

3100098009924

TUGAS AKHIR
(OE 1701)

25 - Nov - 97
H
7700

**PERENCANAAN FENDER PADA DERMAGA III
KAMAL MADURA**



RSke
627.31
Ban
P-1

1997

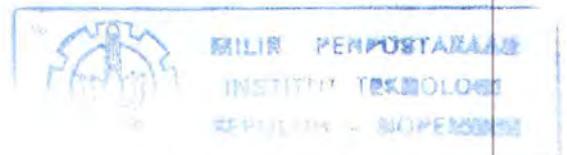
Disusun Oleh :

WISNU SRI BANDONO

NRP : 4391 100 012

**JURUSAN TEKNIK KELAUTAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA**

1997





DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK KELAUTAN

Kampus ITS - Sukolilo, Surabaya 60111 Telp. 5947254, 597274 psw. 144 Telex 34224 Fax 5947254

TUGAS AKHIR (OE.1702)

NO. : 078/PT.12.FTK4.H8/Q/96

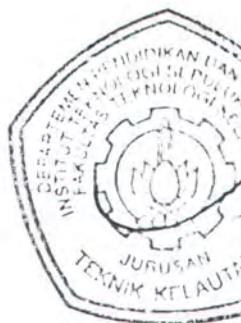
MATA KULIAH : TUGAS AKHIR
NOMOR MATA KULIAH : OE.1702
NAMA MAHASWA : Wisnu Sri Bandono
NOMOR POKOK : 4391100012
TGL.DIBERIKAN TUGAS : 17 Juli 1996
TGL.SELESAINYA TUGAS : 17 Januari 1997
DOSEN PEMBIMBING : 1. DR. Ir. W. A. Pratikto, M.Sc
2. Ir. Imam Rochani, M.Sc

THEMA / URAIAN / DATA-DATA YANG DIBERIKAN / JUDUL TUGAS AKHIR :

DESAIN FENDER PADA PELABUHAN PENYEBERANGAN FERRY DI INDONESIA (LJUNG - KAMAL)

DIBUAT RANGKAP 4 :

1. Mahasiswa ybs.
2. Dekan FTK-ITS
3. Dosen Pembimbing
4. Arsip Jurusan .

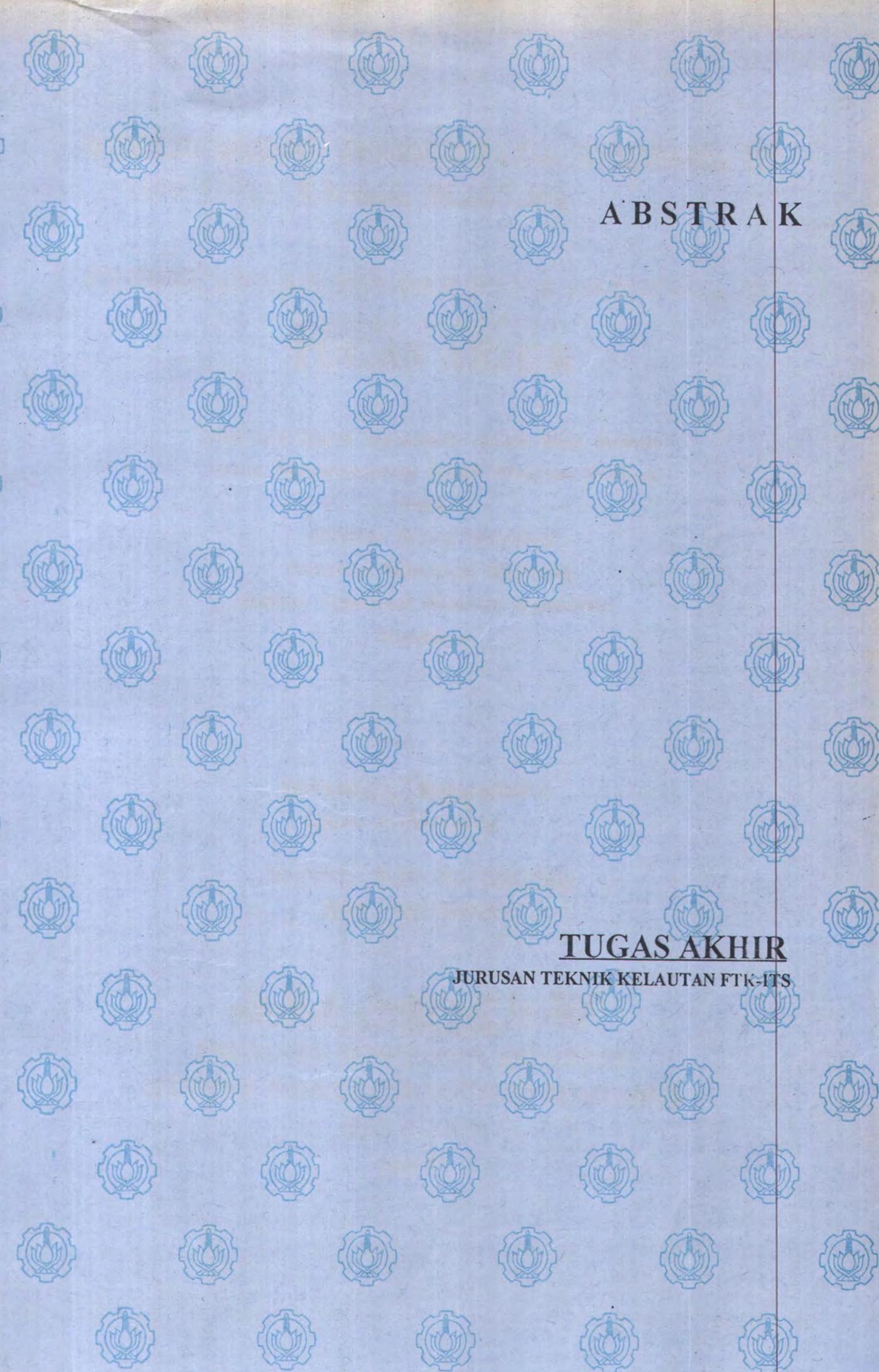


Surabaya, 17 Juli 1996
Ketua Jurusan ;

Dr. Eko Budi Djatmiko, MSc.
NIP. 131 407 592

*Dazzling moment on August 1997
To be success and get everthing
you want one should 'do'
whatever it takes , just
like this thesis.....*

*I dedicated this one to my
Mommy and Daddy
also my Erika...
I do love you*



ABSTRAK

TUGAS AKHIR

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

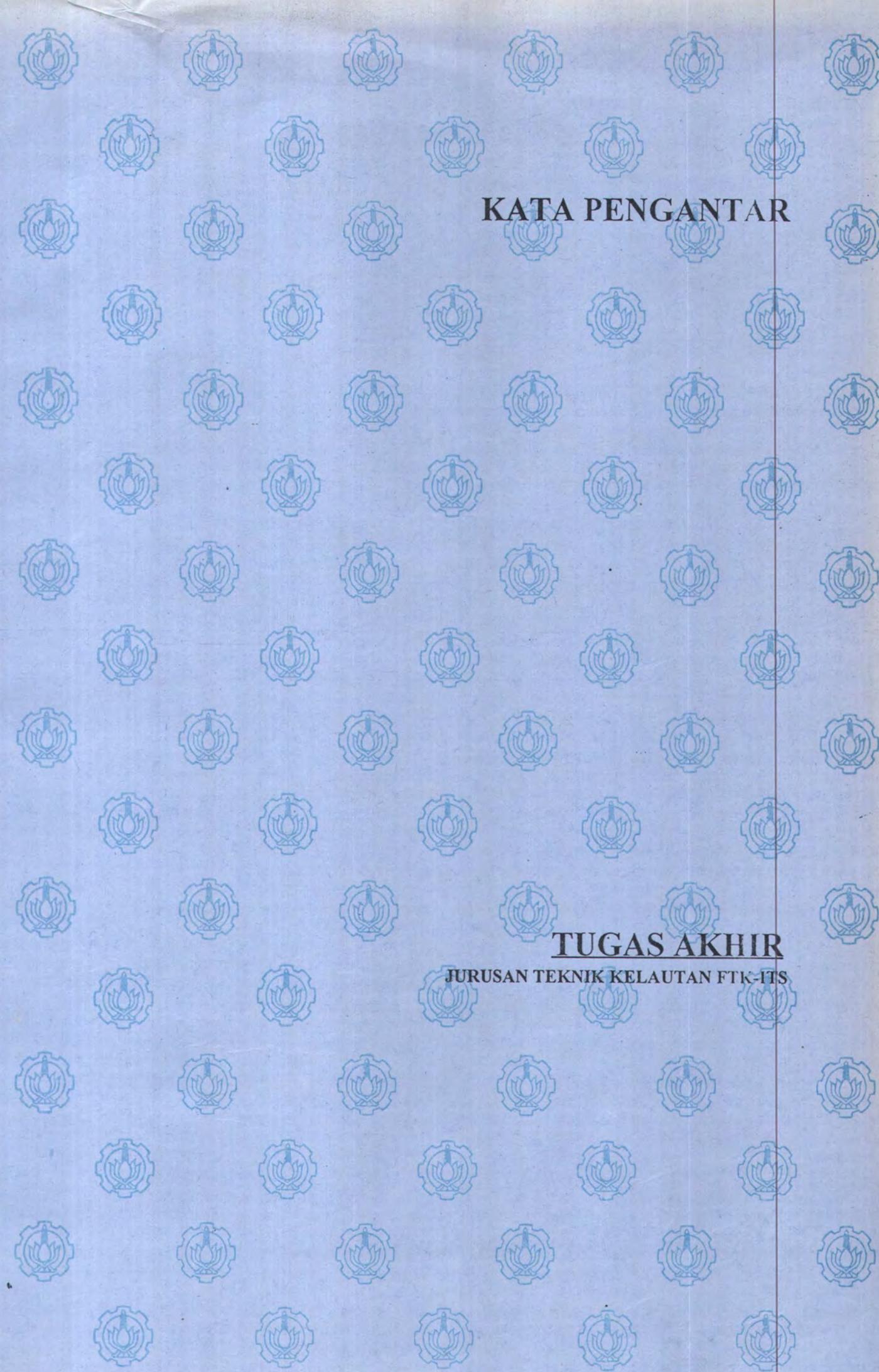
ABSTRAK

Salah satu fasilitas yang penting bagi suatu dermaga adalah tersedianya fender yang berfungsi baik dan optimum pada dermaga tersebut. Sistem fender tersebut bertujuan untuk melindungi badan kapal dan konstruksi dermaga akibat energi yang ditimbulkan pada saat bertambat. Dengan adanya fender maka sebagian energi akan diserap sehingga kerusakan dapat dicegah.

Kriteria desain untuk sistem fender sangat penting untuk diperhatikan, beberapa metode telah dikembangkan untuk mendapatkan energi tambat yang tepat dalam perencanaan seperti metode Bridgestone, Shibata, Japan Port and Harbour Association, maupun Jahren.

Dalam permasalahan ini, akan dibandingkan dari kriteria desain metode Bridgestone dan Jahren (termasuk faktor lingkungan, faktor keselamatan). Dari metode Jahren didapatkan energi impact terbesar 1.8 ton.m sedangkan dari metode Bridgestone adalah 2.2 ton.m. Dalam perencanaan sistem fender energi Jahren dapat dijadikan batasan untuk energi desain yang dipilih.

Fender pada dermaga III Kamal mempunyai nilai energi serap yang terlalu besar dibandingkan energi impact yang terjadi, sehingga fender yang ada walaupun dapat menyerap energi tetapi tidak ekonomis dan optimum. Dan dalam perencanaan maupun pengembangan disarankan beberapa alternatif SCN 400Fentek, C 500 Bridgestone, atau CS 500 H Shibata.



KATA PENGANTAR

TUGAS AKHIR

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

KATA PENGANTAR

Dengan mengucap "Alhamdulillahil'alamiin....."

Setelah berjuang dengan sekuat tenaga dan ridho'Nya akhirnya penulis berhasil menyelesaikan Tugas Akhir ini , sebagai syarat untuk menyelesaikan pendidikan Strata I (SI) Teknik Kelautan , dengan penuh kerendahan hati ke hadirat Allah S.W.T. segala puji syukur penulis panjatkan.

Perjuangan terasa indah dengan mengingat masa studi yang dilalui dan bimbingan maupun bekal yang telah didapat semasa menuntut ilmu dari jurusan tercinta, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Eko Budi Djatmiko MS.c , Bapak Dr. Ir. Paulus Indiyono M.Sc, atas dedikasinya sebagai Ketua Jurusan dan Sekretaris Jurusan sehingga telah banyak membantu mahasiswa dalam studinya.
2. Bapak Dr. Ir. W.A. Pratikto M.Sc., serta Bapak Ir. Imam Rochani selaku dosen pembimbing dengan 'ilmu coastal' dan 'ilmu mental' sehingga membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini
3. Ir.Fuad dari PT NIPPON KOEI dan Pak Hariyanto bagian teknis Perum ASDP Ujung Kamal atas segala bantuan data dan kemudahannya.
4. Bapak dan Ibu (Soekarno), ketabahan dan keyakinan pada anak terakhir dalam menyelesaikan studi serta kakak-kakakku (Ir. Yoraida, Ir. Hening, DR. Padyo, Ir. Lungit , Ir. Gitta) juga keponakanku (Erlan, Min, Sam

,Afrin dan Kamaz) tercinta atas 'doa' , dorongan, dan segala yang terbaik bagi penulis selama ini.

5. Bapak dosen Teknik Kelautan Ir. Joswan , Dr.Rosyid, Ir.Arif, Dr.Tarigan, Ir. Rudi, Ir. Suntoyo, Ir. Vincent, Ir. Mutedjo, Ir.Murdjito Ir. Handayanu, Ir. Mustain , Ir. Mukhtasor, Prof. Soegiono , Ir. Yoyok yang telah memberikan bimbingan dalam studi.
6. Teman-temanku Teknik Kelautan '91 'fender man' Ir. Agung, Ir. Abdullah (atas literatur dan data) Bagus,Wiwid, Ir.Baron, Ir. Ice, Herry Artist, atas kebersamaannya semuanya arek laut , Helen , Ir. Ambar (PJ), Yudi 'I love you all , guys !!'
7. My ' *architec* ' one and only Ir. Erika tersayang atas dorongan dan keyakinannya atas segalanya dulu, saat ini, dan esok.

Penulis menyadari tentunya masih banyak kekurangan dalam Tugas Akhir ini , hal ini mengingatkan penulis adalah manusia biasa, yang harus terus belajar dan belajar dalam hidup untuk bekal dunia dan akhirat. Saran, kritik dan pengembangan dari tulisan ini tentunya akan sangat berguna untuk kemajuan pendidikan dan teknologi.

Surabaya, Agustus 1997

Penulis



DAFTAR ISI

TUGAS AKHIR

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

DAFTAR ISI

Abstrak

Kata Pengantar

Daftar Isi

Daftar Gambar

Daftar Tabel

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah	I-1
1.2 Perumusan Masalah	I-2
1.3 Tujuan Penelitian	I-3
1.4 Batasan Masalah	I-3
1.5 Sistematika Penulisan	I-4

BAB 2 DASAR TEORI

2.1 Perkembangan Sistem Fender	II-1
2.2 Teorema Usaha Kerja	II-4
2.3 Persamaan Energi Kinetik	II-5
2.4 Energi Tambat Kapal	II-7
2.4.1 Energi dengan Koefisien Eksperimen	II-7
2.4.2 Perhitungan Energi Tambat Bridgestone	II-9

2.5 Faktor dalam Perhitungan Energi Tambat	II-10
2.5.1 Kecepatan Pendekatan	II-10
2.5.2 Koefisien Massa	II-12
2.5.3 Faktor Eksentrisitas	II-12
2.5.4 Faktor Bentuk	II-15
2.5.5 Faktor Kekakuan	II-15
2.6 Berat Kapal	II-15
2.6.1 Definisi Berat Kapal	II-16
2.6.2 Berat Tambah	II-16
BAB 3 PEMILIHAN SISTEM FENDER DERMAGA DAN PERMASALAHANNYA	
3.1 Umum	III-1
3.2 Kondisi Alam yang Berpengaruh	III-1
3.3 Batasan dari Kapal	III-5
3.4 Prosedur Pemilihan Jenis Fender	III-8
3.4.1 Perhitungan Energi Serap Fender	III-8
3.4.2 Penentuan Jumlah Fender	III-11
BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Umum	IV-1
4.2 Kriteria Desain Energi dari Jahren	IV-5
4.2.1 Perhitungan Energi Kinetik Kapal	IV-5
4.2.2 Investigasi Defleksi Fender	IV-8

4.2.3 Perhitungan Koefisien Tambat	IV-11
4.2.4 Analisa Hasil	IV-12
4.2.5 Faktor Keselamatan	IV-13
4.3 Perhitungan Energi Tambat Desain	IV-16
4.3.1 Metode Jahren	IV-16
4.3.2 Metode Bridgestone	IV-17
4.4 Penentuan Energi Tambat Desain	IV-21
4.5 Kondisi Oceanografi	IV-22
4.5.1 Pasang Surut	IV-23
4.5.2 Kecepatan Arus	IV-25
4.5.3 Kecepatan Angin	IV-25
4.6 Fender yang Digunakan	IV-26
4.7 Pemasangan Fender pada Dermaga	IV-32
4.7.1 Jumlah Fender yang Digunakan	IV-32
4.7.2 Penempatan Fender pada Dolphin	IV-33

BAB 5 PENUTUP

5.1 Kesimpulan	V-1
5.2 Saran	V-2

Daftar Pustaka

Lampiran

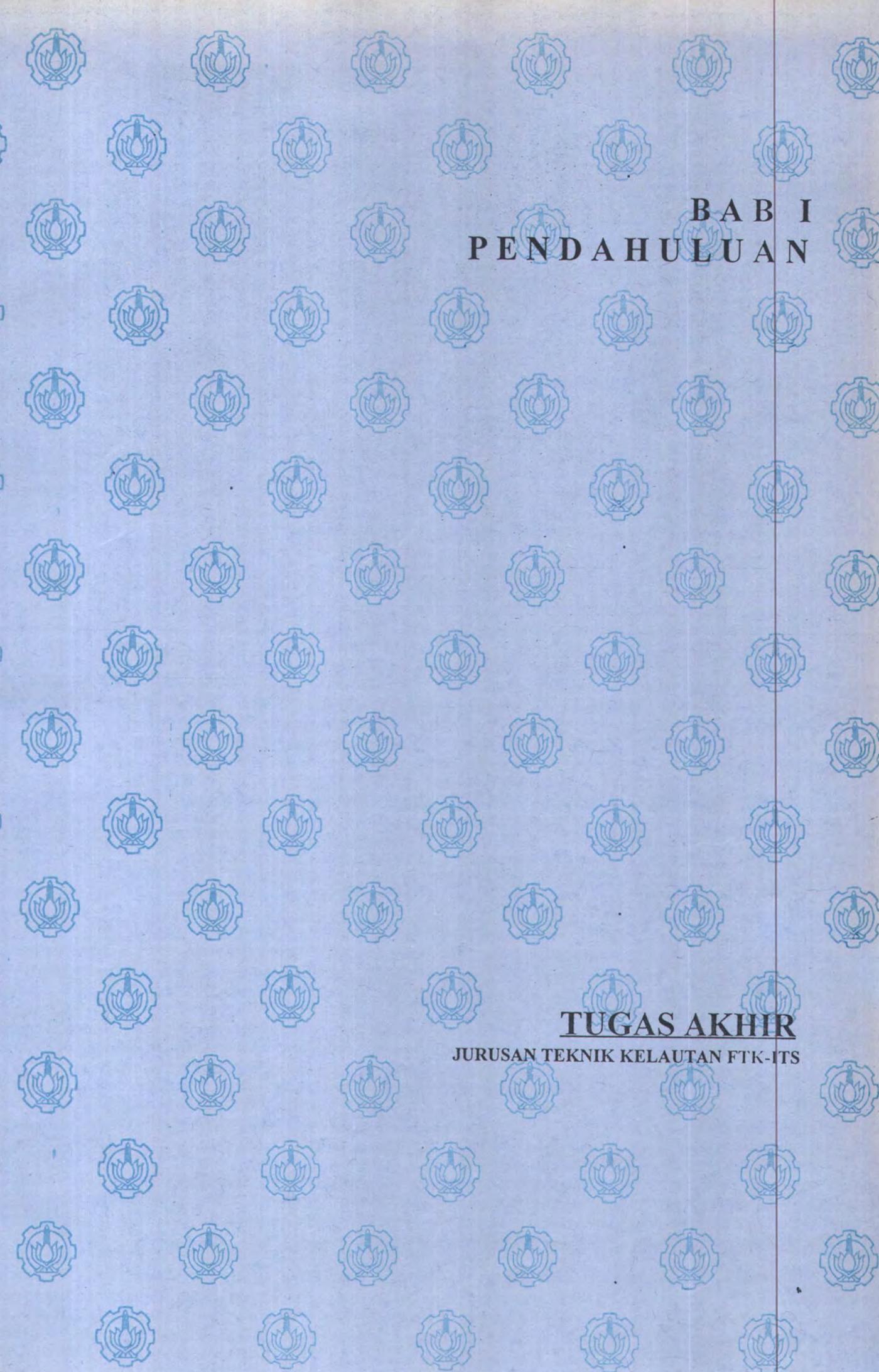
DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Hubungan antara DW,GT, dan B	III-3
Tabel 3.2 Hubungan Konstanta dan Koefisien Tekanan Arus	III-5
Tabel 3.3 Hubungan antara DW,GT, dan B	III-5
Tabel 3.4 Contoh Tekanan Muka Fender	III-6
Tabel 4.1 Spesifikasi Fender Dermaga III Kamal	IV-4
Tabel 4.2 Data Kapal Penyeberangan	IV-5
Tabel 4.3 Konversi dari GT ke DT	IV-6
Tabel 4.4 Berat Aktual dan Berat Tambah Kapal	IV-6
Tabel 4.5 Kecepatan Tambat Kapal	IV-7
Tabel 4.6 Energi Kinetik Kapal	IV-7
Tabel 4.7 Energi Tambat Akibat Defleksi	IV-10
Tabel 4.8 Koefisien Tambat	IV-11
Tabel 4.9 Faktor Keselamatan Modifikasi	IV-14
Tabel 4.10 Energi Tambat Kapal	IV-16
Tabel 4.11 Besarnya Koefisien Massa	IV-19
Tabel 4.12 Energi Tambat Efektif	IV-21
Tabel 4.13 Spesifikasi Fender Dermaga III	IV-26
Tabel 4.14 Performance Fender Fentek	IV-27
Tabel 4.15 Performance Fender Bridgestone	IV-28

Tabel 4.16 Performance Fender Bridgestone	IV-28
Tabel 4.17 Perhitungan Ea dan Ra	IV-30
Tabel 4.18 Performance Fender Shibata	IV-30
Tabel 4.19 Performance Fender Shibata	IV-31
Tabel 4.20 Data Kapal yang Bekerja	IV-34

BAB I

PENDAHULUAN



BAB I
PENDAHULUAN

TUGAS AKHIR

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang Masalah

Indonesia sebagai negara kepulauan dengan tingkat pertumbuhan ekonomi yang tinggi memerlukan sarana perhubungan yang dapat memperlancar arus distribusi barang dan jasa . Dengan belum adanya sarana penghubung yang permanen (fixed) seperti jembatan antar pulau , penggunaan kapal penyeberangan reguler tetap merupakan pilihan utama untuk masa beberapa tahun mendatang.

Intensitas yang tinggi di dermaga penyeberangan memerlukan sistem proteksi dengan tingkat yang memadai untuk melindungi kerusakan pada struktur dermaga dan badan kapal. Kerusakan yang timbul akan mengakibatkan terganggunya arus perhubungan dengan dampak yang cukup serius di bidang ekonomi, disamping meningkatnya ongkos perbaikan pada dermaga maupun kapal.

Karena itu penentuan sistem fender pada pelabuhan penyeberangan (dermaga) sangat penting dilakukan karena intensitas merapatnya ferry yang tinggi, hampir setiap 10 menit dermaga akan menerima beban dan energi benturan dari ferry.

Perlindungan untuk mencegah kerusakan dermaga dan kapal dikenal dengan sistem fender. Fender telah digunakan di banyak fasilitas dermaga dan tambat di seluruh pelabuhan di dunia, ditinjau dari segi konstruksi sistem fender ada dua jenis, fender pelindung (protective fender), dan fender bentur (impact fender). Fender pelindung biasa digunakan pelindung dari kayu panjang, fender gantung dari

rantai dilindungi karet, dan fender berbobot. Fender bentur digunakan untuk menyerap benturan yang ditimbulkan benturan kapal pada dermaga, pada saat ini dikembangkan tiga jenis yaitu ; fender hidrolik (hydraulic fender), fender per baja (steel springs fender), dan fender karet (rubber fender). Dewasa ini sistem fender yang paling populer dan dikembangkan lebih dari seperempat abad terakhir adalah sistem fender dari karet.

Kriteria desain untuk fender telah dikembangkan untuk memperoleh desain yang optimum, Jahren dan Jones (1996) membuat langkah-langkah desain yang cukup menarik untuk mendapatkan energi tambat , yang digunakan untuk pengembangan dermaga yang telah beroperasi. Penulis mencoba menjabarkan langkah-langkah yang digunakan untuk mendesain sistem fender untuk pelabuhan penyeberangan di Indonesia dalam hal ini pada dermaga III Kamal, Madura untuk mendapatkan energi tambat dari kapal sebagai perencanaan sistem berlabuh..

Faktor-faktor dalam mendesain sistem fender meliputi :

1. Kondisi yang ditimbulkan oleh bertambatnya kapal.
2. Kondisi lingkungan

Kedua faktor diatas akan diuraikan lebih lanjut dalam sistematika penulisan.

1.2 Perumusan Masalah

Penentuan energi tambat dalam mendesain fender adalah faktor utama dalam kriteria desain fender, karena besarnya energi ini akan menentukan energi serap fender yang secara langsung mempengaruhi jenis fender dan dimensi fender yang akan digunakan. Jahren dan Jones (1996) menyatakan perlunya mendapatkan

koefisien tambat kapal (C) yang tepat untuk menyusun energi bentur dari kapal, dilakukan melakukan eksperimen pada saat kapal bertambat dengan mengukur defleksi yang terjadi dan membandingkan dengan energi karena energi kinetis pergerakan kapal. Dari perhitungan energi dengan koefisien tambat ini akan dibandingkan dengan hasil yang didapat dengan menggunakan perhitungan energi secara teoritis dari Bridgestone (1995) , Shibata (1995), maupun dari PIANC (1984).

1.3 Tujuan Penelitian

Untuk mendapatkan dimensi dari fender yang akan digunakan pada dermaga III Kamal Madura, selanjutnya pemasangan dari sistem fender sebagai bagian dari sistem konstruksi dermaga dengan memperhitungkan kondisi oceanografi berdasarkan kriteria desain dari formulasi energi tambat Jahren (1996) dan formulasi perhitungan menurut Bridgestone (1995).

1.4 Batasan Masalah

Untuk merencanakan sistem fender banyak faktor yang perlu diperhatikan. Dengan terbatasnya kemampuan dan waktu beberapa batasan perlu dilakukan untuk memperjelas permasalahan :

1. Studi kasus dilakukan pada dermaga III Kamal, Madura.
2. Pemakaian metode dari Jahren , Bridgestone dan JPHA.
3. Fender yang dipilih dibatasi pada penggunaan fender karet.
4. Kondisi struktur dianggap laik dan sempurna.

5. Defleksi fender diambil yang terjadi secara uniform.
6. Data lapangan valid

1.5 Metodologi Penulisan

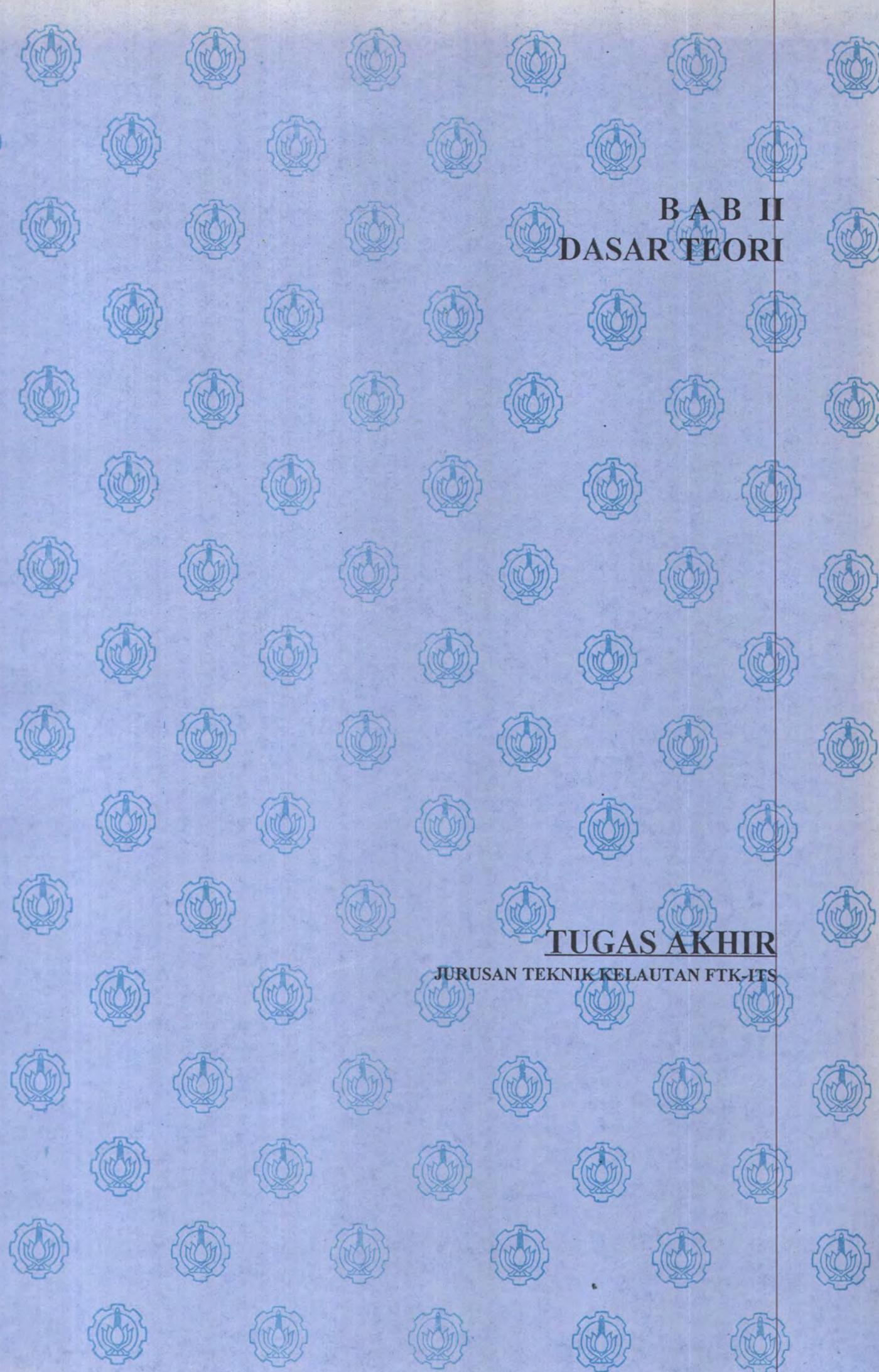
Metode yang digunakan dalam menyelesaikan permasalahan diatas adalah dengan melakukan penelitian terhadap kapal saat bertambat dan melakukan perhitungan-perhitungan secara teoritis, dengan menggunakan formula yang berlaku. Jadi dalam hal ini penelitian terhadap kapal bertambat digunakan sebagai pembandingan dalam menentukan energi tambat efektif kapal. Langkah - langkah dapat dijelaskan berikut ini :

1. Menentukan besarnya energi tambat (berthing energy) dari kapal yang ditimbulkan oleh defleksi dari fender dan energi kinetis kapal.
2. Membuat data hubungan antara energi tambat karena defleksi dan energi kinetis untuk menentukan ratio (C exp).
3. Mencari besarnya koefisien tambat dari pengembangan Bridgestone (1995) metode PIANC (1984) SHIBATA (1995) maupun dari Japanese Port and Harbour (1995) yang meliputi :
 - a. faktor eksentrisitas.
 - b. koefisien massa tambah
 - c. koefisien bentuk, koefisien kekakuan , kecepatan tambat
 - d. faktor kecepatan angin, arus, untuk jumlah fender digunakan.

4. Menghitung besarnya energi tambat efektif dari tiap kapal ferry dengan menggunakan baik koefisien dari hasil energi kinetik dan defleksi fender dan formulasi Bridgestone, melakukan analisa dari hasil yang didapat.
5. Dari energi tambat efektif yang terjadi apakah fender yang ada optimal , dan melakukan perencanaan berikut alternatif sistem fender dari beberapa referensi yang dapat digunakan.
6. Merencanakan pemasangan sistem berdasarkan kondisi oceanografi daerah tersebut.

BAB II

DASAR TEORI



BAB II
DASAR TEORI

TUGAS AKHIR
JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

BAB II

DASAR TEORI

2.1 PERKEMBANGAN SISTEM FENDER

Sistem fender digunakan sebagai perlindungan terhadap kerusakan yang terjadi pada dermaga maupun kapal pada saat bertambat. Penggunaan sistem fender telah dimulai dengan digunakannya kayu dan tiang pancang terbuat dari kayu. Pada perkembangan selanjutnya digantikan dengan fender karet karena deformasi yang terjadi pada kayu dan tiang pancang sangat kecil yang mengakibatkan tidak adanya energi yang diserap pada sistem fender ini, kemungkinan terjadinya kerusakan pada lambung kapal sangat besar terutama pada kondisi cuaca buruk dan ukuran kapal yang besar. Fender tiang pancang dan kayu ini masih banyak digunakan untuk mencegah lambung kapal dan dermaga dari pengaruh abrasi dan kerusakan dengan cara meningkatkan luasan persentuhan antara fender dan lambung kapal.

Pesatnya perkembangan ekonomi dunia memacu untuk meningkatkan ukuran kapal dan bobot matinya, hal ini memerlukan penyerapan energi yang lebih besar karena besarnya energi tambat yang terjadi. Salah satu pertimbangan pada kapal dengan ukuran besar adalah tekanan ijin pada lambung kapal. Sistem fender karet telah berkembang dengan memuaskan dengan energi serap yang memenuhi energi tambat dan tekanan yang rendah pada lambung kapal. Kebanyakan sistem fender yang digunakan di seluruh dunia adalah sistem fender karet. Pada awal pengembangannya type fender silindris (cylindrical) dan kotak (square) banyak

digunakan tetapi sekarang telah digantikan dengan sistem baru dengan unjuk kerja yang lebih baik.

Sistem fender karet , berbeda dengan fender kayu dan tiang pancang dapat mengurangi gaya tambat dengan menyerap energi tambat dengan cara berdeformasi dan buckling. Karena itu secara natural fender harus mempunyai sifat elastis (elasticity) dan dan mudah berdefleksi (easily deflect). Gaya reaksi yang terjadi pada fender harus kecil pada saat menyerap energi yang besar selama proses defleksi fender.

Fender karet ini banyak digunakan pada dermaga dan pelabuhan sesuai dengan kebutuhannya , menurut karakteristiknya fender yang terbuat dari karet dapat dikategorikan menjadi tiga :

1. Tipe fender Pneumatic

Fender tipe ini menyerap energi tambat dengan elastisitas dari udara didalam fender lebih besar dari elastisitas karet. Dikenal dengan nama tipe fender lunak dan gaya reaksinya meningkat sebanding defleksi yang terjadi. Dibawah ini diberikan contoh fender pneumatic.

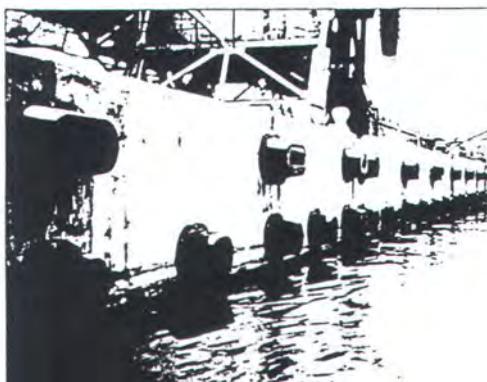


Gambar 2.1 Fender Pneumatic

2. Tipe fender Solid

Bentuk fender tipe ini ada bermacam-macam , mekanisme dasar sistem kerjanya dengan berdefleksi sesuai dengan macam atau bentuknya. Fender ini dapat diklasifikasikan secara umum dalam dua macam :

- a. Fender yang hanya terdiri dari karet , dipakai untuk keperluan umum dan dermaga/pelabuhan rakyat.
- b. Fender dengan tambahan rangka pelindung (protector panel/frame) pada bagian atas sering digunakan untuk kapal-kapal ukuran besar pada dermaga tertentu.



Gambar 2.2 Fender Solid

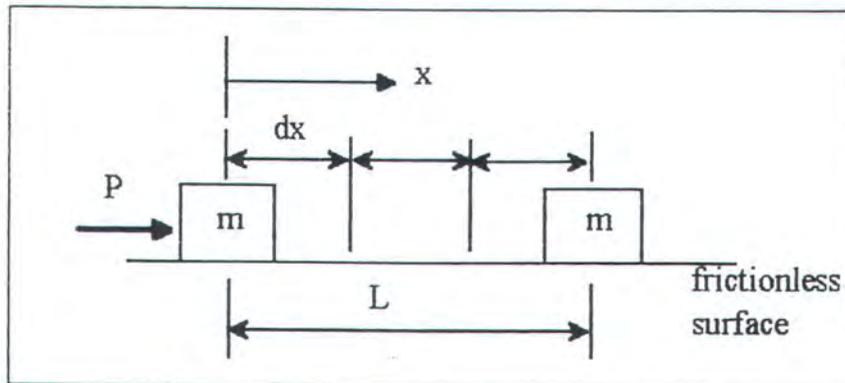
3. Tipe Fender Hydraulic.

Fender tipe ini khusus dikembangkan untuk kapal ferry, unjuk kerja dalam menyerap kejutan sangat baik sekali. Tipe fender ini terdiri dari hydraulic rubber bag, seringkali digunakan juga foam sebagai sistem hidrauliknya, water tank, dan protector panel. Saat kapal merapat dan menyentuh protector panel , air dalam hydraulic rubber bag terdorong ke water tank lewat pipa. Selama pergerakan air ini tekanan air akan timbul yang menyerap energi tambat kapal. Sistem ini menjamin

merapatnya kapal tanpa hantakan. Gambar dari fender type ini sama dengan pneumatic dengan konstruksi dalam yang berbeda.

2.2 TEOREMA USAHA KERJA

Untuk menganalisa suatu struktur elastis guna mendapatkan besarnya usaha atau energi yang terjadi, dapat dilakukan dengan menggunakan hasil defleksi yang terjadi dengan mengalikan dengan gaya yang bekerja pada benda. Menurut M.S. El Naschie (1990) dengan menggunakan pendekatan dari prinsip usaha kerja hal ini dapat dijelaskan sebagai berikut :



Gambar 2.3 Sistem yang bergerak di atas bidang datar

Gaya sebesar P yang bekerja pada blok m dengan arah x , selama gaya ini bekerja permukaan dianggap licin tanpa gesekan dengan jarak Δx sepanjang x dan elementary work dapat didefinisikan sebagai :

$$\Delta W = P (\Delta X) \quad \text{.....persamaan 2.1}$$

Karena Δx sangat kecil gaya P dianggap konstan, setelah blok m bergerak dengan jarak L . Kerja dapat dihitung dengan membagi jarak L dengan sejumlah (n) $x_i = L/n$. kerja dapat didekati dari penjumlahan total elementary work :

$$W = \sum_i^n \Delta W_i = \sum_i^n P_i \Delta x_i$$

$$W = \int_0^L P(x) dx \quad \text{.....persamaan 2.2}$$

Persamaan diatas dapat ditulis lagi dalam :

$$W = \int_0^L P(x) dx \quad \text{.....persamaan 2.3}$$

dimana ;

W = Usaha / energi benda

P = gaya yang bekerja

x = jarak perpindahan benda

Perumusan diatas yang digunakan dalam paper dari Jahren dan Jones (1996) untuk menghitung besarnya energi tambat dari kapal ferry dengan menggunakan defleksi dan gaya reaksi maksimum ijin fender sebagai pembanding energi tambat kapal.

2.3 PERSAMAAN ENERGI KINETIK

Penggunaan energi kinetik untuk menghitung besarnya energi tambat kapal merupakan dasar pengembangan formula dari perhitungan energi tambat , berikut ini akan diuraikan penurunan konsep energi kinetik secara umum dari benda dan penggunaannya dalam perhitungan energi kapal. Menurut Henry F. Cornick dalam buku Dock and Harbour Engineering (1968), bahwa energi kinetik benda diturunkan dari momentum yang terjadi pada benda karena benda yang mempunyai massa m dan bergerak dengan kecepatan v .

$$P = mv \quad \text{.....persamaan 2.4}$$

dimana ;

P = momentum benda

m = massa = $\left(\frac{W}{g} \right)$

v = kecepatan benda bergerak

Perubahan momentum yang bekerja adalah sebanding dengan gaya P yang bekerja searah garis gaya P bekerja, sehingga :

P sebanding dengan perubahan mv

Perubahan v misalnya dari U ke V ;

mv akan berubah dari mU ke mV

$$mV - mU = m(V - U)$$

karena perubahan diukur dalam satuan unit waktu , hubungan yang sama dapat dinyatakan laju perubahan v dan mv dapat dinyatakan sebagai mf, f laju perubahan v.

$$P = mf \quad \text{.....persamaan 2.5}$$

Persamaan di atas merupakan persamaan dasar kinetik yang akan digunakan dalam penurunan energi kinetik benda bergerak kapal

Menurut Henry F. Cornick (1968) energi kinetik diturunkan dengan menganggap benda bergerak dengan kecepatan u , untuk menghitung besarnya kerja yang terjadi dimulai pada saat benda bergerak sampai berhenti. Persamaan dapat disusun dengan perubahan laju kecepatan dari u ke 0 karena pengaruh gaya P, dan f menunjukkan percepatan dan s jarak yang dilewati ;

$$v^2 - u^2 = 2 fs \quad \text{.....persamaan 2.6}$$

$$0 - u^2 = 2 fs$$

$$\text{dan } P = mf$$

Adanya gaya P akan mengakibatkan Bergeraknya benda sejauh s ; $s = Ps$

$$= mfs = 2fs \times 1/2 m$$

$$u^2 \times 1/2 m = - 1/2 m u^2$$

Kerja yang diakibatkan oleh benda m akan berlawanan arah dengan gaya P jadi , energi kinetik yang ditimbulkan adalah :

$$Ek = 1/2 m u^2$$

$$Ek = 1/2 m v^2 \quad \text{.....persamaan 2.7}$$

Persamaan diatas merupakan persamaan energi kinetik dari benda bergerak dengan kecepatan v dan mempunyai massa m yang akan digunakan untuk menghitung besarnya energi tambat kapal yang bersandar pada dermaga.

2.4 ENERGI TAMBAT KAPAL

Dalam perhitungan untuk mencari koefisien tambat akan dihitung terlebih dahulu energi tambat kapal baik dengan menggunakan formulasi dari Jahren dan Bridgestone.

2.4.1 Energi Tambat Kapal dengan Koefisien hasil Eksperimen

Untuk mencari besarnya C_{exp} (koefisien tambat eksperimen) Jahren dan Jones (1996) mengembangkan metode dengan mencari ratio antara energi tambat yang didapat dari perhitungan defleksi fender dan energi tambat karena pergerakan kapal yang menimbulkan energi kinetis. Energi tambat efektif dari kapal yang

merapat diestimasi dari jumlah tambat yang diambil dengan jumlah terbatas. Energi tambat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$E = \int_0^l g(s) ds \quad \dots \text{persamaan 2.8}$$

dimana ;

E : Energi tambat efektif dihitung dari defleksi fender

g : Gaya reaksi maksimum dari fender

s(ds) : Defleksi yang terjadi

Energi tambat karena defleksi fender diatas dalam mendapatkan koefisien tambat dibandingkan dengan energi kinetik dari pergerakan kapal yang merapat dengan menggunakan persamaan energi kinetik :

$$E = \frac{W}{2g} \times V^2 \times K \quad \dots \text{persamaan 2.9}$$

dimana;

W = berat virtual (displacement dan massa tambah)

g = percepatan gravitasi

V = kecepatan tambat

K = faktor eksentrisitas dengan besar maksimal 1

Dari dua persamaan energi diatas akan didapatkan koefisien tambat dari eksperimen dihitung dengan ;

$$C_{aks} = \frac{Es}{E_v} \quad \dots \text{persamaan 2.10}$$

dimana ;

E_s = Energi tambat kapal karena defleksi

E_v = Energi tambat kapal karena energi kinetis

Koefisien tambat eksperimen ini yang akan digunakan untuk menghitung besarnya energi tambat efektif dari kapal dalam mendesain sistem fender.

2.4.2 Perhitungan Energi Tambat Efektif Formula Bridgestone

Perhitungan energi tambat kapal untuk mencari besarnya energi impact pada fender dapat dilakukan dengan menggunakan formula yang telah dikembangkan oleh Bridgestone dan banyak dipakai di Jepang menurut Standar Teknis Fasilitas Pelabuhan dan Dermaga, Japanese Port and Harbour Association (JPHA,1989) yang digunakan adalah :

FORMULA

$$E = \frac{W \times V^2}{2g} \times C_e \times C_m \times C_s \times C_c \quad \dots\dots \text{persamaan 2.11}$$

dimana ;

E : Energi bertambat efektif (ton.m)

W : Displacement (ton)

V : Kecepatan tambat kapal (m/s)

C_e : Faktor eksentrisitas

C_m : Faktor massa

C_s : Softness Coefficient (1.0)

C_c : Shape Coefficient (1.0)

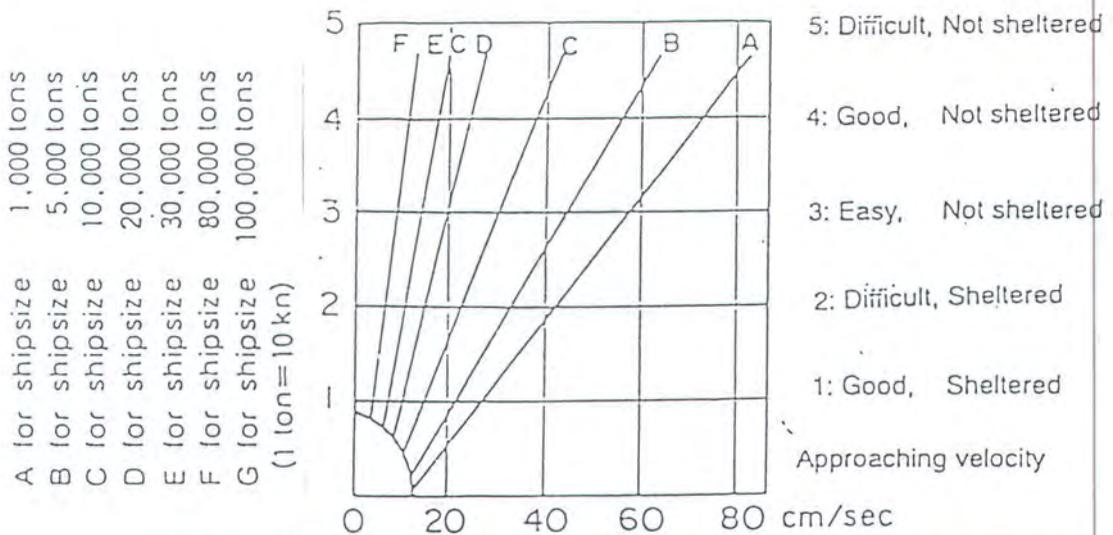
2.5 FAKTOR DALAM PERHITUNGAN ENERGI TAMBAT

Dalam perhitungan energi tambat dari kapal selain dari berat kapal adapula faktor atau koefisien yang mempengaruhi besarnya energi ini , faktor ini antara lain adalah :

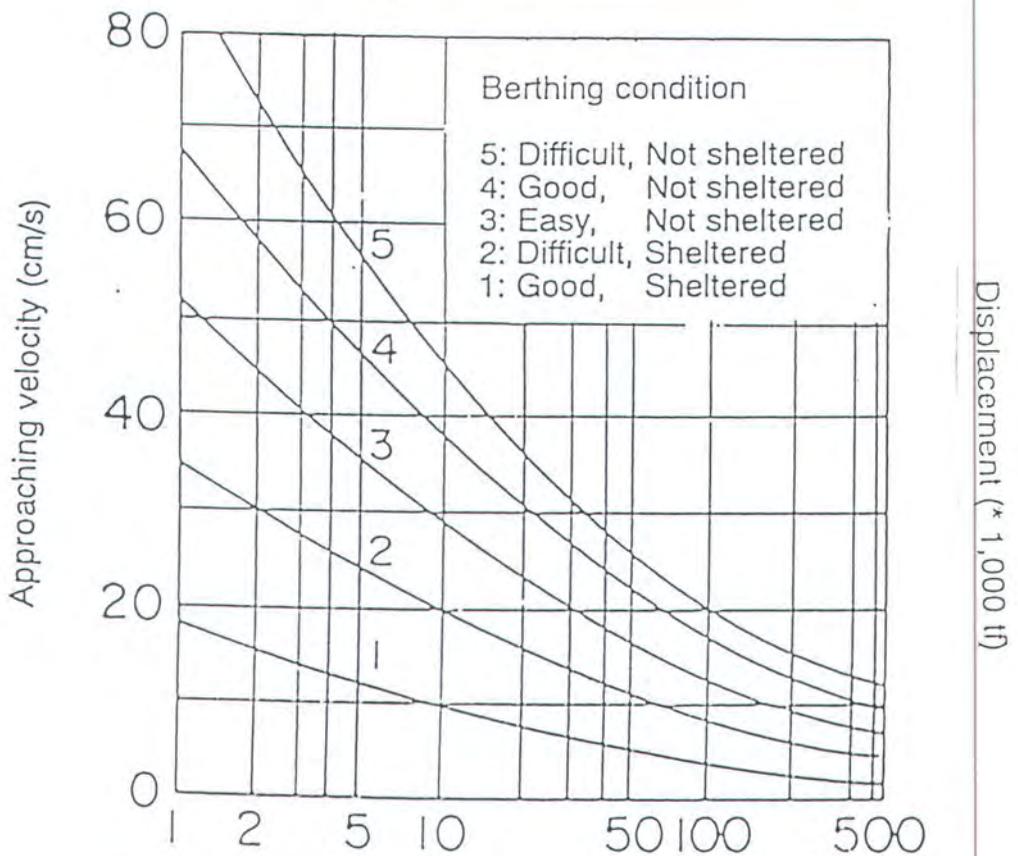
2.5.1 Kecepatan Pendekatan

Kapal jenis khusus seperti ferry atau kapal kontaner (terutama Kapal RO-RO) maupun kapal kargo kecil mempunyai metode bertambat yang berbeda dengan kapal ukuran besar, yaitu digunakannya tenaga dari kapal sendiri tanpa memerlukan bantuan dari kapal tunda. Karena itu kecepatan pendekatan yang diperlukan dalam perhitungan didapatkan dengan melakukan observasi pada jenis kapal khusus, dan pada lokasi tertentu, dalam hal ini dilakukan pada lokasi dermaga III, Kamal serta dengan membandingkan dengan kecepatan pendekatan untuk mendapatkan kecepatan desain menurut beberapa referensi seperti Bridgestone (1995) , Baker (1953) , maupun Brolsma (1977) .

Pada halaman berikut akan diberikan beberapa contoh hubungan antara beberapa kecepatan pendekatan dengan kondisi saat bertambat .



Gambar 2.5 Hubungan antara kecepatan, ukuran kapal dan kondisi bertambat
(Baker, 1953)



Gambar 2.4 Hubungan antara kecepatan, ukuran kapal, dan kondisi bertambat
(Brolsma, 1977)

2.5.2 Koefisien Massa

Besarnya koefisien massa yang digunakan dalam perhitungan energi tambat menurut Standar Teknis Pelabuhan dan Dermaga di Jepang dikembangkan oleh Ueda (1981) melalui eksperimen model :

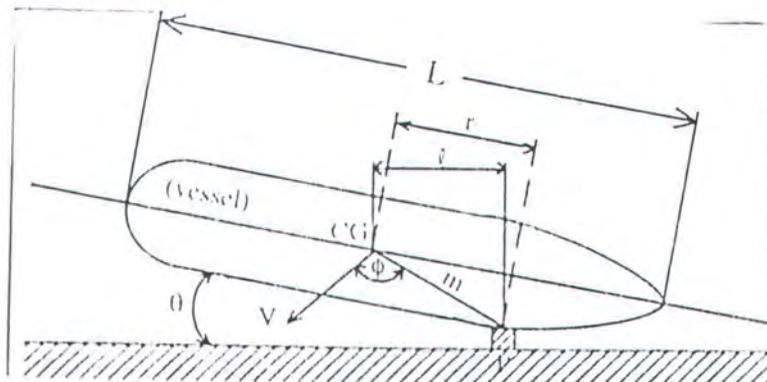
$$C_m = 1 + \frac{\pi}{2C_b} \times \frac{d}{B} \quad \dots \text{persamaan 2.12}$$

dimana ;

- C_m : Koefisien Massa
- C_b : Koefisien blok ($=W_s/(LBd_w0)$)
- d : Draft (m)
- B : Molded Breadth (m)
- L : Length of the ship / LPP (m)
- w_0 : Unit weight of sea water (t/m^3)

2.5.3 Faktor Eksentrisitas

Kapal pada saat bertambat akan membentuk sudut tertentu pada wharf ataupun dolphin, karena hal ini maka energi kinetik total dari kapal perlu dikoreksi dengan faktor eksentrisitas.



Gambar 2.6 Batasan yang menentukan faktor eksentrisitas

dimana ;

- L : Panjang kapal
- CG : Titik Berat
- P : Titik saat tambat (Berthing Point)
- l : Jarak Paralel diukur dari kontak point ke titik berat
- r : Jari-jari girasi
- m : Jarak dari kontak point ke titik berat
- ϕ : Sudut antara m dan vektor kecepatan
- θ : Sudut saat tambat

Faktor eksentrisitas dapat dicari dengan menggunakan persamaan yang diformulasikan oleh Quinn (1972) sebagai berikut :

$$K = \frac{1}{1 + (l/r)^2} \quad \text{.....persamaan 2.13}$$

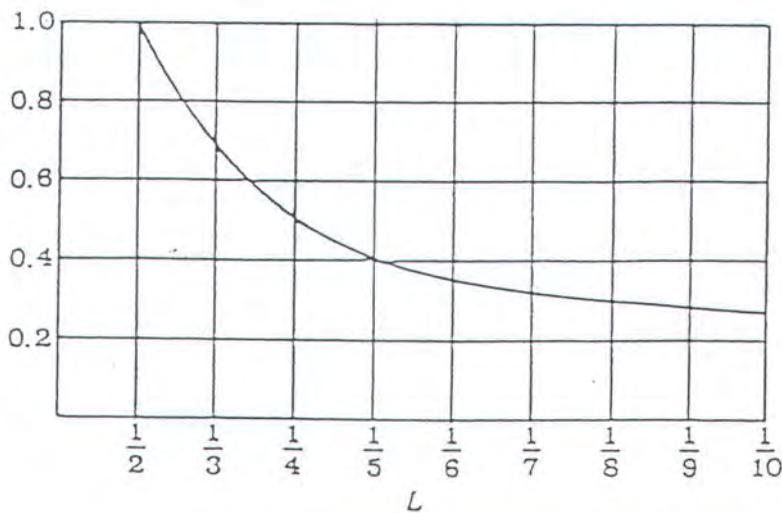
dimana;

K = Faktor eksentrisitas

l = Jarak paralel dari CG ke titik tambat

r = Jari-jari girasi , biasanya diperkirakan $1/4L$ (panjang kapal) (m)

Bila r tidak menggunakan $1/4 L$ maka nilai K dapat dibaca dengan menggunakan grafik sebagai berikut :



Gambar 2.7 Grafik nilai K

2.5.4 Faktor Bentuk Air karena Tambat (C_c)

Pada saat kapal akan bertambat maka massa air yang ada disekeliling badan kapal akan tertekan hal ini disebut efek cushion, dimana efek ini akan mengurangi besarnya energi yang diserap fender dan dermaga karena adanya massa air disekeliling badan kapal. fenomena ini berkaitan erat dengan sudut pada saat bertambat, bentuk lambung kapal, kecepatan tambat, serta jarak antara dasar kapal dengan dasar laut. menurut Japanese Port and Harbour Association, JPHA (1989) besarnya faktor ini adalah mendekati 1.0.

2.5.5 Faktor Kekakuan (C_s)

Faktor kekakuan ini yang digunakan untuk menghitung energi tambat efektif adalah ratio antara energi tambat dan energi yang diserap oleh badan kapal. Energi ini cukup kecil sehingga Japanese port and Harbour Association, JPHA (1989) merekomendasikan besarnya adalah 1.0.

2.6 BERAT KAPAL

Perhitungan untuk menentukan energi tambat kapal tidak terlepas dari kapal sebagai obyek utama yang digunakan untuk bertambat, beberapa hal berikut ini menjelaskan mengenai berat kapal, berat tambah kapal dan metode bertambatnya yang mempengaruhi berat tambahannya dalam perencanaan dan perhitungan yang dilakukan.

2.6.1 Definisi Berat Kapal

Berat kapal seringkali didefinisikan dengan berbagai macam ukuran keterangan dibawah ini merupakan definisi dari ukuran tersebut :

- a. Gross Tonnage : Tonase yang dinyatakan oleh massa dari kapal
- b. Dead Weight Tonnage : Tonase yang dinyatakan oleh berat aktual yang terdapat dalam kapal seperti kargo, penumpang, bahan bakar, air minum.

Hubungan antara Full Load Displacement (FLD) , Light Weight (LW), dan Dead Weight (DW) adalah :

$$FLD = LW + DW$$

- c. Displacement Tonnage : Tonase yang dinyatakan oleh berat total daripada badan kapal seperti mesin , cargo, dan material lainnya

Hubungan antara Dead Weight (DW), Gross Tonnage (GT), dan Displacement (DT) menurut Hamada (1991) dinyatakan dengan konversi sebagai berikut :

Kapal penumpang : $DT = 0.38 GT^{1.162}$

Kapal ferry : $DT = 4.725 GT^{0.846}$

Kapal barang : $DT = 2.482 GT^{0.935}$

Kapal tanker : $DT = 1.565 GT^{0.886}$

2.6.2 Berat Tambah

Karena kapal bergerak dengan percepatan uniform pada suatu fluida maka akan timbul adanya hambatan, hambatan ini merupakan hasil perkalian antara percepatan dengan massa semu kapal atau lebih dikenal dengan massa tambah. Formulasi perhitungan massa tambah menurut Shibata (1995) untuk kapal adalah sebagai berikut :

$$W = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times L \times \rho \quad \dots\dots \text{persamaan 2.14}$$

dimana ;

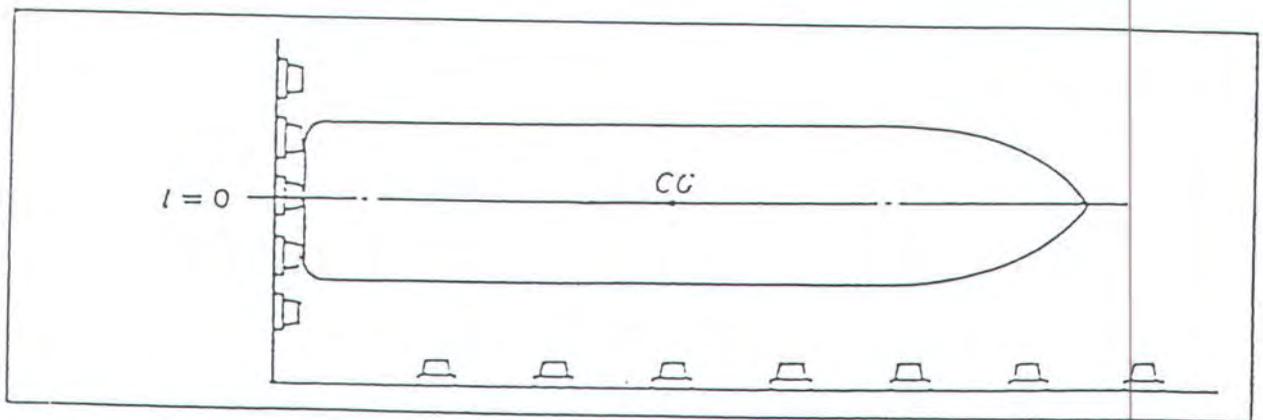
W = Berat tambah (tons)

d = Sarat kapal (m)

L = Lpp atau Loa (m)

ρ = berat jenis air laut

Apabila untuk kondisi dimana ferry merapat dari depan maupun dari belakang seperti gambar dibawah ini maka formula Shibata (1995) ini dipakai :



Gambar 2.8 Kondisi ferry merapat

$$W = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times B \times \rho \quad \dots \text{persamaan 2.15}$$

dimana ;

W = Berat tambah (tons)

d = Sarat kapal (m)

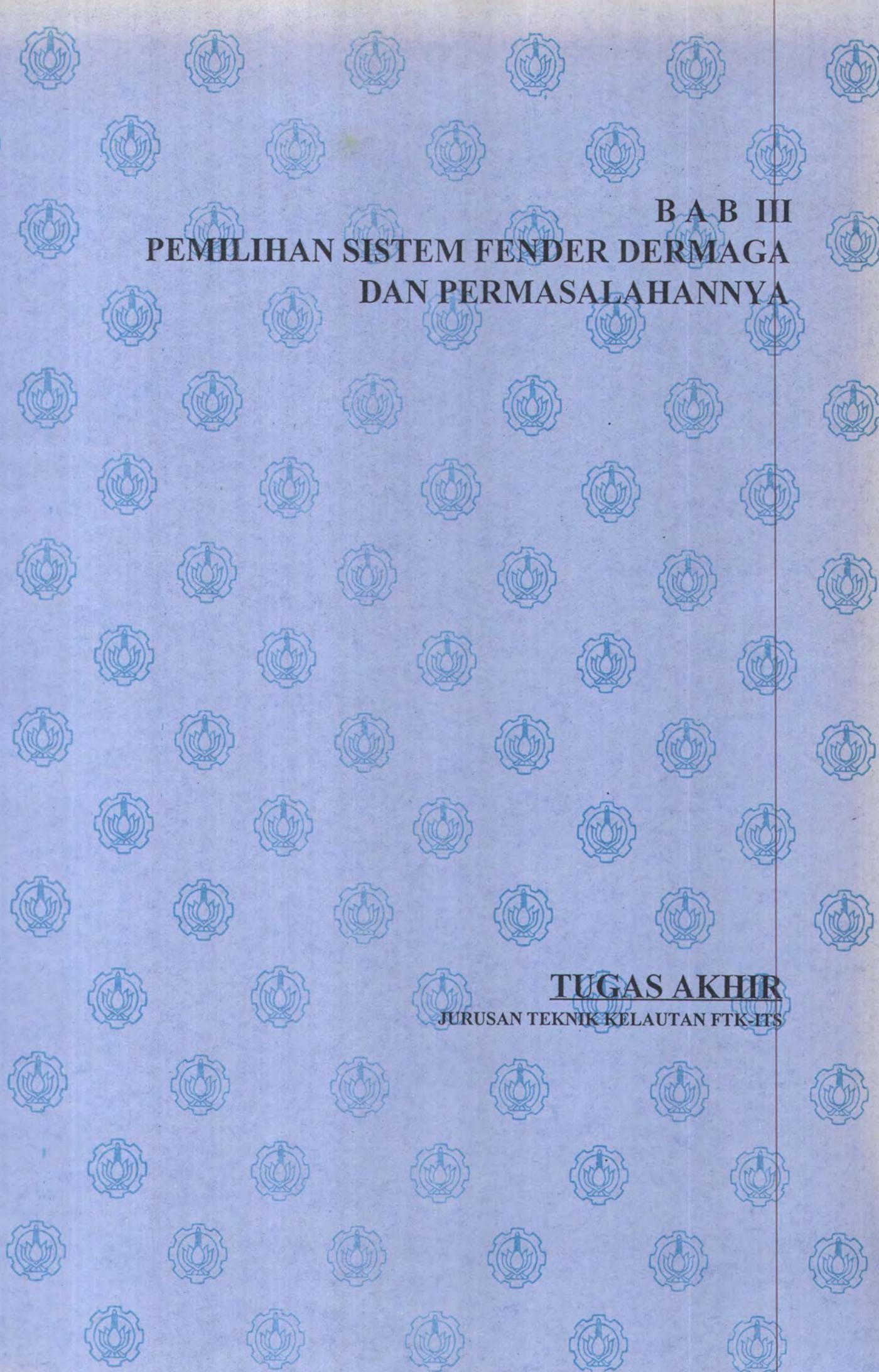
L = Lpp atau Loa (m)

B = Lebar kapal (m)

ρ = berat jenis air laut

BAB III

PEMILIHAN SISTEM FENDER PADA DERMAGA DAN PERMASALAHANNYA



BAB III
PEMILIHAN SISTEM FENDER DERMAGA
DAN PERMASALAHANNYA

TUGAS AKHIR
JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

BAB III

PEMILIHAN SISTEM FENDER DERMAGA DAN PERMASALAHANNYA

3.1 Umum

Pengembangan terminal ferry Ujung - Kamal dilakukan untuk mengantisipasi lonjakan jumlah arus penumpang dan jasa serta barang yang menghubungkan antara pulau Jawa dan Madura. Pelabuhan Kamal terletak di barat daya dari Pulau Madura Terminal ferry ini berjarak 2.8 km dari terminal ferry Ujung menghadap Selat Madura di Laut Jawa. Terminal ferry Kamal terletak sejauh 530 m dari terminal I Kamal sepanjang garis pantai.

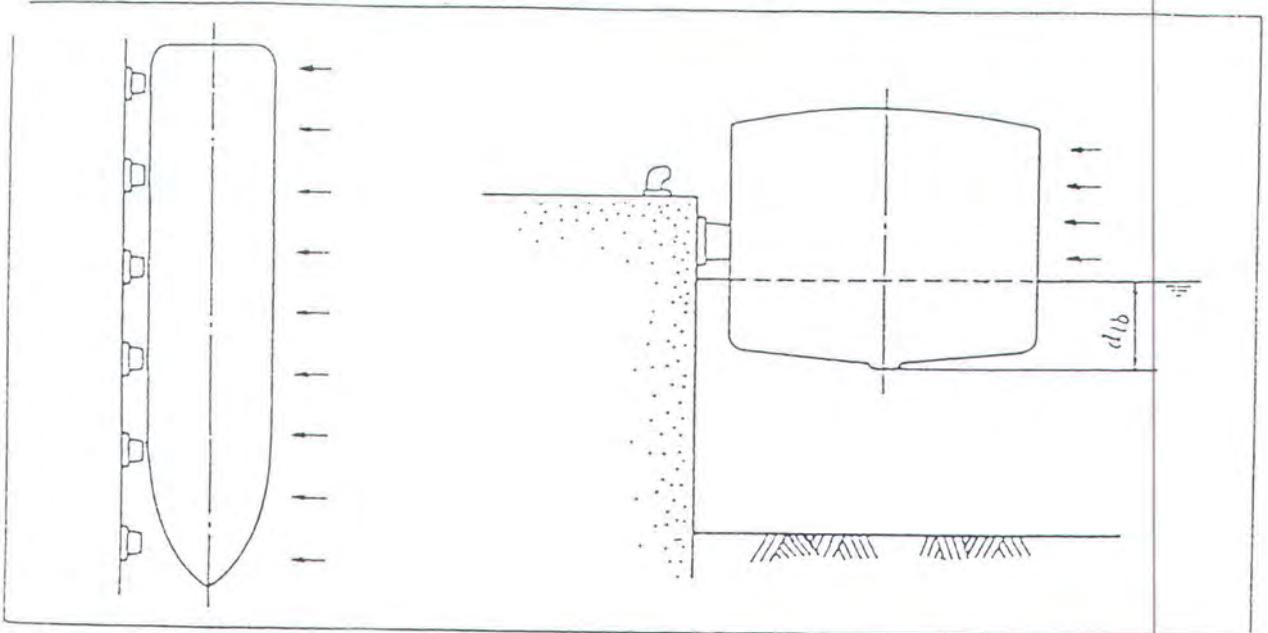
Pada bagian timur dan barat dari terminal telah dipasang pemecah gelombang (break water) untuk mengurangi kecepatan arus yang cukup tinggi pada pelayaran ferry antara Ujung dan Kamal.

3.2 Kondisi Alam yang berpengaruh

Pada saat kapal akan bertambat tentunya perlu diperhitungkan pengaruh dari kondisi alam yang ada, kondisi disini akan menentukan di dalam penentuan dalam desain dan pemasangan sistem fender pada terminal ferry maupun dermaga pelabuhan yaitu :

a. Pengaruh dari tekanan angin

Shibata Industrial Company (1995) mengembangkan formula untuk menghitung tekanan angin yang terjadi seperti pada gambar berikut yaitu :



Gambar 3.1 Ferry bertambat dan pengaruh angin

$$R = \frac{1}{2} \times \rho \times C \times V^2 \times B \times 10^{-3} \quad \text{.....persamaan 3.1}$$

dimana;

R = Wind Pressure / tekanan angin (ton)

ρ = Air density ($0.123 \text{kg} \times \text{sec}^2 / \text{m}^4$)

V = Wind velocity (m/sec)

C = Air pressure coefficient

B = above water ship side body projection area (m^2)

Menurut Shibata Fender Design Manual (1995) Shibata Industrial Co. area proyeksi dari kapal bermacam jenis kapal yang terkena beban angin dapat ditentukan dengan tabel konversi untuk mencari luasan area sebagai berikut :

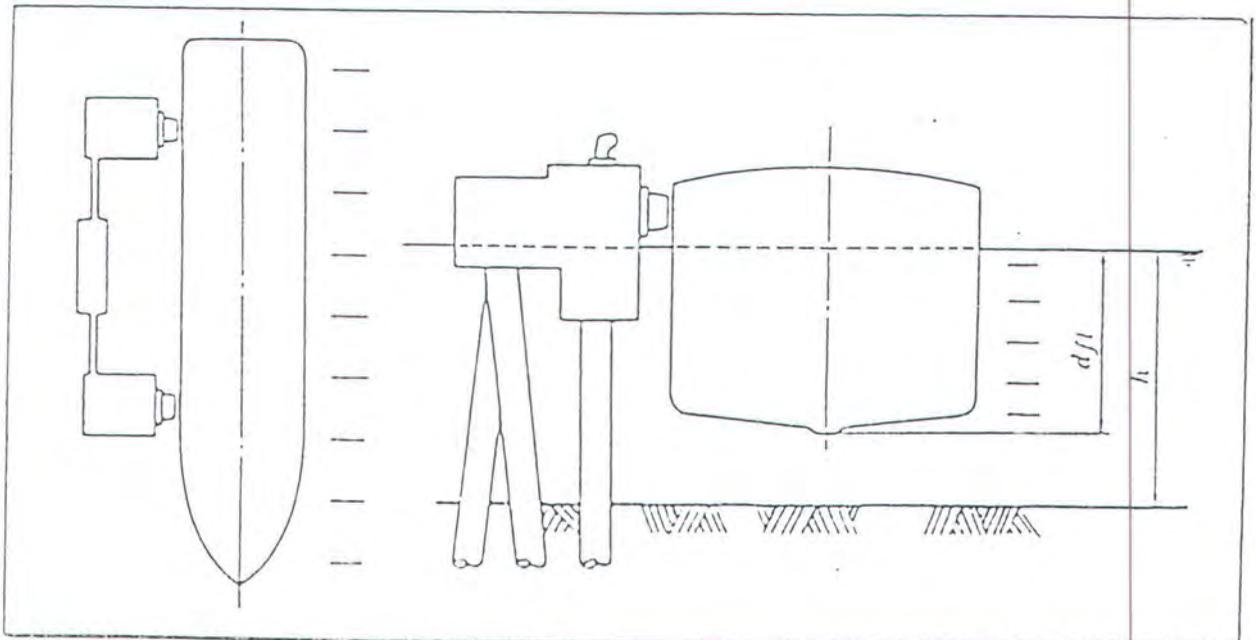
Tabel 3.1

Hubungan antara DW, GT dan B

Jenis Kapal	Bobot (DW& GT)	B (area proyeksi kapal)
General Freighters	500 - 140.000 DW	$9.461 DW^{0.533}$
Oil Tankers	500 - 320.000 DW	$5.943 DW^{0.562}$
Ore Carrier Ships	500 - 200.000 DW	$5.171 DW^{0.580}$
Container Ships	500 - 50.000 DW	$0.306 DW^{0.918}$
Passenger ships	300 - 14.000 GT	$3.835 GT^{0.634}$
Car ferries	300 - 14.000 GT	$3.439 GT^{0.724}$

b. Pengaruh tekanan arus

Pada saat arus mengenai badan kapal pada sudut (90 derajat) dan kapal berada dengan muatan penuh, tekanan karena arus akan menjadi maksimum seperti terlihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 3.2 Ferry bertambat dan pengaruh arus

Menurut Shibata (1995) tekanan yang ditimbulkan oleh pengaruh arus dapat dihitung dengan menggunakan formula berikut ini :

$$R = \frac{1}{2} \times \rho \times C \times V^2 \times Bb \times 10^{-3}. \quad \text{.....persamaan 3.2}$$

dimana;

R = Current pressure (tons)

ρ = Sea water density (1.025 t / m³)

V = Current velocity

B = Under water ship side body projection (m²)

C = Current pressure coefficient

Koefisien dari tekanan dari arus dapat diperoleh dengan hubungan dari kedalaman laut dan sarat dari kapal.

$$k = h / d \quad \text{.....persamaan 3.3}$$

dimana;

h = kedalaman laut (m)

d = sarat kapal (m)

Tabel di halaman berikut ini menunjukkan nilai dari konstanta dan koefisien tekanan pengaruh arus dari arus laut.

Tabel 3.2

Hubungan konstanta dan koefisien tekanan arus

Nilai k	Nilai C
1.1	4.6
1.5	2.2
7	1

apabila nilai k lebih besar dari 7 maka tetap menggunakan nilai $C = 1$.

Untuk kondisi kapal pada muatan penuh area proyeksi dari badan kapal yang mengalami tekanan arus dapat dikonversi dari formula berikut :

Tabel 3.3

Hubungan antara DW,GT dan B

Jenis kapal	Bobot (DW/ GT)	B (Area proyeksi kapal)
General Freighters	500 - 140.000 DW	$3.495 DW^{0.608}$
Oil Tankers	500 - 320.000 DW	$3.198 DW^{0.611}$
Ore Carrier Ships	500 - 200.000 DW	$2.723 DW^{0.625}$
Container Ships	500 - 50.000 DW	$0.520 DW^{0.821}$
Passenger Ships	300 - 14.000 GT	$0.940 DW^{0.774}$
Car Ferries	300 - 14.000 GT	$1.120 DW^{0.701}$

3.3 Batasan dari Kapal

Secara umum dalam mendesain suatu fender pada fasilitas dermaga maupun pelabuhan dan terminal ferry kondisi dari kapal yang digunakan sebagai acuan adalah hal - hal berikut ini ;

a. Tekanan lambung kapal

Pada saat kapal merapat dan mengenai fender maka akan terjadi kerusakan pada lambung kapal apabila gaya reaksi yang besar dari fender yaitu tekanan muka dari fender lebih besar dari tekanan lambung kapal. Beberapa contoh dari variasi

tekanan muka dari fender ditunjukkan oleh Bridgestone (1995) dengan tabel berikut

:

Tabel 3.4

Tekanan Muka Fender

Tipe Fender	Tekanan T/M ² (Kips/Ft ²)
Cell dan Super Cell	10 (2.05) - 50 (10.24)
Super M	50 (10.24) - 90 (18.43)
Super Arch	48 (9.83) - 110 (22.53)

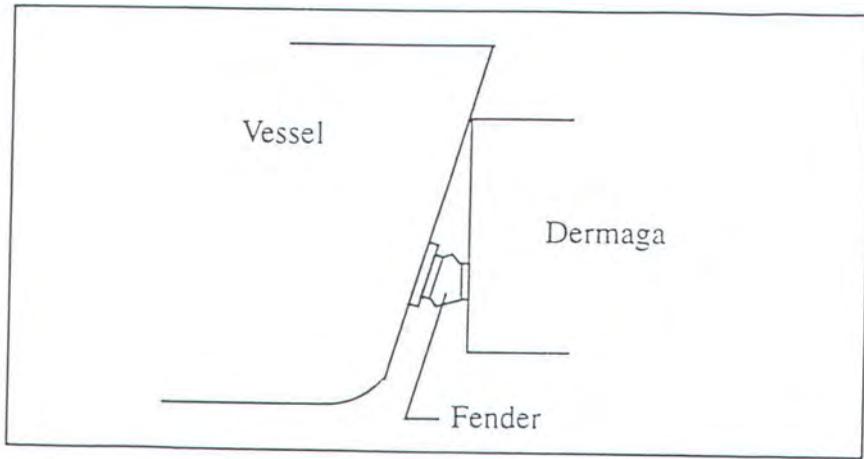
Tabel diatas seringkali digunakan untuk acuan dalam memilih fender berdasar tekanan lambung tabel tersebut bervariasi tergantung dari performance dan perusahaan pembuatnya, tetapi seringkali struktur kapal tidak diketahui secara detail sehingga tabel diatas dapat dipakai sebagai acuan saja.

b. Kurvatur lambung kapal

Berbagai macam kapal khususnya yang telah dimodifikasi menjadi ferry yang digunakan di perairan Indonesia seringkali mempunyai bentuk lekukan pada lambung yang rumit dan kompleks, hal ini perlu mendapat perhatian. Fender akan menerima beban / energi berbagai arah sehingga memungkinkan terjadinya defleksi yang tidak tentu arahnya.

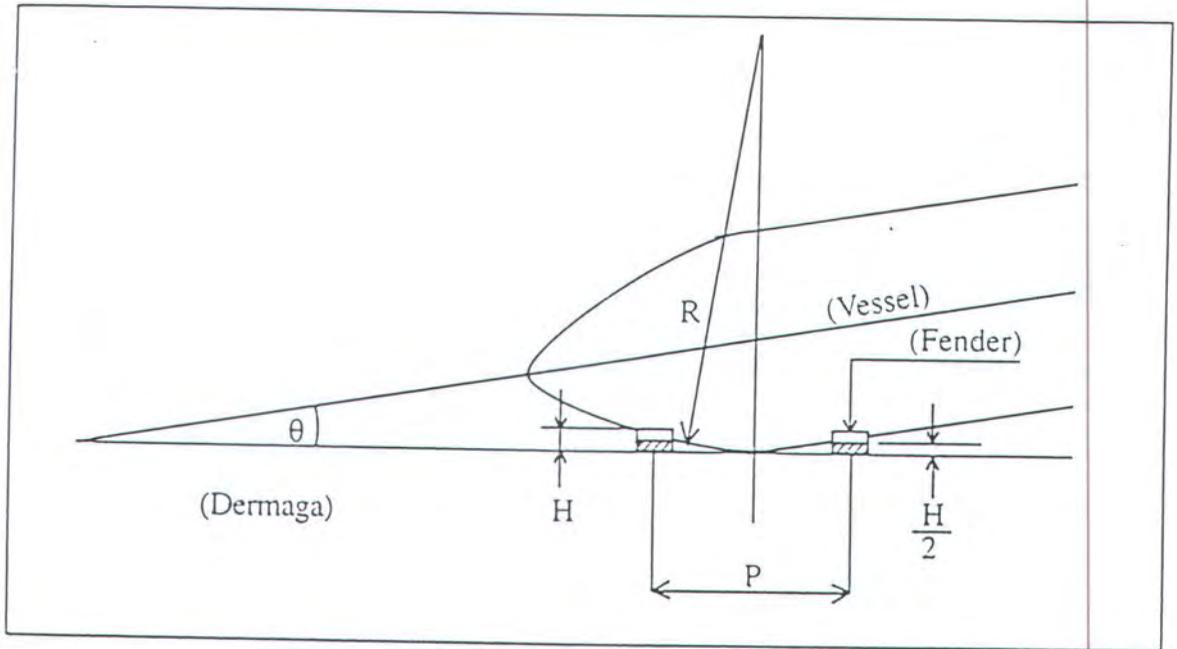
Berikut ini adalah contoh dari pemasangan fender dan kurvatur dari kapal :

- kurvatur arah vertikal



Gambar 3.3 Bentuk kurvatur kapal arah vertikal

- Kurvatur arah horizontal



Gambar 3.4 Bentuk kurvatur kapal arah horizontal

3.4. Prosedur Pemilihan Jenis Fender

Pemilihan dilakukan berdasarkan dari perhitungan energi tambat efektif yang telah didapat dengan menggunakan formula yang ada. Dalam desain fender ada beberapa hal berikut ini yang perlu diketahui dalam memilih sistem fender :

1. Energi absorption yang besar dari fender dan energi reaksi yang kecil atau cenderung konstan
2. Mudah dalam pemasangan untuk peralatan tambahan misal ; pemasangan panel pelindung agar energi serap fender lebih besar dan untuk mengantisipasi luasan kontak antara lambung kapal .
3. Dapat menerima beban dari berbagai arah angular pada kondisi tertentu.

3.4.1. Perhitungan energi serap fender

Setelah didapatkan besarnya energi tambat efektif dari kapal ferry , perhitungan besarnya energi yang diserap oleh fender dapat dilakukan dengan menggunakan beberapa cara sebagai berikut :

1. Dengan mengetahui besarnya E (Energi tambat efektif) dilihat besarnya energi serap dari fender dan gaya reaksi dari katalog ; menggunakan Fentek Katalog dari Fentek Company (1995), sehingga dapat diketahui secara langsung dimensi dari fender.
2. Memperhitungkan juga tampilan (Performance) dari fender untuk menentukan fender dengan menggunakan persamaan dari Bridgestone (1995) dibawah ini :

$$E \langle E_a = E_n \times F_{ae} \quad \dots\dots \text{Persamaan 3.4}$$

dimana;

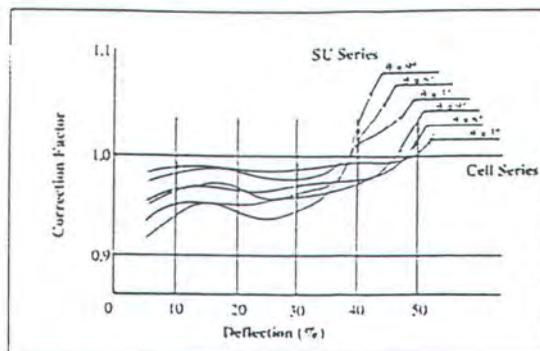
E = enegi tambat efektif

E_a = energi serap pada tekanan kaku

E_n = energi serap pada kondisi normal

F_{ae} = koreksi faktor kekakuan

Energi yang diserap oleh fender (E_a) didapat dengan membagi dengan faktor angular yang besarnya kurang lebih 1, sedang besarnya faktor koreksi (F_{ae}) ini dapat dilihat seperti pada contoh dari grafik dibawah ini :



Gambar 3.5 Grafik nilai F_{ae}

Masih menurut Bridgestone (1995) faktor lain yang digunakan untuk menentukan jenis fender adalah dengan melihat gaya reaksi yang timbul, yang diperoleh dengan persamaan berikut :

$$R_{ma} > R_n \quad \dots\dots \text{Persamaan 3.5}$$

$$R_a = R_n \times F_{ar} \quad \dots\dots \text{Persamaan 3.6}$$

Keterangan :

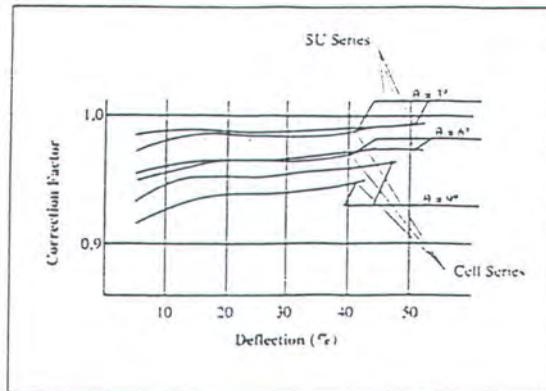
R_{ma} = Gaya reaksi maksimum yang diijinkan

R_n = Gaya reaksi tekanan normal

R_a = Gaya reaksi tekanan kaku

F_{ar} = Faktor koreksi kekakuan

Grafik dibawah ini adalah contoh dari faktor koreksi tekanan kaku :



Gambar 3.6 Grafik nilai F_{ar}

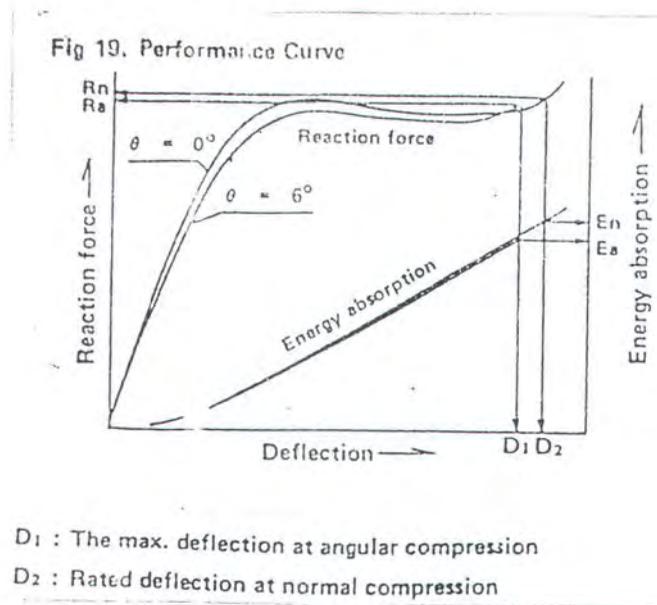
Untuk menentukan fender berdasar performance langkah-langkahnya adalah sebagai berikut :

1. Kurva fender harus memiliki energi penyerapan (E_n) yang lebih besar dari energi tambat efektif kapal (E_f)
2. Dari kurva tersebut E_n maksimum , dan kelayakan displasement yang sesuai , selanjutnya dipakai untuk menentukan F_{ae} sesuai kelayakan displasement dan sudut yang kita pilih. Dari kedua nilai yang didapat didapat nilai E_a dengan persamaan ini :

$$E_a = E_n \times F_{ae}$$

3. Besarnya nilai R_a , dapat kita cari dengan cara yang sama dengan menggunakan kurva tampilan normal dan F_{ae} sesuai defleksi maksimum

yang diijinkan dan sudut tertentu. Grafik dibawah ini adalah contoh kurva tampilan untuk mencari nilai Ra :



Gambar 3.7 Grafik nilai Ra

3.4.2 Penentuan jumlah fender

Seringkali dalam pemasangan fender perlu mengetahui jumlah fender optimum yang perlu dipasang terutama pada dermaga (pier) persamaan dari Shibata (1995) berikut ini dapat digunakan :

$$n > \frac{R_w + R_c}{R} \quad \text{.....Persamaan 3.4.2}$$

dimana;

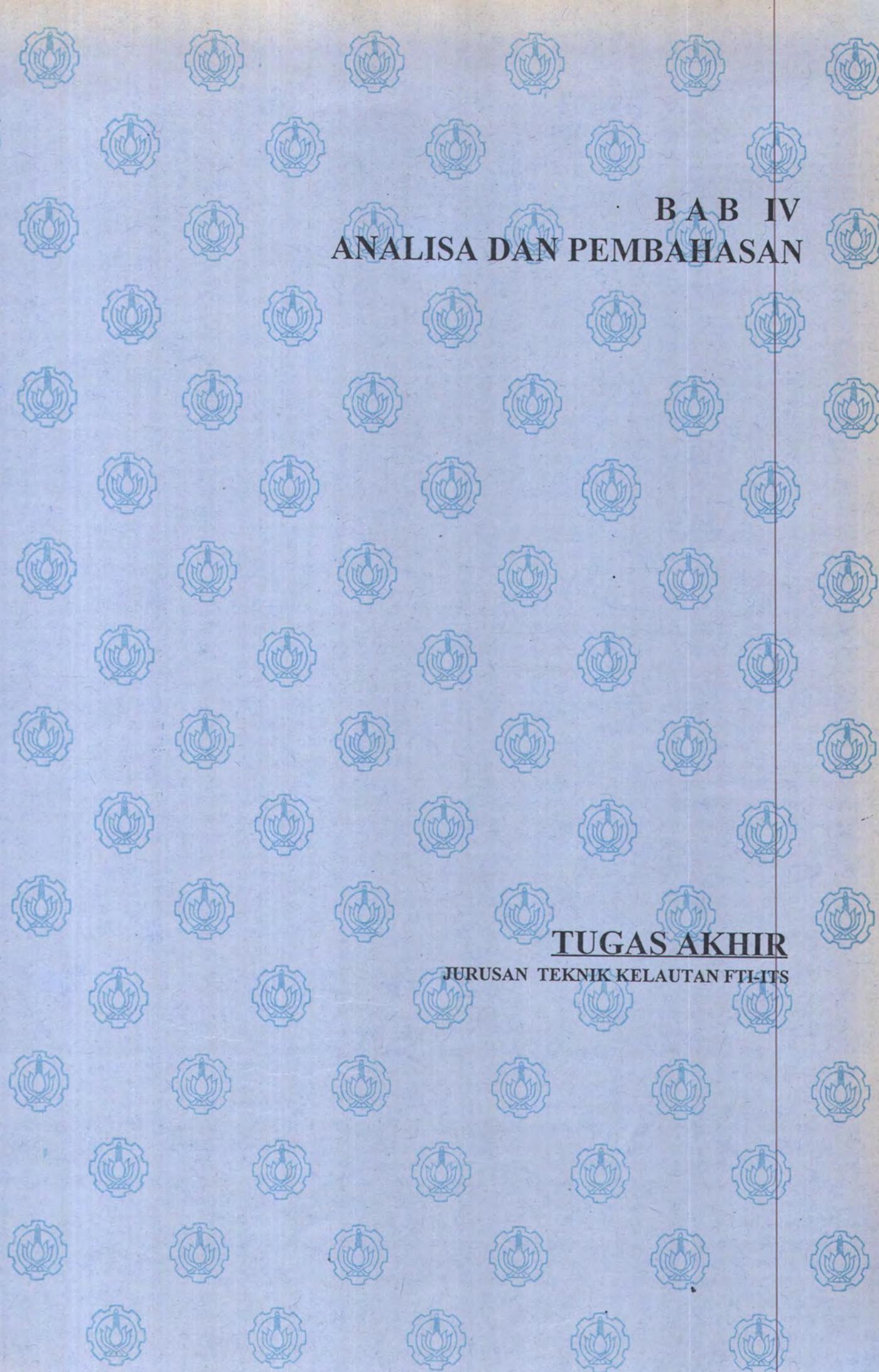
n = jumlah fender yang diperlukan

R = gaya reaksi dari 1 fender yang menyerap seluruh energi tambat

R_w = tekanan angin (tons)

R_c = tekanan arus (tons)

BAB IV
ANALISA DAN PEMBAHASAN
MASALAH



BAB IV
ANALISA DAN PEMBAHASAN

TUGAS AKHIR
JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTI-ITS

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 UMUM

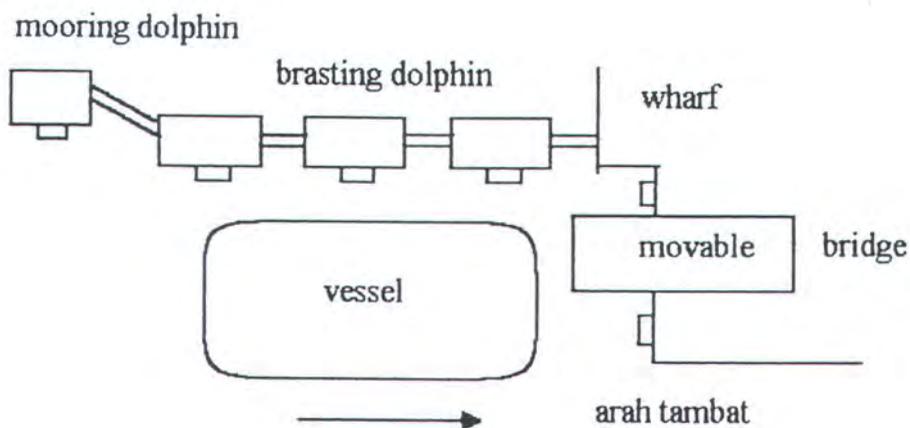
Pemerintah untuk memperlancar arus pembangunan dalam usahanya untuk meningkatkan taraf hidup masyarakat di seluruh Indonesia meititik beratkan pada kelancaran hubungan antar pulau di Indonesia. Pulau - pulau yang mendapatkan prioritas utama adalah Sumatera Jawa dan Bali sebagai daerah pendukung perekonomian utama. Kelancaran distribusi barang dan jasa yang terjamin sampai beberapa tahun mendatang mutlak diperlukan dalam usaha mempertahankan pembangunan dan pemerataan hasil-hasilnya.

Sesuai dengan kontrak kerja yang disetujui oleh Pemerintah Indonesia yang diwakili oleh Departemen Perhubungan dengan Firma Konsultan Teknik Nippon Koei Jepang pada tanggal 23 Nopember 1991 disepakati untuk melakukan proyek rehabilitasi bagi terminal ferry pada wilayah Jawa Timur dan Pulau Bali. Terminal ferry yang mendapatkan proyek rehabilitasi ini meliputi Ujung , Kamal , Ketapang , Gilimanuk , dan Terminal ferry Padang Bai. Pembangunan Terminal ini selain dilakukan oleh Nippon Koei Jepang juga dengan Konsultan Teknik Indonesia PT Desigras. Khusus untuk Ujung dan Kamal telah selesai dibangun dan telah dipergunakan untuk membantu dermaga yang telah ada, dermaga baru ini dinamakan dermaga III Ujung Kamal . Pembangunan terminal yang baru ini selain lebih besar

kapasitasnya juga lebih mengutamakan kenyamanan dan kelancaran dari distribusi dan mobilitas manusia.

Dalam penulisan ini, kami memfokuskan pada angkutan penyeberangan Terminal Kamal , dengan pertimbangan lokasi dan arus distribusi dan perekonomian Madura yang makin meningkat pesat.

Dermaga penyeberangan III Kamal ini , terletak di bagian Barat Daya Pulau Madura berjarak sekitar 2.8 km dari Ujung menghadap selat Madura . Lokasi ini berlokasi 530 m sepanjang garis pantai dari terminal pertama. Dermaga ini menggunakan konstruksi tipe dolphin sebagai tempat bersandar saat bertambat dengan wharf sebagai tempat untuk mengeluarkan arus barang dari kapal yang mengangkutnya dengan menggunakan movable bridge. Dermaga ini terdiri dari 3 buah breasting dolphin dan serta sebuah mooring dolphin dan wharf dengan fender yang terpasang untuk melindungi dinding dermaga, dengan ilustrasi seperti dibawah ini:



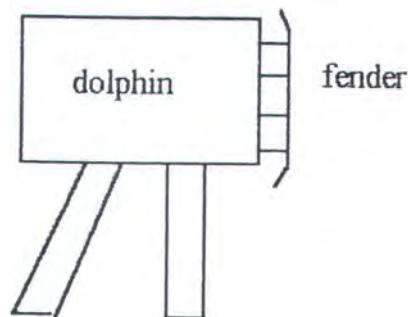
Gambar 4.1 Kondisi Dermaga

Dolphin seperti gambar diatas sebagai bagian dari konstruksi dermaga didefinisikan sebagai struktur yang terletak disebelah luar dari kolam pelabuhan arah masuk kapal sepanjang dermaga , dolphin ini dapat dikategorikan menjadi dua bagian yaitu breasting dolphin dan mooring dolphin . Breasting dolphin direncanakan untuk menerima beban impact pada saat kapal bertambat , dolphin ini dipasang dengan sistem fender untuk melindungi lambung kapal dari kerusakan akibat tambat , mooring dolphin biasanya lebih kecil daripada breasting dolphin fungsinya untuk tambatan dari kapal yang akan merapat bukan untuk menerima beban impact , mooring dolphin ini berlokasi di belakang dari arah tambat pada kondisi breasting dolphin tidak cukup kuat untuk menahan beban arus saat kapal bertambat.

Wharf sebagai bagian konstruksi dermaga utama adalah dinding yang dibangun sepanjang pantai maupun daratan untuk tempat merapatnya kapal dan kegiatan bongkar muat. Konstruksi ini bisa terdiri dari tiang pancang dan dinding gravity yang diperkuat. Sedangkan movable bridge adalah jenis jembatan yang bisa dinaik turunkan secara hidrolis untuk memudahkan bongkar muat angkutan kapal.

Fender yang digunakan sebagai peredam saat kapal bertambat adalah tipe cell fender yang terpasang pada breasting dolphin dengan , masing-masing terdiri dari dua cell / cone fender dengan dilindungi oleh panel protector untuk memperluas kontak areanya. Pada wharf sistem fender yang digunakan adalah tipe K fender sebagai pelindung dinding dermaga. Dalam penulisan ini , perencanaan sistem fender hanya dititik beratkan pada fender yang terpasang pada breasting dolphin karena dalam bertambat fender yang menerima beban impact dari kapal yang paling besar adalah fender pada breasting dolphin dengan berulang kali

terjadi beban impact , fender yang sering kali menerima beban dalam hal ini adalah fender pada breasting dolphin kedua dengan mengamati dari posisi kapal saat merapat. Pada saat kapal merapat dolphin yang pertama digunakan sebagai pemutar haluan / pelurus dengan menggunakan tali dan bollard pada dolphin pertama. Berikut ini adalah gambar pemasangan fender pada dolphin yang ada.



Gambar 4.2 Pemasangan Fender

Fender yang digunakan pada dermaga ini adalah produk buatan dari Fentek Singapura (1996), dengan model Cone atau Cell fender seperti jenis dari Bridgestone. Kekuatan dan dimensi fender ini didapatkan dari katalog Fentek dan dapat diketahui dari tabel ini :

Tabel 4.1

Spesifikasi fender dermaga III Kamal

Tipe	ConeFender
Model	SCN 550
Energi tipe	E2
Energi Serap	80 KNm
Gaya Reaksi	275 Kn
Dimensi Panel	
Tebal	300 mm
Lebar	1500 mm

4.2 Kriteria Desain Energi dari Jahren

Pengerjaan awal dari analisa fender dilakukan untuk menentukan koefisien tambat kapal diawali dengan menentukan besarnya energi yang diakibatkan oleh defleksi dan oleh pergerakan kapal. Hubungan antara kedua energi ini yang akan digunakan untuk mencari koefisien tambat kapal digunakan untuk menyusun energi tambat desain.

4.2.1. Perhitungan Energi Kinetik Kapal

Energi kinetik kapal yang bekerja pada saat kapal akan merapat dikerjakan dengan data kapal yang bekerja. Dibawah ini adalah data kapal yang bekerja pada dermaga .

Tabel 4.2

Data Kapal Penyeberangan

Nama kapal	Panjang	Lebar	Sarat	GT	Penumpang	Kec. knot	Rit/hari
KMP Bahari Nusantara	49,07	10,38	2,9	657,1	500	9	15
KMP Satria Nusantara	51,0	14,0	3,0	765,4	300	9	15
KMP Tongkol	40,9	8,9	2,7	736,41	325	7	15
KMP Aeng Mas	49,5	10,36	3,0	750,32	238	9	15

Sumber data : Perum ASDP Cabang Ujung Kamal

Karena diperlukannya konversi antara berat kapal dari gross tonnage (GT) menjadi displacement tonnage (DT) untuk menghitung energi kinetis digunakan formulasi berikut ini dari Hamada (1991) pada kapal ferry :

$$DT = 4.725 GT^{0.846}$$

dengan menggunakan rumusan diatas akan diperoleh hasil seperti di bawah ini :

Tabel 4.3

Konversi Berat Kapal Gross Tonnage ke Displacement tonnage

Nama Kapal	GT	DT
KMP Bahari Nusantara	657,1	1143,188
KMP Satria Nusantara	765,4	1300,682
KMP Tongkol	736,41	1258,882
KMP Aeng Mas	750,32	1278,970

Sedangkan berat tambah kapal dalam perhitungan menggunakan rumusan :

$$W = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times L \times \rho$$

dimana ;

d = sarat kapal

L = panjang kapal

ρ = berat jenis air laut

Hasil dari perhitungan dan penjumlahan dari berat aktual dan berat tambah (tons) dapat dilihat dibawah ini :

Tabel 4.4

Perhitungan berat aktual dan tambah kapal

Kapal	W1	W2	W=W1+W2
Bahari	1143,188	69,83	1213,01
Satria	1300,682	100,80	1401,48
Tongkol	1258,882	51,90	1310,78
Aeng Mas	1278,970	74,59	1353,56

Menurut hasil survei di lapangan dan data dari Bridgestone (1995) mengenai kecepatan tambat dari kapal adalah sebagai berikut :

Tabel 4.5

Kecepatan Tambat Kapal

Ukuran kapal (DWT) ton	Kecepatan Nyata (m/s)	Kecepatan desain (m/s)
Kurang dari 10.000	0,1 - 0,3	0,2
10.000 - 50.000	0,1 - 0,2	0,15
lebih dari 50.000	0,1 - 0,5	0,15

Dari data- data yang telah didapat dari tabel diatas energi kinetik kapal (E_v) dapat diketahui dengan menggunakan rumusan

$$E_v = \frac{W}{2g} \times v^2 \times K$$

dimana ;

W = penjumlahan dari berat aktual / displacement tonnage dan berat tambah kapal

g = percepatan gravitasi

K = koefisien tambat dengan nilai 1

v = kecepatan merapat kapal

Tabel 4.6

Energi Kinetik Kapal

Nama Kapal	W	v^2	E_v
KMP Bahari Nusantara	1213,01	0,04	2,47
KMP Satria Nusantara	1401,48	0,04	2,85
KMP Tongkol	1310,78	0,04	2,67
KMP Aeng Mas	1353,56	0,04	2,76

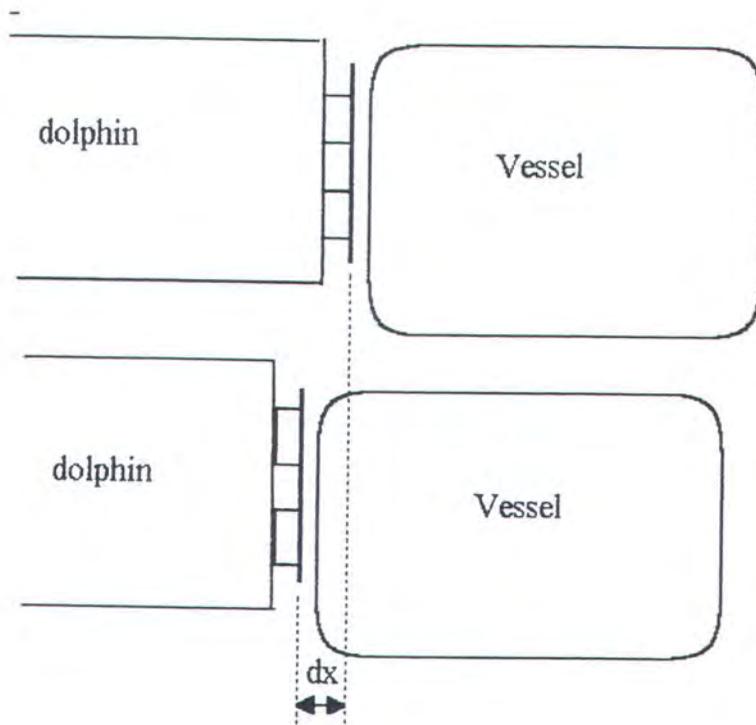
Dari hasil perhitungan mengenai energi kinetik kapal diatas dapat diketahui bahwa energi kinetis kapal terbesar adalah 2,76 ton - m , dengan menggunakan kecepatan tambat 0,2 m /s .

Nilai dari energi kinetis (E_v) ini akan digunakan untuk mendapatkan koefisien tambat dengan membagi dengan faktor energi defleksi dari fender.

4.2.2. Investigasi Defleksi Fender

Langkah selanjutnya dalam penulisan ini adalah menentukan besarnya defleksi dari fender akibat gaya impact dari kapal. Defleksi dari fender pada breasting dolphin kedua diukur dengan menggunakan cara berikut ini. Dalam metode yang dikeluarkan oleh Jahren dan Jones (1996) disebutkan bahwa pengukuran dilakukan dengan merekam obyek dan membandingkan hasil antara keduanya, disini Jahren menggunakan kamera dengan sinar infra merah untuk merekam dan mencatat defeksi yang terjadi. Pada penulisan ini, karena terbatasnya peralatan dan dana yang ada kami menggunakan kamera untuk merekam obyek (kapal) merapat dengan memotret pada saat fender sebelum terkena tumbukan kapal dan setelah fender tertumbuk dengan kapal pada posisi yang tidak berubah. Dari hasil kedua selanjutnya dilakukan pengukuran antara posisi sebelum dan sesudah bertambat, dengan mengukur selisih posisi fender akan didapatkan defleksi yang terjadi, dan mengalikan dengan skala dimensi fender dari katalog, defleksi ini digunakan untuk menghitung besar dari energi (E_s) dalam penentuan koefisien tambat. Pengamatan dilakukan dengan teliti dan dilakukan pada 10 kali kejadian tambat kapal dengan tiga kapal yang beroperasi secara regular, satu kapal Satria Nusantara sedang tidak beroperasi.

Model dari defleksi dari fender yang menerima tumbukan dari kapal dapat dimodelkan seperti berikut ini.



Gambar 4.3 Model defleksi yang terjadi

Setelah dilakukan pengamatan dan dilakukan prosedur dalam penentuan defleksi, hasil defleksi yang didapat, dengan mengalikan dari gaya reaksi maksimum dari fender sebesar 275 Kn akan didapat besarnya energi reaksi akibat defleksi. Model defeksi ini dianggap bekerja secara uniform pada saat menerima beban impact. Pada kondisi di lapangan pengamatan yang dilakukan penulis, defleksi mendekati uniform secara keseluruhan pengamatan, terjadinya ununiform, berputarnya fender terjadi jarang sekali dan sering diakibatkan arah tambat yang tidak lurus, terlambatnya petugas tali bollard untuk menahan dan mengarahkan kapal dari breasting dolphin pertama. Hasil dari perhitungan ini dapat dilihat dari tabel berikut ini :

Tabel 4.7

Energi Tambat akibat defleksi

No. kejadian	defleksi terjadi dalam m	Energi Reaksi dalam Kn	Energi tambat Kn-m
1	0,0340	275	9,35
2	0,0510	275	14,025
3	0,0408	275	11,220
4	0,0340	275	9,35
5	0,0374	275	10,285
6	0,0442	275	12,155
7	0,0408	275	11,220
8	0,0306	275	8,415
9	0,0312	275	8,58
10	0,0316	275	8,69

Dari tabel diatas pengamatan dilakukan pada sepuluh kali kejadian tambat dengan tiga kapal sebagai obyek, pada kapal masing-masing KMP Bahari Nusantara , Tongkol dan Aeng Mas dengan kapal yang terakhir sebanyak empat kali kejadian tambat.

Fender yang dipasang pada dermaga mempunyai sifat yang spesifik antara satu sama lain sesuai dengan jenis dan model fender menurut perusahaan pembuatnya. Karakteristik dari masing- masing fender ini berkaitan erat dengan performance dari tiap jenis dan model dari fender, meliputi defleksi yang diijinkan , gaya reaksi dari fender , serta besar energi serap. Dari spesifikasi fender yang terpasang pada dermaga III Kamal , didapatkan besarnya defleksi ijin dari fender SCN tersebut adalah sebesar 72 % , sedangkan untuk kondisi defleksi ijin maksimum sebesar 75 % , besar dari gaya reaksi adalah + 18 % dan besar energi

serap adalah + 6 % dari kondisi normal 72 % defleksi (tabel dapat dilihat di lampiran).

4.2.3. Perhitungan Koefisien Tambat (C)

Dalam menentukan besarnya koefisien tambat eksperimen Jahren dan Jones (1996) menyatakan besarnya koefisien tambat (C_{exp}) didapatkan dengan membagi besarnya energi tambat yang diakibatkan oleh defleksi kapal (E_s) dengan energi kinetis kapal (E_v). Energi yang telah didapatkan dari perhitungan sebelumnya (lihat tabel 4.5 dan 4.6) akan digunakan untuk mendapatkan koefisien seperti tabel berikut

Tabel 4.8

Koefisien tambat

No	E_s	E_v	C_{exp}
1	0,953	2,47	0,3850
2	1,429	2,47	0,5788
3	1,143	2,47	0,4630
4	0,953	2,67	0,3569
5	1,048	2,67	0,3926
6	1,239	2,67	0,4640
7	1,143	2,76	0,4143
8	0,857	2,76	0,3107
9	0,874	2,76	0,3168
10	0,885	2,76	0,3209

Dari hasil perhitungan yang telah didapatkan diatas C_{exp} ini akan digunakan sebagai pembanding dalam menentukan energi tambat dari kapal.

4.2.4 Analisa Hasil

Untuk mendapatkan besarnya energi akibat defleksi dari fender seperti dijelaskan diatas adalah dengan mengukur dari defleksi yang terjadi. Dari pengukuran yang didapat seperti pada tabel 9 besarnya defleksi terjadi antara 0.0306 sampai 0.0510 (dalam meter) atau 30.6 sampai 51.0 mm dengan ukuran diameter luar fender SCN 550 sebesar 525 mm , persentase defleksi ini dihitung dengan defleksi dan diameter luar fender karena jenis cell maupun cone fender termasuk kategori hollow cylinder fender , dan defleksi maksimum dari fender adalah 72 % , dari proses perhitungan yang telah dilakukan, defleksi sebesar 30.6 sampai 51.0 mm adalah 6.0 % - 9.7 % masih dalam batas toleransi defleksi maksimum dari fender.

Dari hasil perhitungan untuk mencari koefisien tambat diatas dari tabel 10 , dapat diketahui koefisien tambat yang terjadi antara 0,31 sampai 0,58 nilai terbesar. Hal ini menunjukkan perbedaan yang cukup jauh apabila menggunakan koefisien dari perhitungan secara teoritis. Koefisien teoritis adalah koefisien yang dipakai untuk mendapatkan besar energi tambat dengan mengalikan dengan kecepatan dan massa kapal. Koefisien ini terdiri dari koefisien massa, eksentrisitas, kekakuan , dan bentuk yang akan dibahas lebih lanjut. Setelah mendapatkan nilai dari koefisien yang didapat dari defleksi dan pergerakan kapal , langkah selanjutnya adalah mengetahui besarnya energi tambat kapal dalam desain antara metode yang dikembangkan oleh Jahren dan Bridgestone.

4.2.5 Faktor Keselamatan

Setelah koefisien tambat untuk lokasi dermaga tertentu dari sistem berlabuh diketahui , prosedur selanjutnya adalah memilih faktor keselamatan yang sesuai dengan sistem berlabuh yang ditinjau. Pada desain fender faktor keselamatan dasar yang dipergunakan adalah sebesar 2 , modifikasi dari faktor ini dilakukan dengan mempertimbangkan alasan-alasan berikut , distribusi dari kecepatan kapal yang bertambat sangat sulit untuk diketahui secara pasti dalam kondisi yang tidak biasanya (cuaca buruk , arah bertambat yang berubah , kecepatan tambat yang besar) , pada dermaga khususnya dermaga penyeberangan ferry , akan terjadi intensitas merapat yang sangat tinggi hal ini menimbulkan beban impact yang terjadi pada dermaga terjadi berulang kali . Penentuan faktor keselamatan dapat dilakukan dengan cara berikut ini :

$$F_s = M_1 \times M_2 \times M_3 \times M_4 \times F_b$$

dimana ;

M1 = adalah faktor utama (paling penting)

M2 = adalah faktor disebabkan kondisi lingkungan

M3 = adalah faktor tingkat kesulitan reparasi yang dilakukan

M4 = adalah faktor dari kapal ferry

Fb = adalah faktor keselamatan dasar dari desain fender dengan nilai 2

Karakteristik nilai dari faktor-faktor ini dapat ditentukan dengan berpedoman dari tabel berikut ini untuk memodifikasi besar nilai yang sesuai dengan kondisi yang diperlukan .

Tabel 4.9

Faktor Keselamatan Modifikasi

Modifier (1)	Unfavorable (2)	Neutral (3)	Favc able (-)
$M_1 =$ importance	$M_1 = 1.25$ if the ferry slip is the only surface transportation access for an island. $M_1 = 1.25$ if the ferry slip is the only one at a terminal where inconvenient detours would be required in case of a shutdown.	$M_1 = 1.0$ for the main slip at a multislip terminal.	$M_1 = 0.87$: for an auxiliary slip at a multislip terminal.
$M_2 =$ environmental	$M_2 = 1.125 - 1.50$ if the sample of berthing events does not include severe environmental conditions that are known to increase the approach velocity.	$M_2 = 1.00$ if the sample is representative of significant environmental conditions.	$M_2 = 0.75 - 0.875$ if severe environment present in the sample is not present at the landing e.g., the sample was collected at a location with more severe conditions, or improvements are made to eliminate wind and current).
$M_3 =$ repair factor	$M_3 = 1.125 - 1.250$ if repairs are expensive and difficult, requiring mobilization of heavy construction equipment and long shutdowns for the slip.	$M_3 = 1.0$ if repair involves slip closures for less than a day and construction equipment is mobilized with little difficulty.	$M_3 = 0.87$: if repair does not close the slip and construction equipment is easily mobilized.
$M_4 =$ vessel factor	$M_4 = 1.125 - 1.250$ if vessels are unreliable or difficult to maneuver.	$M_4 = 1.0$ if vessels have average maneuverability and reliability.	$M_4 = 0.87$: if vessels are highly reliable and easily maneuvered.
$F_v =$ basic factor of safety	$F_v = 2.000$	$F_v = 2.000$	$F_v = 2.000$

Dengan mempertimbangkan kondisi-kondisi yang terjadi pada dermaga III, pemilihan faktor modifikasi dalam menyusun faktor keselamatan dapat dilakukan. Untuk faktor utama, dermaga III merupakan dermaga ketiga yang membantu arus perhubungan antara Surabaya dan Madura hal ini menempatkan dermaga III sebagai alternatif sarana perhubungan bukan merupakan satu-satunya akses pelabuhan menuju pulau Madura, dengan tidak berfungsinya 1 dermaga kemungkinan besar masih bisa dilayani dengan dua dermaga yang lain. Berdasarkan alasan diatas besarnya faktor modifikasi dapat diambil dari nilai favorable dengan besar koefisien 0.87. Kondisi lingkungan (environmental) ditentukan berdasarkan cuaca

yaitu angin dan arus yang terjadi pada lokasi pengembangan , lokasi kamal sesuai dengan besarnya kecepatan angin dan arus yang terjadi tidak mempengaruhi kecepatan bertambat secara significant , maupun tingkat kesulitan pada saat bertambat , sehingga koefisien modifikasi faktor keselamatan dapat dipilih dari favorable dengan nilai berkisar antara 0.75 - 0.85 . Tingkat kesulitan dari faktor bertambat merupakan faktor yang melatarbelakangi tingkat kesulitan , tingkat terhentinya sarana perhubungan pada saat dilakukan operasi perbaikan maupun tingkat kesulitan perbaikan pada dermaga pada sistem tambatnya. Untuk kondisi dermaga III ini dipilih dari neutral condition dengan nilai koefisien sebesar 1.0 . Faktor modifikasi dari kapal ferry menyangkut kemudahan dari ferry untuk bertambat dengan melakukan manuver sesuai arah tambat yang sesuai dan keandalan untuk bertambat, untuk faktor ini karena ferry bertambat dengan cukup mudah dan tanpa kesulitan yang berarti pemilihan faktor ini dari favorable dengan nilai 0.87.

Selanjutnya langkah yang dilakukan adalah memasukkan faktor modifikasi untuk mendapatkan faktor keselamatan yang dianggap paling sesuai dengan kondisi yang ditinjau.

$$F_s = M_1 \times M_2 \times M_3 \times M_4 \times F_b$$

dengan memasukkan koefisien diatas dapat diketahui besarnya faktor modifikasi dari faktor keselamatan adalah sebesar :

$$\begin{aligned} F_s &= 0.87 \times 0.75 \times 1.0 \times 0.87 \times 2.0 \\ &= 1.135 \end{aligned}$$

Dengan diketahuinya faktor keselamatan yang sesuai dengan dermaga tinjauan , dalam perhitungan energi tambat desain faktor dimasukkan dalam perhitungannya.

4.3. Perhitungan Energi Tambat Desain

Dengan melihat kriteria desain serta hasil yang didapat, energi tambat dari kapal baik dari Jahren maupun Bridgestone dapat ditentukan .

4.3.1 Metode Jahren

Besarnya energi tambat efektif dihitung dengan menggunakan koefisien tambat yang telah didapat pada tabel 4.8 dan memasukkan faktor keselamatan dengan nilai 1.1.35 dengan rumusan berikut ;

$$E = \frac{W}{2g} \times v^2 \times C \times F_s$$

dimana ;

W = berat aktual dan tambah kapal

v = kecepatan merapat kapal

C = koefisien tambat yang didapat dari eksperimen

F_s = faktor keselamatan

Hasil lengkap perhitungan ada pada tabel dibawah ini :

Tabel 4.10

Energi Tambat

Nama kapal	W	V ²	C	F _s	Ef
Bahari	1213,01	0,04	0,5788	1,135	1,624
Tongkol	1310,78	0,04	0,4640	1,135	1,407
Aeng mas	1353,56	0,04	0,4143	1,135	1,297

4.3.2 Metode Bridgestone

Dalam perhitungan dengan menggunakan metode ini tentunya tiap koefisien yang digunakan dipilih berdasarkan referensi yang ada dan disesuaikan dengan karakteristik dari kapal maupun pelabuhan yang ditinjau. Rumusan yang digunakan adalah sebagai berikut ini :

$$E = \frac{W \times V^2}{2g} \times C_e \times C_m \times C_s \times C_c$$

dimana ;

E = Energi tambat

W = Berat kapal

V = Kecepatan bertambat

C_e = Koefisien eksentrisitas

C_m = Koefisien massa

C_s = Koefisien kekakuan

C_c = Koefisien bentuk

Beberapa faktor yang dalam koefisien tambat diatas akan dijelaskan dibawah ini :

- Kecepatan Tambat

Berdasar dari beberapa referensi yang telah ada dan dikembangkan oleh Bridgestone (1995), Baker (1955) maupun Brolsma (1977) kecepatan tambat ini diketahui dengan hubungannya dengan beberapa faktor misalnya dengan ukuran kapal , kondisi bertambat . Berdasarkan gambar 2.5 Hubungan antara kecepatan bertambat ukuran tambat dan kondisi bertambat dapat dibaca dari gambar tersebut untuk kapal ferry dengan ukuran maksimum 1000 ton dapat diketahui dengan kondisi bertambat yang bagus pada dermaga dan terlindungi , kecepatan bertambat untuk kapal ukuran tersebut berkisar antara 0.2 sampai 0.4 meter per detik . Hal ini

apabila dibandingkan dengan hasil yang didapat dengan pembacaan dari gambar 2.6 dari Brolsma (1977) didapatkan untuk kapal dengan ukuran maksimum 1000 ton kecepatan bertambat yang terjadi dengan kondisi bagus dan terlindungi adalah mendekati 0.2 meter per detik . Sedang dari hasil yang dikeluarkan oleh Bridgestone (1995) untuk tabel kecepatan bertambat kapal dengan ukuran kurang dari 10.000 ton kecepatan bertambatnya berkisar antara 0.1 sampai 0.3 meter per detik dengan kecepatan desainnya adalah 0.2 meter per detik. Pemilihan kecepatan dengan mempertimbangkan beberapa hasil diatas dan dengan mengamati kondisi langsung di lapangan kecepatan tambat untuk kapal ferry dengan bobot maksimum 750 ton adalah mengambil kecepatan desain sebesar 0.2 meter per detik , hal ini dengan melihat dan dengan data dari nakhoda kapal yang menyebutkan kondisi kecepatan tambat yang rendah dengan nilai maksimum 0.2 meter per detik.

- Koefisien Massa (C_m)

Pada saat kapal bertambat maka akan terjadi massa semu dari kapal itu sendiri hal ini dalam perhitungan dikenal dengan koefisien massa kapal . Dengan menggunakan persamaan 2.5.2 dari Ueda (1981) koefisien tersebut dapat dihitung dengan rumusan berikut ini :

$$C_m = 1 + \frac{\Pi}{2C_b} \times \frac{d}{B}$$

dimana ;

C_m = koefisien massa

C_b = koefisien bentuk

d = sarat (m)

B = Molded breadth (m)

dengan memasukkan nilai yang sesuai dari tiap kapal besarnya koefisien massa dari tiap kapal dapat diketahui besarnya adalah :

Tabel 4.11

Besar Koefisien Massa

KMP Bahari	1.58
KMP Satria	1.57
KMP Tongkol	1.38
KMP Aeng Mas	1.56

- Faktor Eksentrisitas (Ce)

Karena kapal pada saat bertambat akan membentuk sudut dengan dermaga pada kondisi dimana sebelum petugas bollard memasang tali pelurus untuk arah tambat kapal. Penentuan faktor eksentrisitas ini berkaitan erat dengan jenis kapal yang bertambat dan dengan metode saat bertambat dan dermaga yang dipergunakan. Pada dermaga III ini jenis kapal yang digunakan adalah kapal ferry dengan jenis Ro - Ro dengan kapal jenis ini maka besar koefisien eksentrisitas didapat dengan membaca grafik eksentrisitas , grafik ini dibaca dengan cara menentukan kontak point antara dermaga dengan kapal. Kontak point yang terjadi biasanya diperkirakan sebesar 1/4 dari panjang dari kapal. Untuk kondisi dimana kapal ferry bertambat pada dermaga dengan konstruksi dolphin maka besar koefisien ini menurut Shibata Design Manual (1995) lebih besar yaitu berkisar nilainya antara 0.5 sampai dengan 0.7. Adapun untuk dermaga tanpa menggunakan dolphin sebagai tempat sandar untuk kapal jenis Ro-Ro maka besarnya koefisien ini adalah satu.

- Faktor bentuk Air karena Tambat (Cc)

Pada saat kapal bertambat maka massa air yang ada disekeliling badan kapal dan diantara badan kapal dan fasilitas tambat yang ada contoh konstruksi dolphin , massa air tersebut akan tertekan karena pergerakan kapal saat bertambat , hal ini menimbulkan cushion efek dimana efek ini dapat dijelaskan sebagai efek berkurangnya energi serap dari kapal dengan fender karena massa air ini . Besarnya faktor ini adalah mendekati satu, menurut Japanese Port and Harbour Association (1996).

-Faktor Kekakuan (Cs)

Faktor kekakuan ini yang dimasukkan dalam menghitung energi bertambat adalah merupakan energi antara ratio energi tambat dengan energi yang diserap oleh badan kapal. Energi ini kecil sekali sehingga besarnya koefisien ini adalah satu.

- Besar Energi Tambat

Setelah ditentukannya besarnya masing-masing koefisien dan dilakukan pembahasan yang melatar belakangi pemilihan besarnya koefisien-koefisien tambat di atas , langkah selanjutnya untuk menghitung energi tambat efektif dengan menggunakan formula dengan memasukkan nilai-nilai yang telah didapat untuk masing- masing kapal. Dari tabel dibawah ini dapat diketahui besarnya energi tambat dari masing-masing kapal.

Tabel 4.12

Energi Tambat Efektif

Kapal	V^2	C_e	C_c	C_s	C_m	Ef
KMP Bahari	0.04	0.7	1	1	1.58	2.12
KMP Satria	0.04	0.7	1	1	1.57	1.71
KMP Tongkol	0.04	0.7	1	1	1.38	1.45
KMP Aeng Mas	0.04	0.7	1	1	1.56	1.67

4.4 Penentuan Energi Tambat Desain

Setelah energi tambat dari dua perhitungan formulasi Jahren dan Bridgestone diketahui, selanjutnya adalah menentukan energi tambat efektif yang akan digunakan untuk menyusun energi desain.

Dari filosofi pengembangan Jahren (1996) koefisien tambat kapal yang didapat dari hasil pengamatan defleksi yang terjadi dijadikan pertimbangan dan batasan untuk menghitung energi tambat. Kriteria desain ini meliputi; koefisien tambat kapal, menghitung berat aktual dan berat tambah, kecepatan merapat, dan penggunaan faktor keselamatan yang sesuai dengan daerah dermaga tinjauan. Faktor keselamatan ini dimodifikasi dengan jumlah kapal yang melayari, akses menuju daerah tersebut, kemudahan perbaikan dan perawatan, kemudahan manuver kapal, serta pengaruh lingkungan yang ada seperti angin dan arus. Energi yang didapat dari perhitungan berkisar antara 1.2 - 1.6 ton - meter.

Formulasi dari Bridgestone (1995) dalam perhitungannya menggunakan koefisien tambat yang menyusunnya seperti; koefisien eksentrisitas, koefisien massa, koefisien bentuk, koefisien kekakuan, besarnya masing-masing koefisien didapatkan dari tabel dan referensi yang dikeluarkan oleh Bridgestone (1995),

Shibata (1995), maupun JPHA (1996). Pada perhitungan ini energi tambat adalah 1.6 - 2.2 ton - meter.

Menurut hasil yang didapat dari kedua formulasi diatas hasil yang didapat dalam mendesain energi tambat untuk sistem fender, desain Jahren energinya lebih kecil dibandingkan energi dari Bridgestone meskipun tidak terpaut terlalu jauh. Hal ini dapat dijelaskan karena dalam desain awal tentunya pemakaian energi desain lebih besar dibandingkan kebutuhan dan energi bentur yang terjadi , serta kecepatan angin dan arus yang lebih rendah yang terjadi. Dalam penentuan energi tambat kriteria desain mempengaruhi besarnya energi yang didapat , meliputi pemilihan besarnya kecepatan, koefisien-koefisien tambat, dan faktor lingkungan. Energi Jahren (1995) penting diperhatikan karena dapat dipakai sebagai batasan dan acuan untuk perhitungan dengan metode Bridgestone (1995).

Sehingga dalam perencanaan sistem fender untuk dermaga digunakan energi tambat sebesar 2.0 ton-meter. Langkah selanjutnya adalah dengan energi ini memilih fender yang sesuai dengan energi serapnya.

4.5 Kondisi Oceanografis

Dalam perencanaan untuk mendapatkan sistem fender yang baik dan tepat, pengaruh dari kondisi oceanografis perlu mendapatkan perhatian dan dimasukkan dalam proses desain. Kondisi ini sendiri adalah keadaan di luar sistem tetapi dapat mempengaruhi kinerja dari sistem. Kondisi ini meliputi :

4.5.1 Pasang Surut

Permukaan air laut di muka bumi selalu naik dan turun untuk periode tertentu, fenomena ini dinamakan pasang surut. Pada saat air laut naik sampai pada kondisi maksimum dinamakan pasang tinggi (high water) sedangkan setelah permukaannya turun sampai mencapai titik terendah disebut dengan pasang rendah (low water), perbedaan antara dua kondisi ini dinamakan tinggi pasang (tidal range).

Pasang surut menurut banyak terjadinya dalam hitungan satu hari dapat dibagi menjadi semidiurnal tide dan diurnal tide serta diurnal campuran. Semidiurnal tide adalah kondisi dimana pasang surut terjadi dua kali dalam satu hari yaitu terdapat dua pasang dan dua surut, untuk diurnal tide adalah pasang dan surut terjadi sekali dalam satu hari. Untuk pasang yang terjadi dengan tidak terjadinya secara lengkap, misalnya tidak tercapainya pasang tertinggi pada saat pasang dinamakan diurnal campuran.

Kondisi pasang surut yang terjadi di daerah Kamal datanya didapatkan dari Jawatan Hidro Oceanografi Angkatan Laut dan dari PT Nippon Koei dan PT Desigras, kecenderungan tipe pasang surut dapat diketahui dengan melihat hasil perbandingan nilai dari : $\frac{K1 + O1}{M2 + S2}$

Apabila nilai dari perbandingan tersebut lebih besar dari 1 maka pasang surut yang terjadi adalah cenderung diurnal sedangkan apabila nilai yang didapat adalah kurang dari 1 maka pasang surut yang terjadi pada daerah tersebut cenderung semi diurnal.

Lokasi Kamal didapatkan harga K menurut data yang didapat adalah $K1 = 42.9$, $O1 = 24.3$, $M2 = 34.7$ dan $S2 = 22.7$ sehingga $\frac{42.9 + 24.3}{34.7 + 22.7} > 1$, maka daerah

Kamal kondisi pasang surut yang terjadi adalah diurnal, yaitu pasang surut terjadi sekali dalam satu hari.

Menurut Sahala (1986) pasang tertinggi disebut dengan istilah spring tide dan pasang terendah dengan neap tide. Untuk daerah Kamal 7 nilai komponen pasang surut yang terjadi adalah :

1. Mean High Water Spring : 291.9 cm
2. Mean Low Water Spring : 177.1 cm
3. Mean High Water Neap : 246.5 cm
4. Mean Low Water Neap : 222.5 cm
5. Lowest Low Water Spring : 109.9 cm
6. Mean Water Level : 234.5 cm
7. Highest Tidal Range : 249.2 cm

Data diatas didapatkan dari Jawatan Hidro Oceanografi dan PT Nippon Koei, menurut Bindra (1978) komponen pasang surut diatas diartikan sebagai berikut :

Mean Higher High Water	: Rata-rata tinggi air dari higher high water
Mean High Water	: Rata-rata muka air tertinggi
Mean Low Water	: Rata-rata muka air terendah
Mean High Water Spring	: Rata-rata tertinggi tinggi air pada pasang tinggi (spring)
Mean Low Water Spring	: Rata-rata terendah tinggi air pada pasang tinggi (spring)
Mean High Water Neap	: Rata-rata tertinggi dari tinggi air pada pasang terendah (neap)

Mean Low Water Neap	: Rata-rata terendah dari tinggi air pada pasang terendah (neap)
Lowest Low Water Spring	: Muka air terendah pada pasang tinggi
Mean Water level	: Rata-rata tinggi muka air
Mean Range	: Tinggi rata-rata dari muka air tertinggi dan terendah

4.5.2 Kecepatan Arus

Kecepatan arus air laut diukur pada saat satu periode pasang surut (tide). Daerah Kamal didapatkan data dari PT Nippon Koei dan PT Desigras adalah sebagai :

Kecepatan maksimum : 0.78 m/s

Kecepatan minimum : 0.50 m/s

Data dari arus tersebut akan digunakan untuk dalam proses perhitungan penentuan fender.

4.5.3 Angin

Kecepatan angin sebagai salah satu faktor kondisi oceanografi yang berpengaruh dalam desain sistem fender, dapat ditentukan dari data yang dikeluarkan oleh Badan Meteorologi dan Geofisika stasiun Perak adalah rata-rata sebesar 15 knot atau 7.71 m/s. Kecepatan angin tersebut akan digunakan untuk menghitung tekanan yang ditimbulkan oleh pengaruh angin dalam penentuan fender.

4.6 Penentuan Fender yang Digunakan

Tahapan terakhir dari perencanaan dalam penulisan ini adalah menentukan fender yang akan digunakan. Proses ini dimulai dengan meneliti sistem fender yang digunakan apakah energi serap dari fender memenuhi dari energi tambat yang terjadi, atau malahan energi serap dari fender terlalu besar sehingga fender yang digunakan menjadi tidak efektif. Untuk menentukan fender yang akan digunakan adalah berdasarkan energi bentur/tambat dari kapal, dari energi ini dipilih dari katalog fender spesifikasi fender yang mempunyai energi serap lebih besar dari energi bentur dari kapal efektif (E_f), sedangkan energi reaksi fender adalah energi reaksi dari fender terhadap tekanan lambung kapal. Dari perhitungan yang dilakukan, didapatkan besarnya energi tambat (berthing impact) desain dari kapal adalah sebesar 2.0 ton-meter. Nilai dari energi ini akan dipakai sebagai faktor pemilihan fender.

Fender yang digunakan pada dermaga III memiliki spesifikasi sebagai berikut

Tabel 4.13

Spesifikasi fender dermaga Kamal

Model	Energi serap	Energi reaksi
SCN 550	8.0 ton-meter	28.0 ton-meter

dari data spesifikasi diatas dapat diketahui bahwa energi serap yang dari model fender yang dipilih mempunyai kapasitas sangat besar daripada energi tambat (berthing impact) yang terjadi pada dermaga. Perbedaan yang cukup besar ini mengakibatkan dimensi fender yang diperlukan semakin besar, atau apabila dengan

dimensi yang sama maka kualitas / rubber grade fender tinggi , hal ini menjadikan fender yang digunakan tidak optimum.

Berdasarkan energi yang terjadi dan spesifikasi fender yang ada , penulis memberikan beberapa alternatif fender yang dapat digunakan pada dermaga III Kamal dari beberapa referensi dan desain manual yang ada meliputi :

a. Fender dari Fentek Singapura

Fender jenis ini sama dengan jenis fender yang digunakan pada proyek pengembangan fasilitas dermaga ferry Jawa dan Bali. Fender dari jenis ini dipilih model Cone Fender diambil dari spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 4.14

Tabel of Performance Fender Fentek (1996)

Model	Energi Serap (T-m)	Energi Reaksi (T)
SCN 350	1.73	10.2
SCN 400	2.75	14.3
SCN 500	5.09	22.4

data disadur dari Fentek Singapore (1996)

dari data spesifikasi diatas , dengan energi tambat desain sebesar 2.0 ton-meter dipilih model SCN 400 yang memiliki energi serap diatas energi impact yang timbul.

b. Fender dari Bridgestone

Dalam memilih fender sesuai dari referensi Bridgestone, acuan TABLE OF PERFORMANCE dari beberapa fender berikut ini dapat dipergunakan dibawah ini :

1. Energi Absorption of Cell Fender Series (in metric ton-meters)

Performance Energy Absorption (Ton-meter)

Rubber Grade RE

Tabel 4.15

Performance Fender Bridgestone (1995)

Model / Size	Design Deflection	Max. Deflection
C 400 H	1.7	1.9
C 500 H	3.6	3.9
C 630 H	7.1	7.6

2. Reaction Force of Cell Fender Series (in metric tons)

Performance Reaction Force (Ton)

Rubber Grade RE

Tabel 4.16

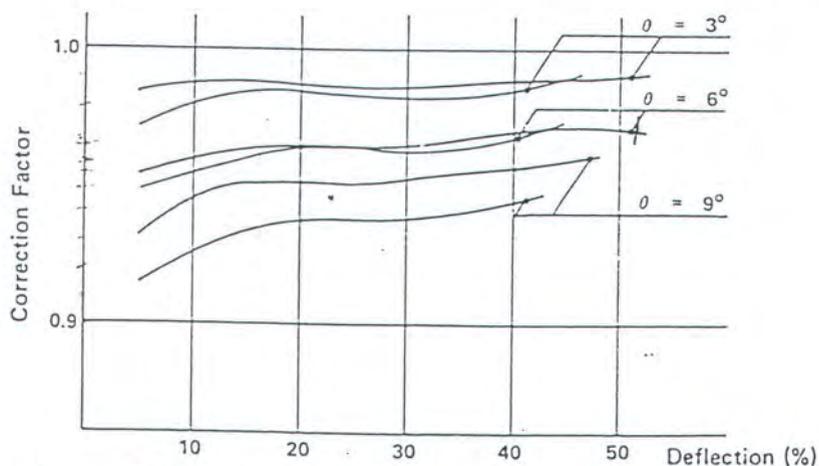
Performance Fender Bridgestone (1995)

Model / Size	Design Deflection	Max. Deflection
C 400 H	11	12.8
C 500 H	18.6	21.5
C 630 H	29.6	33.8

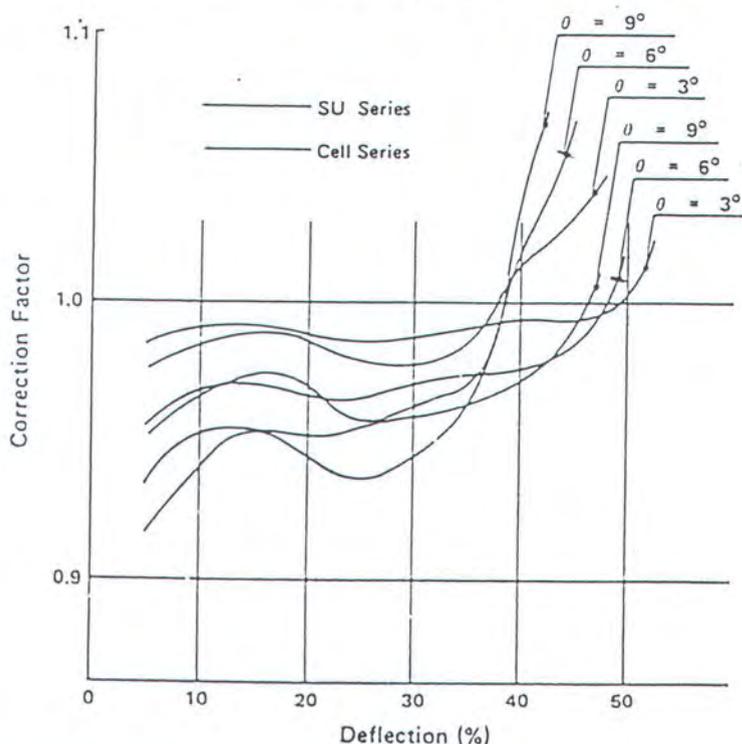
Design deflection of Cell series 47.5%.

Maximum deflection of Cell series 50%.

Tabel diatas menunjukkan performance fender dari beberapa series . Dari tabel tersebut dipilih fender yang memiliki harga E_n lebih besar dari harga $E = 2.0$ ton-m yaitu fender C 500 H. Untuk mendapatkan tampilan yang lebih baik fender dari Bridgestone ini, perlu memasukkan faktor koreksi kekakuan (pengaruh angular). Faktor koreksi ini dapat dicari dari dua grafik untuk energi serap dan energi reaksi berikut ini :



Gambar 4.4 Grafik Koreksi Energi Serap (Bridgestone,1995)



Gambar 4.5 Grafik Koreksi Gaya Reaksi (Bridgestone,1995)

Menentukan faktor kekakuan dari performance fender diperlukan sudut pada saat kapal bertambat, sudut ini mempunyai nilai 3, 6, dan 9 derajat. Seringkali kapal bertambat dengan sudut kurang dari 3 derajat, kondisi maksimum dan keperluan desain dipilih sudut sebesar 6 derajat. Dari sudut 6 derajat pada tabel diatas diperoleh harga $F_{ae} = 0.973$ dan $F_{ar} = 1.017$ pada defleksi 50%.

Setelah didapatkan faktor koreksi diatas performa dari fender dicari dengan menggunakan rumusan berikut :

$$E_a = E_n \times F_{ae}$$

$$R_a = R_n \times F_{ar}$$

Maka hasil dari perhitungan untuk E_a dan R_a adalah seperti dibawah ini :

Tabel 4.17

Hasil perhitungan E_a dan R_a

Model Fender	E_a (Ton-m)	R_a (Ton)
C 500 H	3.5	18.9

c. Fender dari Shibata

Sesuai dengan referensi dari Shibata, tabel performance yang dipakai adalah berikut ini :

1. Energy Absorption (Metric Ton-m)

Tabel 4.18

Performance Fender Shibata (1995)

Model No.	Design	Max.
CS 500 H	2.44	2.59
CS 600 H	4.22	4.47

2. Reaction Force (Metric Tons)

Tabel 4.19

Performance Fender Shibata (1995)

Model No.	Design	Max
CS 500 H	11.1	11.8
CS 600 H	16	17

Design deflection of CS (Circular Cone) Shape 52%

Maximum deflection of CS (Circular Cone) Shape 55%

Data disadur dari Shibata CS Fender (1995)

Menurut tabel diatas dipilih model fender adalah CS 500 H dengan spesifikasi yang telah memenuhi besar energi yang dibutuhkan dalam desain.

Dari berbagai alternatif diatas dapat diketahui sistem fender yang sesuai dan dapat bekerja secara optimum , sangat ditentukan oleh penentuan energi yang tepat dalam desain serta pemilihan energi serap yang sesuai untuk energi impact yang terjadi. Penentuan energi tambat kapal, sangat dipengaruhi oleh koefisien -koefisien yang dipilih selain kecepatan dan berat kapal sendiri. Koefisien tambat kapal bervariasi disini penting untuk mengambil nilai yang sesuai dengan karakteristik dermaga maupun kapal yang bekerja. Sedangkan dalam pemilihan fender energi serap minimal harus sama dengan energi impact yang terjadi, tidak perlu terlalu besar sehingga menjadi tidak efisien, hal ini dengan pertimbangan apabila kontak area dari dinding dolphin , wharf , maupun beda beda pasang surut cukup besar dan perhitungan pengaruh arus dan angin , jumlah fender akan dapat ditentukan dengan lebih baik. Misalnya dapat dipasang dua fender dengan panel frame dengan dimensi yang lebih kecil , ataupun satu fender dengan dimensi besar dan panel frame.

4.7 Pemasangan Fender Pada Dermaga

Dalam sub bab terakhir ini akan dibahas cara pemasangan fender dan cara menentukan banyaknya fender untuk dinding dolphin dengan memperhitungkan kondisi angin dan arus yang mengenai badan kapal saat bertambat .

4.7.1 Jumlah Fender yang Digunakan

Jumlah fender minimum yang layak dipergunakan dalam satu dolphin menurut Shibata (1995) adalah dengan memasukkan kondisi oceanografi yaitu ;pengaruh arus dan angin yang terjadi pada pelabuhan, seperti telah disebutkan kondisi ini tidak berpengaruh secara langsung tetapi akan mempengaruhi kinerja dari sistem yang bekerja, selain itu tentunya juga mempertimbangkan dimensi fender yang menyerap energi dibandingkan dengan kontak area dari dolphin yang digunakan. hasil perhitungan adalah sebagai berikut :

a. Pengaruh angin

$$\begin{aligned}
 Ra &= 0.5 \times pa \times Cw \times Vw^2 \times Ba \times 10^{-3} \\
 &= 0.5 \times 0.123 \times 1.2 \times (14.9)^2 \times 421.2 \times 10^{-3} \\
 &= 0.5 \times 0.123 \times 1.2 \times 222.01 \times 421.2 \times 10^{-3} \\
 &= 6.90 \text{ ton}
 \end{aligned}$$

b. Pengaruh arus

$$\begin{aligned}
 Rc &= 0.5 \times pc \times Cc \times Vc^2 \times Bb \times 10^{-3} \\
 &= 0.5 \times 104.5 \times 1.4 \times (0.78)^2 \times 62.12 \times 10^{-3} \\
 &= 0.5 \times 104.5 \times 1.4 \times 0.6084 \times 62.12 \times 10^{-3} \\
 &= 9.66 \text{ ton}
 \end{aligned}$$

Dari kedua nilai dari angin (6.90 ton) dan arus (9.66 ton) akan diketahui jumlah fender yang layak untuk digunakan pada dolphin maupun dermaga dengan menjumlahkan keduanya dan membagi dengan gaya reaksi dari fender yang ada :

$$N > \frac{R_w + R_c}{R_a}$$

dimana ;

N = Jumlah fender yang diperlukan

R_w = Beban karena pengaruh angin

R_c = Beban karena pengaruh arus laut

R = Gaya reaksi dari satu fender yang menyerap energi tambat

hasil yang didapat :

$$\begin{aligned} &= \frac{6.90 + 9.66}{11.8} \\ &= 1.4 \end{aligned}$$

hasil diatas adalah 1.4 , sehingga nilai N (jumlah fender yang digunakan) harus lebih besar daripada 1.4 dapat dipasang 2 buah fender yang akan menerima beban impact dari kapal.

4.7.2 Penempatan Fender Pada Dolphin

Pemasangan fender agar diperoleh kinerja yang paling baik menurut Bridgestone (1995) adalah dengan memperhitungkan pasang surut yang terjadi pada area pelabuhan dan freeboard terkecil dari kapal yang bertambat. Besarnya freeboard dihitung dengan mengurangi antara depth dan full draught dari kapal yaitu dengan rumusan :

$$\text{Freeboard} = \text{Depth} - \text{Full Draught}$$

Untuk kapal yang bekerja pada dermaga III Kamal menurut data dari Perum ASDP adalah sebagai berikut ini :

Tabel 4.20

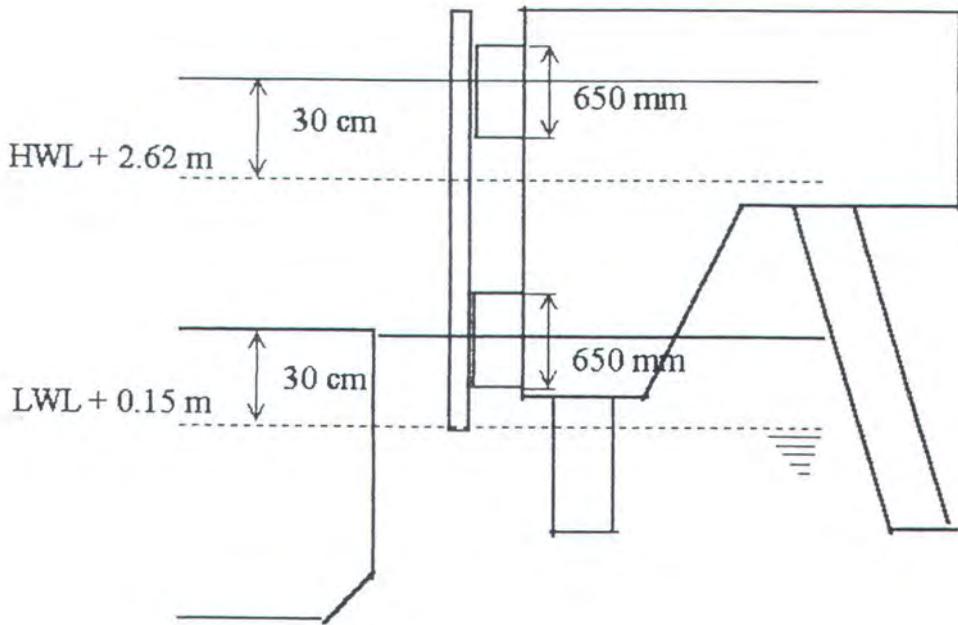
Data Kapal yang bekerja

Nama kapal	Panjang	Lebar	Kedalaman	Sarat	Freeboard	GT
KMP Bahari	49.07	10.38	3.22	2.9	0.32	657.1
KMP Satria	51	14	3.35	3	0.35	765.4
KMP Tongkol	40.9	8.9	3	2.7	0.3	736.41
KMP Aeng Mas	49.5	10.36	3.3	3	0.3	750.32

Sumber data :dari Perum ASDP Cabang Surabaya

Setelah didapat besarnya freeboard minimum dari kapal yaitu sebesar 0,3 m selanjutnya digunakan sebagai acuan dari titik ketinggian permukaan air terendah (Low water level) dan pada ketinggian air tertinggi (High water level) untuk pemasangan fender.

Penempatan fender pada dermaga selanjutnya menurut Bridgestone (1995) adalah freeboard dari kapal pada saat bertambat diusahakan menyentuh dititik tengah dari sistem fender yang dipasang, atau apabila beda pasang surut besar dan jarak dari dolphin atau wharf masih tersisa cukup besar setelah memeriksa posisi teratas dan terbawah dari wharf digunakan panel protector untuk mendapatkan hasil yang baik, dengan pemasangan yang disarankan adalah seperti gambar dibawah ini. Dolphin ini mempunyai panjang kontak area 4.0 meter dengan tinggi permukaan air laut terendah 0.15 meter dan tinggi air maksimum mencapai 2.620 meter dari chart datum . Freeboard kapal minimum dalam desain ini adalah 0.3 meter.

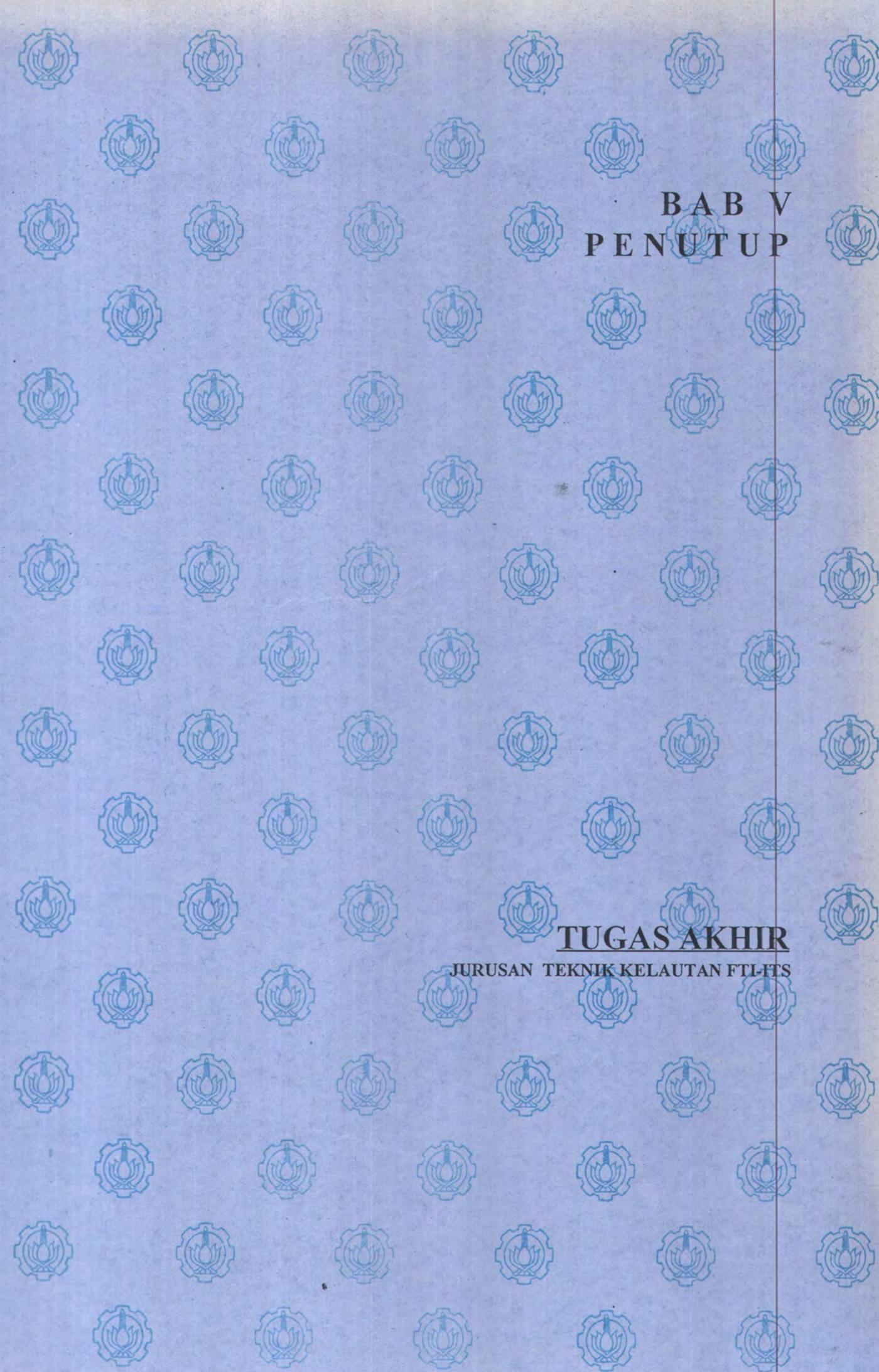


Gambar 4.6 Pemasangan Fender pada Dolphin

Dalam desain yang optimum, sistem fender yang disarankan diatas dirasa cukup memenuhi dalam kriteria desain agar dapat menyerap energi impact yang ditimbulkan oleh kapal dan dapat melindungi konstruksi dermaga maupun lambung dari kapal secara ekonomis. Dari beberapa alternatif ketiga fender dari produsen mempunyai dimensi yang sama dengan sedikit perbedaan pada nilai energi serap dan reaksi dengan pilihan SCN 400 dari Fentek Singapore, C 500 H Bridgestone, dan CS 500 H Shibata Japan. Sistem fender tersebut cukup ekonomis dan layak digunakan pada dermaga III Kamal Madura.

BAB V

PENUTUP



BAB V
PENUTUP

TUGAS AKHIR

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FT-ITS

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari pembahasan Laporan Tugas Akhir ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

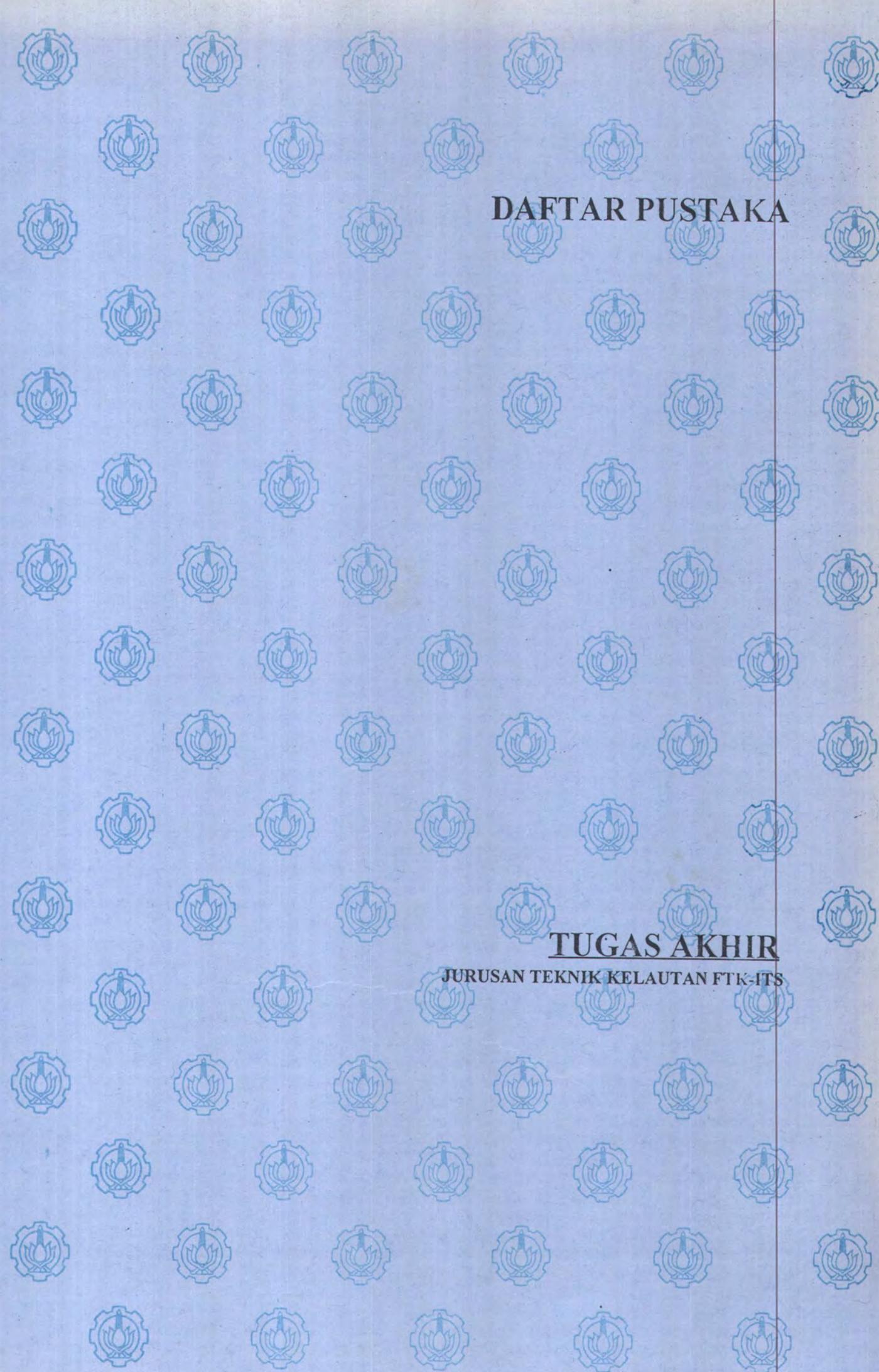
1. Hasil dari Metode Jahren maupun Bridgestone tidak terpaut terlalu jauh , sehingga dalam perencanaan kriteria desain dari Jahren dapat dipakai untuk pengembangan dermaga lebih lanjut.
2. Energi serap yang dimiliki oleh fender setidaknya harus dipilih sama atau lebih besar dibanding energi bertambat efektif yang ditimbulkan kapal.
3. Untuk mendapatkan sistem fender yang ekonomis dan efisien dalam pemasangan perlu memperhatikan kondisi alam yaitu , pasang-surut air laut dan posisi terendah dan tertinggi dolphin.
4. Sistem fender pada dermaga III Kamal mempunyai energi serap yang besar, sehingga tidak ekonomis dalam pemakaian (energi serap besar dibanding kebutuhan) dalam pengembangan lebih lanjut disarankan menggunakan tipe SCN 400, C500 H , atau CS 500 H ketiga fender mampu menyerap energi yang timbul dengan baik .
5. Letak pemasangan fender pada dolphin dilakukan dengan memperhitungkan pasang terendah (Low Water Level) + 0.15 meter dari chart datum dan pasang tertinggi (High Water Level) + 2.62 meter adalah

pada freeboard kapal ferry minimum 0.3 m diusahakan titik tengah dari diameter fender bersentuhan dengan ketinggian freeboard kapal.

5.2 Saran

Untuk pengembangan dan perencanaan sistem berlabuh , nilai ekonomis akan didapat apabila sistem yang ada mampu bekerja dengan optimum hal ini dipengaruhi penggunaan desain yang tepat sesuai dengan kondisi daerah tinjauan karena keoptimalan unjuk kerja dari sistem berlabuh akan mempengaruhi keseluruhan dari kinerja dermaga.

DAFTAR PUSTAKA



DAFTAR PUSTAKA

TUGAS AKHIR

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

DAFTAR PUSTAKA

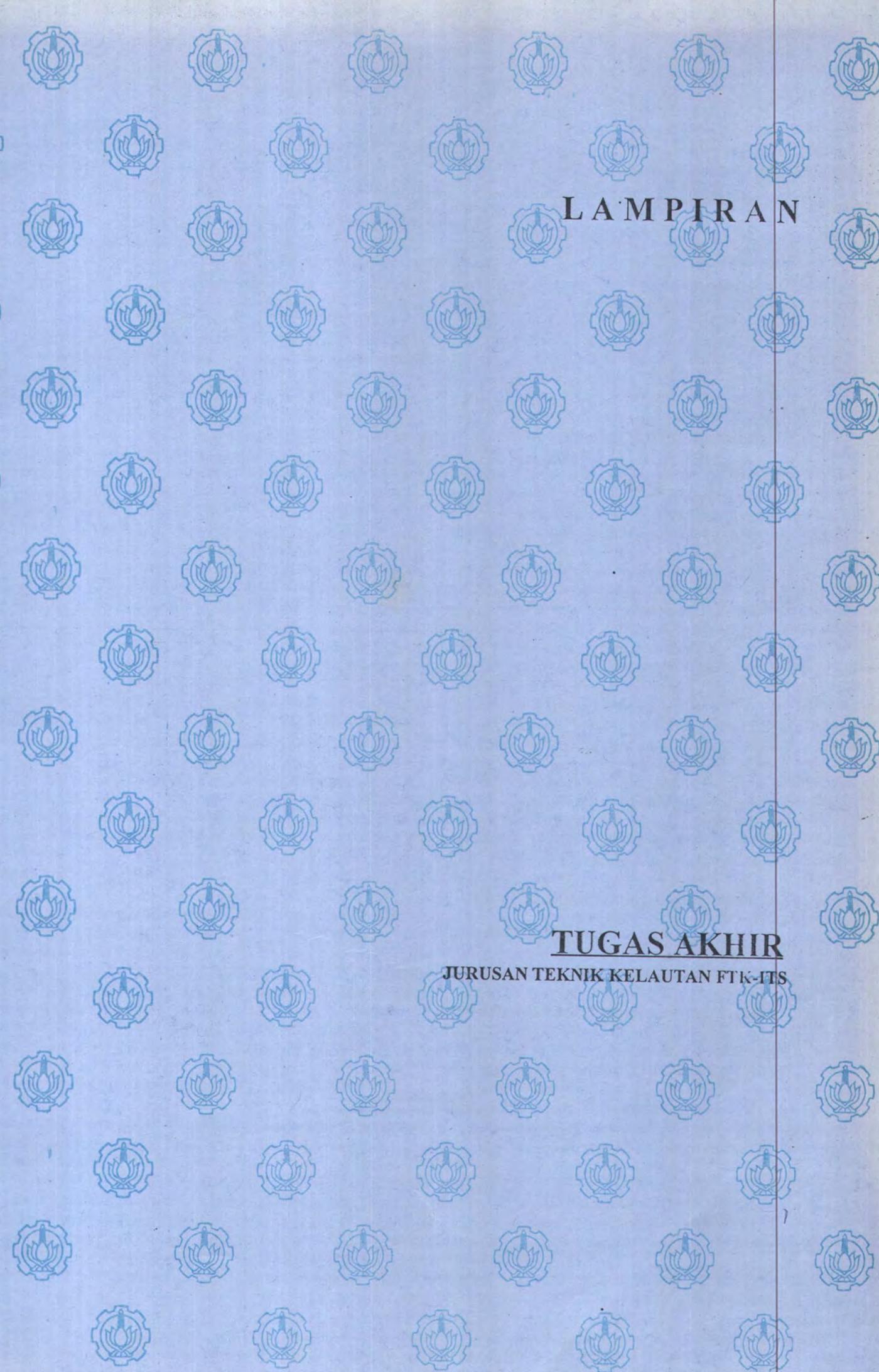
- Quinn, Alonzo Def, 1969, *Design and Construction of Port and Marine Structures*, McGraw-Hill Book Company.
- Bindra, S.P., 1978, *Docks and Harbour Engineering*, Dhanpat Tai & Sons.
- Journal of Waterway, 1996, *Port, Coastal, and Ocean Engineering*, July/August.
- Bridgestone, 1995, *Marine Fender Catalogue*, Bridgestone Corporation, Tokyo, Japan.
- Gregory P. Tsinker, 1996, *Floating Port and Construction Practices*, Gulf Publishing Company, Houston, Texas.
- Karmadibrata, Soedjono, 1985, *Perencanaan Pelabuhan*, Ganeca Exact, Bandung.
- Kenneth N. Derucher, Conrad P. Heins, Jr., *Bridge and Pier Protective System and Devices*, Marcel Dekker Inc., 1979
- Shibata, 1995, *Design Manual on Fender*, Shibata Corporation, Japan.
- Brunn, Per, 1981, *Port Engineering*, Third Edition, Elsevier, Amsterdam.
- Fentek, 1995, *Marine Fendering System*, Fentek Corporation, Singapore.

The Overseas Coastal Area Development Institut of Japan (OCDI), 1995, *Seminar on Fender System*, Japan, January.

Horikawa, Kiyoshi, 1978, *Coastal Engineering, An Introduction to Ocean Engineering*, John Wiley & Sons, New York.

Working Groupon Fender System Design, 1980, *Design of Fender System*, Japanese National Section of Permanent International Association of Navigation Conggres, Japan , March.

Hutabarat, Sahala, Evans, Stewart M. , 1986, *Pengantar Oceanografi*, UI-PRESS, Jakarta.

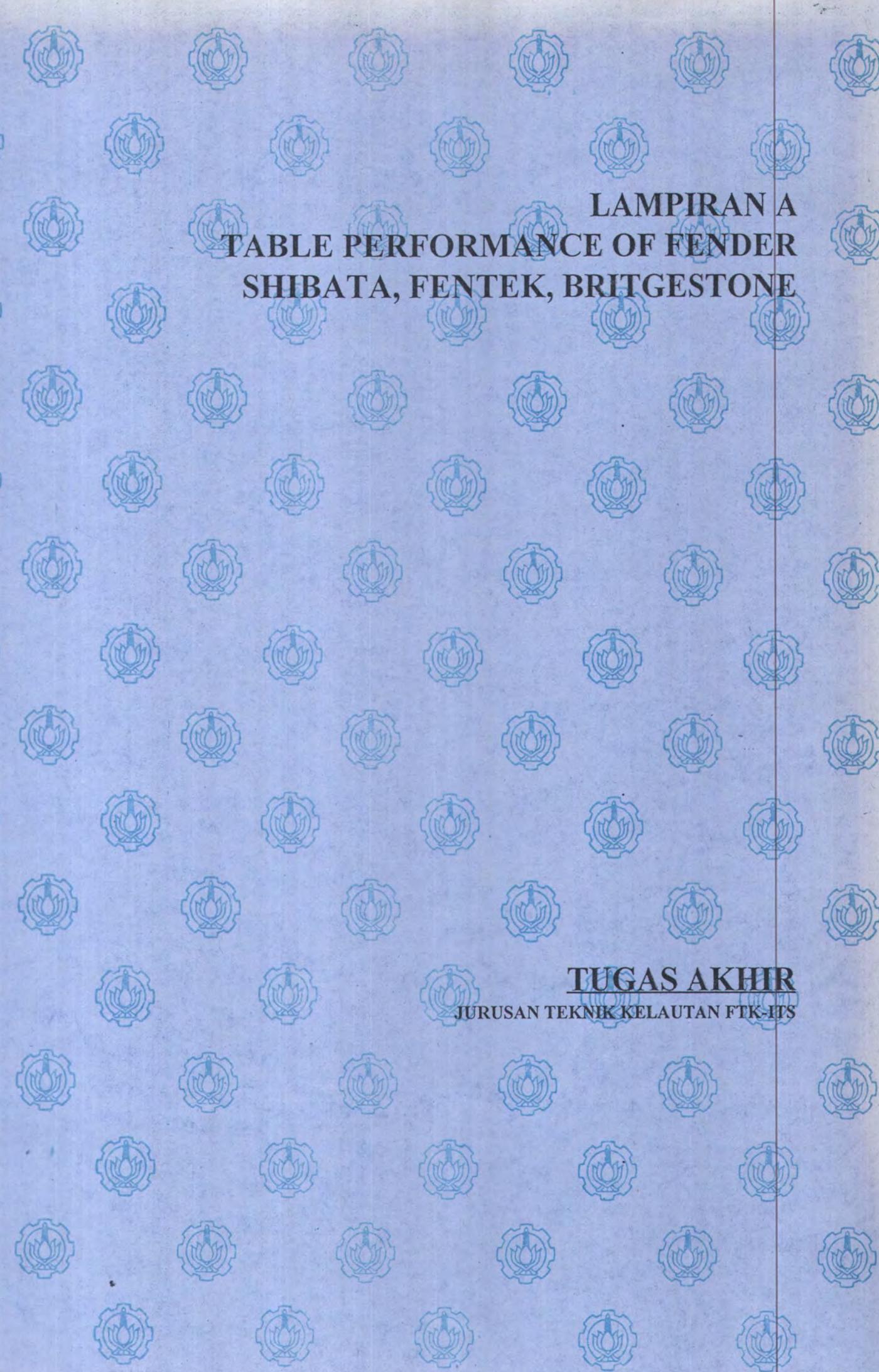


LAMPIRAN

TUGAS AKHIR

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

LAMPIRAN



LAMPIRAN A
TABLE PERFORMANCE OF FENDER
SHIBATA, FENTEK, BRITGESTONE

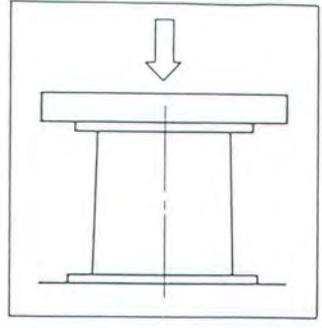
TUGAS AKHIR

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTK-ITS

LAMPIRAN A:
TABLE PERFORMANCE OF FENDER
SHIBATA, FENTEK, BRIDGESTONE

CS-FENDER

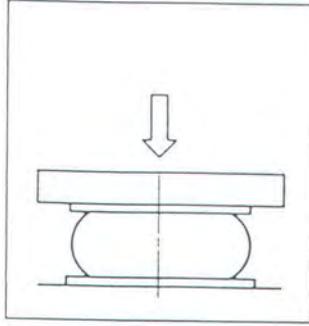
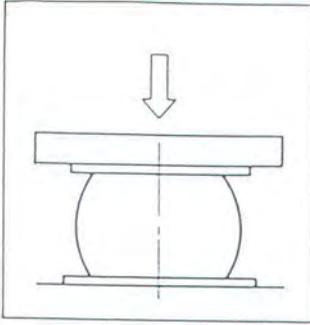
PERFORMANCE (PARALLEL)



METRIC

RUBBER GRADE		CS 1		CS 2		CS 3		CS 4		CS 5	
DEFLECTION		DE-SIGNED	MAXIMUM								
Model No.		52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%
CS-500H	R	18.8	20.0	16.6	17.8	14.4	15.4	11.1	11.8	8.88	9.47
	E	4.13	4.38	3.66	3.89	3.17	3.37	2.44	2.59	1.95	2.07
CS-600H	R	27.0	28.8	24.0	25.6	20.8	22.2	16.0	17.0	12.8	13.6
	E	7.13	7.56	6.33	6.71	5.48	5.82	4.22	4.47	3.37	3.58
CS-800H	R	48.0	51.2	42.6	45.4	36.9	39.4	28.4	30.3	22.7	24.2
	E	16.9	17.9	15.0	15.9	13.0	13.8	10.0	10.6	8.00	8.48
CS-1000H	R	75.0	80.0	66.6	71.0	57.7	61.5	44.4	47.3	35.5	37.9
	E	33.0	35.0	29.3	31.1	25.4	26.9	19.5	20.7	15.6	16.6
CS-1150H	R	99.2	106	88.0	93.9	76.3	81.4	58.7	62.6	47.0	50.1
	E	50.2	53.2	44.5	47.2	38.6	40.9	29.7	31.5	23.8	25.2
CS-1250H	R	117	125	104	111	90.1	96.2	69.3	74.0	55.5	59.2
	E	64.5	68.4	57.2	60.7	49.6	52.6	38.1	40.4	30.5	32.4
CS-1450H	R	158	168	140	149	121	129	93.3	99.5	74.6	79.6
	E	101	107	89.3	94.7	77.4	82.1	59.5	63.1	47.6	50.5
CS-1600H	R	192	205	170	182	148	158	114	121	90.9	97.0
	E	135	143	120	127	104	110	80.0	84.8	64.0	67.9

R: Reaction Force (Metric Tons)
E: Energy Absorption (Metric Ton-M)



YARD-POUND

RUBBER GRADE		CS 1		CS 2		CS 3		CS 4		CS 5	
DEFLECTION		DE-SIGNED	MAXI-MUM								
Model No.		52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%
CS-500H	R	41.5	44.2	36.7	39.3	31.8	34.0	24.5	26.0	19.6	20.9
	E	29.9	31.7	26.5	28.2	23.0	24.4	17.7	18.8	14.1	15.0
CS-600H	R	59.6	63.6	53.0	56.5	45.9	49.0	35.3	37.5	28.3	30.0
	E	51.7	54.8	45.9	48.6	39.7	42.2	30.6	32.4	24.4	25.9
CS-800H	R	106.0	113.0	94.0	100.2	81.5	87.0	62.7	66.9	50.1	53.4
	E	122.5	129.7	108.7	115.2	94.2	100.0	72.5	76.8	58.0	61.4
CS-1000H	R	165.6	176.6	147.0	156.8	127.4	135.8	98.0	104.4	78.4	83.7
	E	239.1	253.6	212.3	225.4	184.0	194.9	141.3	150.0	113.0	120.3
CS-1150H	R	219.0	234.0	194.3	207.3	168.5	179.7	129.6	138.2	103.8	110.6
	E	363.7	385.5	322.4	342.0	279.7	296.4	215.2	228.2	172.5	182.6
CS-1250H	R	258.3	276.0	229.6	245.1	198.9	212.4	153.0	163.4	122.5	130.7
	E	467.4	495.6	414.5	439.8	359.4	381.1	276.1	292.7	221.0	234.8
CS-1450H	R	348.9	370.9	309.1	328.9	267.2	284.8	206.0	219.7	164.7	175.8
	E	731.8	775.3	647.1	686.2	560.8	594.9	431.1	457.2	344.9	365.9
CS-1600H	R	423.9	452.6	375.4	401.9	326.8	348.9	251.7	267.2	200.7	214.2
	E	978.2	1036.2	869.5	920.2	753.6	797.1	579.7	614.5	463.7	492.0

R: Reaction Force (Kips)

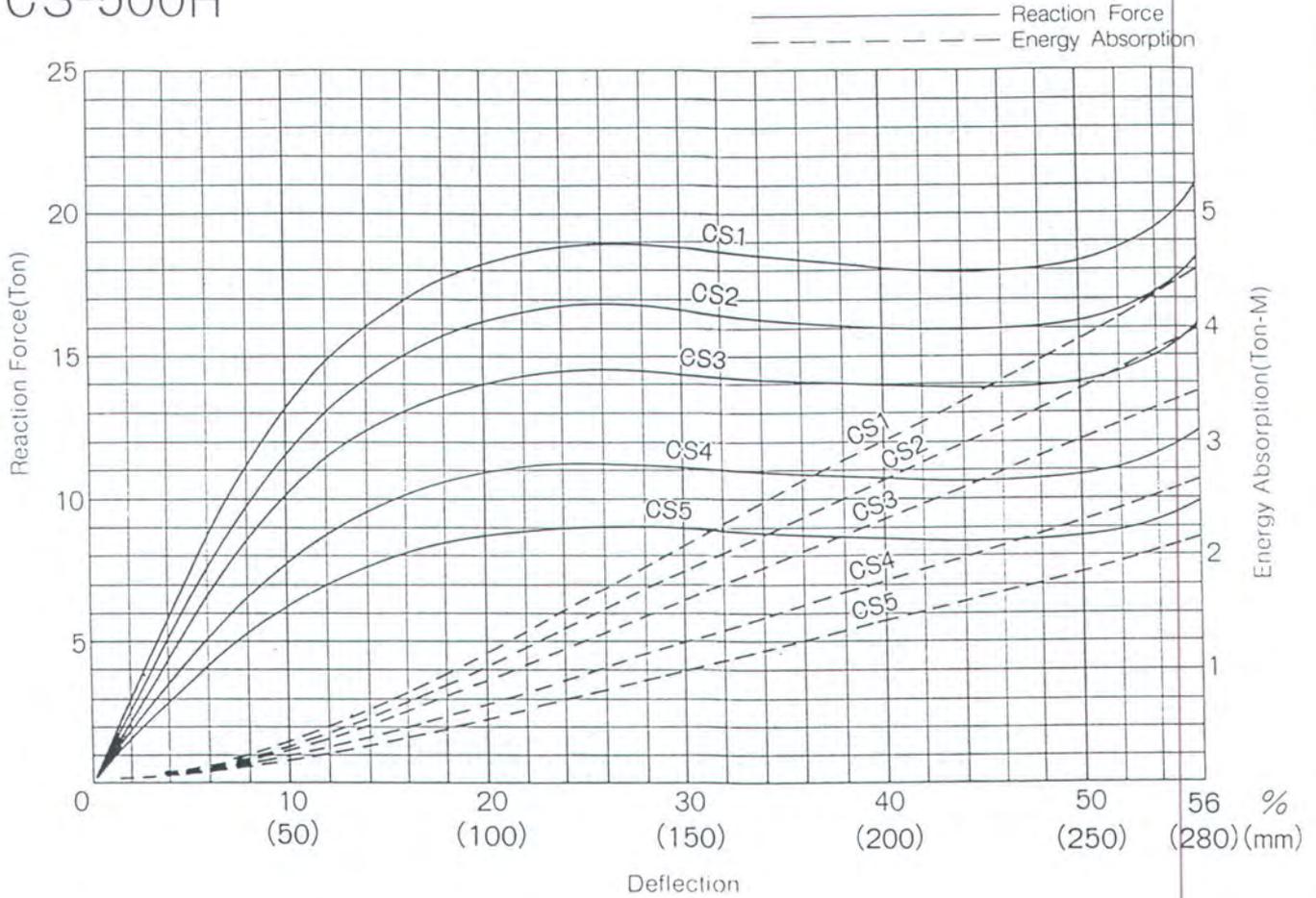
E: Energy Absorption (Ft-Kips)

CS-500H



Performance Curve

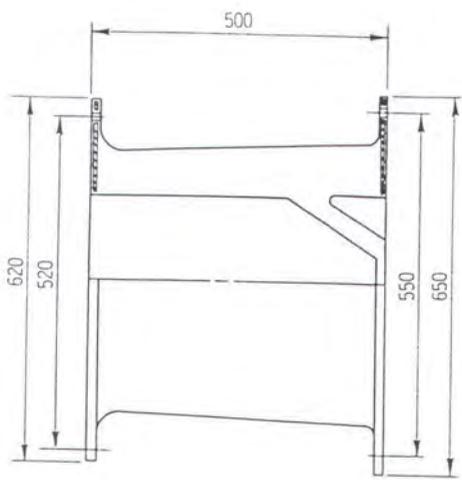
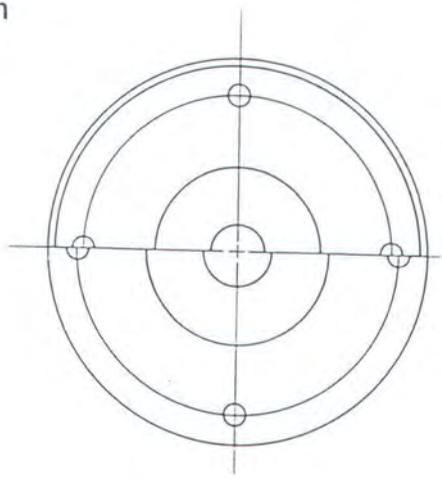
CS-500H



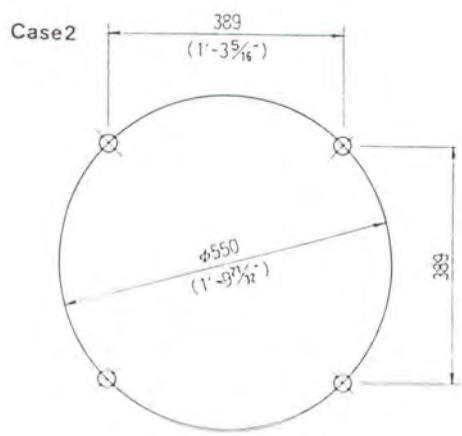
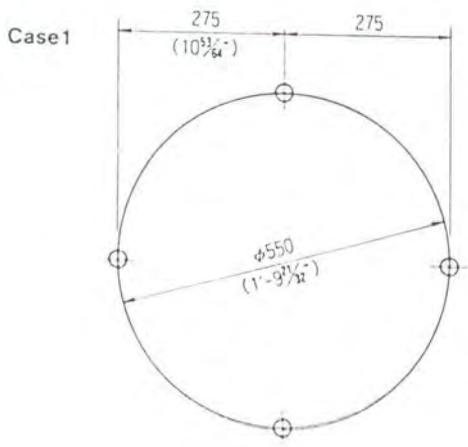
Performance Table

Rubber Grade	Designed				Maximum			
	Deflection = 52.5 %				Deflection = 55 %			
	Reaction Force		Energy Absorption		Reaction Force		Energy Absorption	
	Metric Tons	Kips	Metric Ton-M	Foot-Kips	Metric Tons	Kips	Metric Ton-M	Foot-Kips
CS1	18.8	41.5	4.13	29.9	20.0	44.2	4.38	31.7
CS2	16.6	36.7	3.66	26.5	17.8	39.3	3.89	28.2
CS3	14.4	31.8	3.17	23.0	15.4	34.0	3.37	24.4
CS4	11.1	24.5	2.44	17.7	11.8	26.0	2.59	18.8
CS5	8.88	19.6	1.95	14.1	9.47	20.9	2.07	15.0

Dimension



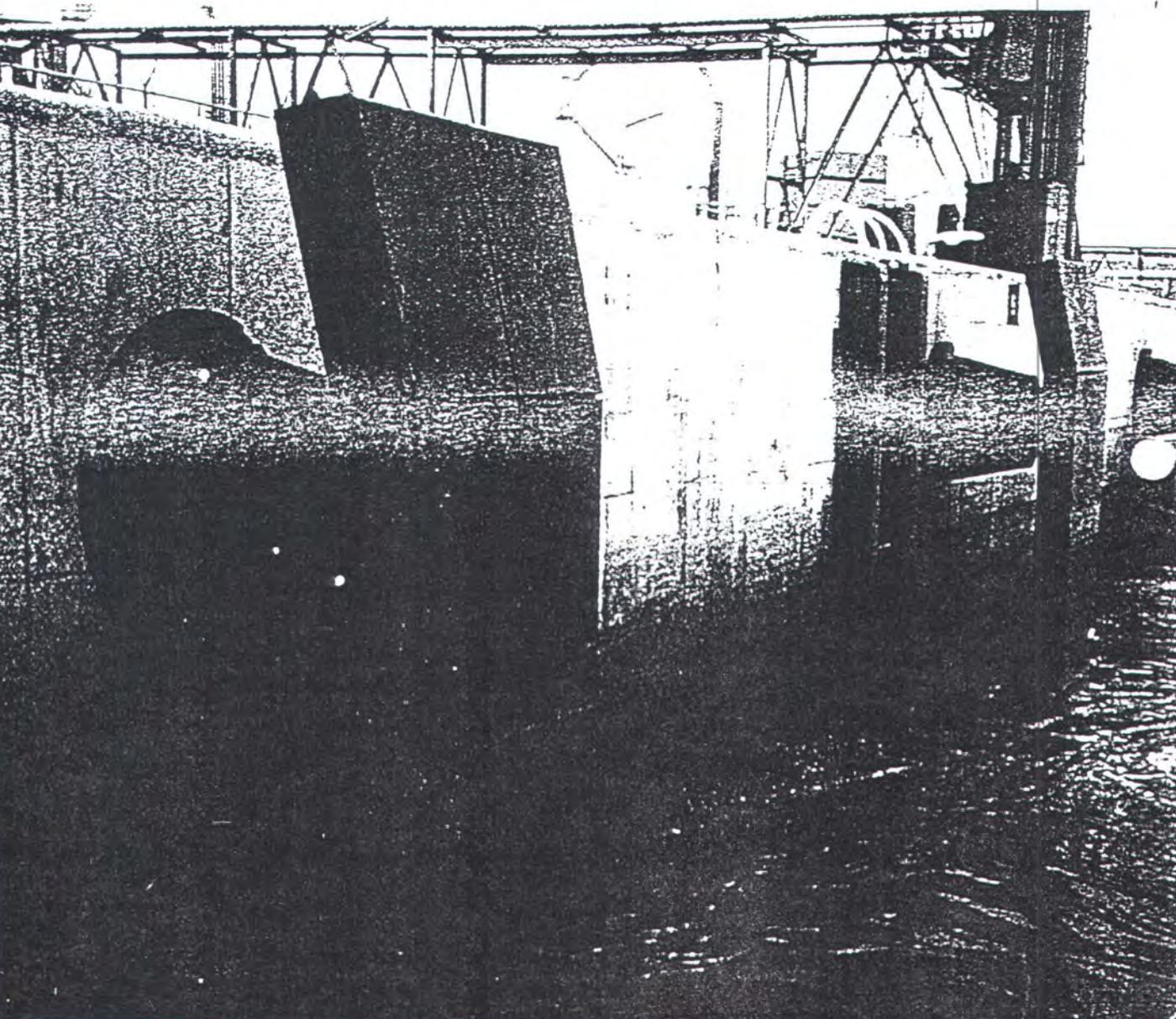
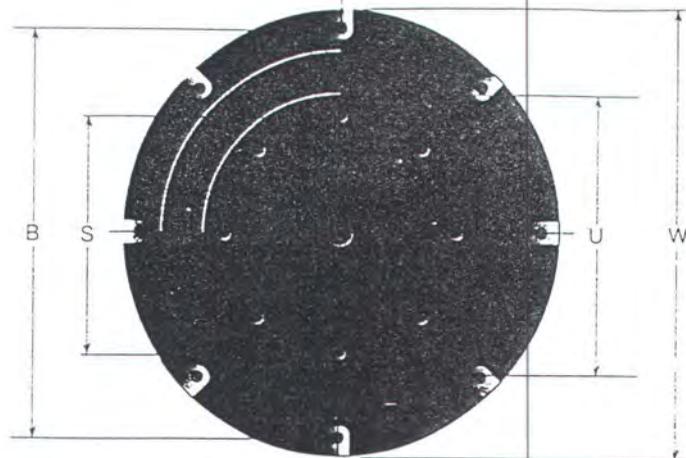
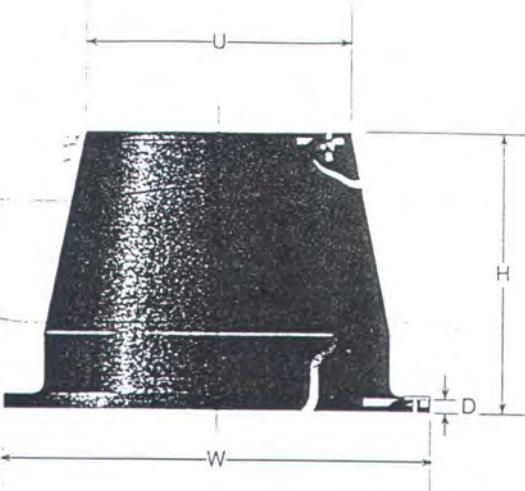
Location of anchor bolt holes



Unit : mm (in)

CONE FENDER

Note: 8 bolt arrangement only shown below.



FENTEK - SCN MODEL PERFORMANCE

Model	ENERGY INDEX					
	E 1		E 2		E 3	
Model	Energy Absorption (kNm)	Reaction Force (kN)	Energy Absorption (kNm)	Reaction Force (kN)	Energy Absorption (kNm)	Reaction Force (kN)
SCN 300	9	60	11	75	15	95
SCN 350	13	80	17	100	22	130
SCN 400 ✓	21	110	27	140	36	180
SCN 500	40	170	50	220	70	280
SCN 550 ✓	60	220	80	275	100	350
SCN 600	70	250	90	315	120	400
SCN 700	130	355	165	450	205	570
SCN 800	190	465	245	590	310	745
SCN 900	275	585	345	745	440	945
SCN 1000	375	725	475	920	605	1165
SCN 1050	435	800	550	1015	700	1285
SCN 1100	500	875	635	1115	805	1410
SCN 1200	650	1045	825	1325	1045	1680
SCN 1300	825	1225	1045	1555	1330	1970
SCN 1400	1030	1420	1305	1805	1660	2285
SCN 1600	1535	1855	1950	2355	2480	2980
SCN 1800	2185	2350	2775	2980	3530	3775

Energy Absorption and Reaction Force values are at the Rated Deflection of 72%

Performance figures for the fender at maximum deflection:

Deflection 75%
Reaction Force +18%
Energy Absorption + 6%

Tolerance on Energy Absorption and Reaction Force $\pm 10\%$.

CONE FENDERS are required to be mounted with steel frontal frames or behind structural fendering systems.

FENTEK CONE FENDER DIMENSIONS

FENDER	H	W ø	U ø	D	B ø	S ø	Weight (kg)
SCN 300	300	500	295	15	440	4-M20	31
SCN 350	350	570	330	15	510	4-M20	40
SCN 400	400	650	390	20	585	4-M24	74
SCN 500	500	800	490	25	730	4-M24	144
SCN 550 ✓	550	880	525	25	790	4-M24	195
SCN 600	600	960	590	30	875	4-M30	240
SCN 700	700	1120	685	35	1020	4-M30	395
SCN 800	800	1280	785	35	1165	6-M30	606
SCN 900	900	1440	885	35	1313	6-M30	841
SCN 1000	1000	1600	980	35	1460	6-M36	1120
SCN 1050	1050	1680	1030	40	1530	6-M36	1360
SCN 1100	1100	1760	1080	40	1605	8-M36	1545
SCN 1200	1200	1920	1175	40	1750	8-M42	1970
SCN 1300	1300	2080	1275	40	1900	8-M48	2455
SCN 1400	1400	2240	1370	50	2040	8-M48	3105
SCN 1600	1600	2560	1570	60	2335	8-M48	4645
SCN 1800	1800	2880	1765	60	2625	10-M56	6618

All dimensions in mm

Bolting locations are equispaced and on the same Pitch Circle Diameter.

Request certified dimension drawing before construction.

2 TABLE OF PERFORMANCE

1. Energy Absorption of Cell Fender Series (in metric ton-meters)

Performance		Energy Absorption (Ton-m)									
Rubber Grade	Defl.	RE		RS		RH		RO		R1	
Size		Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection
C400H	1.7	1.9	1.5	1.7	1.3	1.4	1.0	1.1	0.8	0.9	
C500H	3.6	3.9	3.2	3.5	2.7	2.9	2.1	2.3	1.6	1.8	
C630H	7.1	7.6	6.3	6.8	5.4	5.9	4.2	4.5	3.3	3.6	
C800H	14.4	15.9	12.8	14.1	11.0	12.2	8.5	9.4	6.8	7.5	
SUC1000H	33.0	35.0	29.3	31.0	25.4	26.9	19.5	20.7	15.6	16.6	
SUC1150H	50.2	53.2	44.6	47.2	38.7	40.9	29.7	31.5	23.8	25.2	
SUC1250H	64.5	68.3	57.3	60.6	49.6	52.6	38.2	40.4	30.3	32.3	
SUC1450H	100.7	106.6	89.4	94.7	77.5	82.0	59.6	63.1	47.7	50.5	
SUC1600H	135.3	143.3	120.1	127.2	104.1	110.2	80.1	84.8	64.1	67.8	
SUC1700H	162.3	171.9	144.1	152.5	124.9	132.2	96.0	101.7	76.8	81.4	
SUC2000H	264.3	279.8	234.6	248.4	203.3	215.3	156.4	165.6	125.1	132.5	
SUC2250H	417.7	442.3	370.0	392.5	321.3	340.2	247.2	261.7	210.1	222.4	
SUC2500H	573.0	606.7	508.6	538.5	440.8	466.7	339.1	359.0	288.2	305.1	
C3000H	-	-	-	-	670.0	720.0	510.0	545.0	430.0	465.0	

Design Deflection of Cell Series: 47.5% Design Deflection of SU Series: 52.5%
 Maximum Deflection of Cell Series: 50% Maximum Deflection of SU Series: 55%
 Tolerance: ±10%

2. Reaction Force of Cell Fender Series (in metric tons)

Performance		Reaction Force (Ton)									
Rubber Grade	Defl.	RE		RS		RH		RO		R1	
Size		Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection
C400H	11.0	12.8	9.8	11.4	8.5	9.9	6.5	7.6	5.2	6.0	
C500H	18.6	21.5	16.5	19.1	14.3	16.3	11.0	12.7	8.8	10.1	
C630H	29.0	33.8	26.3	30.0	22.8	25.6	17.5	20.0	14.0	16.0	
C800H	47.3	56.6	42.0	60.3	36.2	42.3	28.0	33.5	21.5	25.5	
SUC1000H	75.2	80.0	60.8	71.0	57.9	61.5	44.5	47.3	35.0	37.9	
SUC1150H	100.6	106.8	80.3	93.9	76.5	81.4	60.0	62.0	47.1	50.1	
SUC1250H	117.6	125.0	104.3	110.9	90.4	96.1	69.6	73.9	55.6	59.2	
SUC1450H	158.2	168.2	140.4	149.3	121.7	129.4	93.6	99.5	74.9	79.6	
SUC1600H	192.6	204.7	171.0	181.7	148.2	157.5	114.0	121.2	91.2	96.9	
SUC1700H	217.4	231.1	193.0	205.2	167.3	177.8	128.7	136.8	102.9	109.4	
SUC2000H	300.0	319.9	267.1	283.9	231.5	246.1	178.1	189.3	142.5	151.4	
SUC2250H	422.8	440.4	375.2	398.0	325.2	345.7	250.2	265.0	212.0	220.0	
SUC2500H	522.0	554.9	463.3	492.5	401.5	426.8	308.8	328.3	262.5	270.1	
C3000H	-	-	-	-	590.0	675.0	440.0	520.0	375.0	440.0	

Design Deflection of Cell Series: 47.5% Design Deflection of SU Series: 52.5%
 Maximum Deflection of Cell Series: 50% Maximum Deflection of SU Series: 55%
 Tolerance: ±10%

2. TABLE OF PERFORMANCE

3. Energy Absorption of Cell Fender Series (in Ft-Kips)

Performance Rubber Grade Defl. Size	Energy Absorption (Ft-Kips)									
	RE		RS		RH		RO		R1	
	Design Deflec- tion	Max. Deflec- tion	Design Deflec- tion	Max. Deflec- tion	Design Deflec- tion	Max. Deflec- tion	Design Deflec- tion	Max. Deflec- tion	Design Deflec- tion	Max. Deflec- tion
C400H	12.3	13.7	10.8	12.3	9.4	10.1	7.2	8.0	5.8	6.5
C500H	25.3	28.2	23.2	25.3	19.5	21.0	15.2	16.8	11.8	13.0
C630H	51.4	55.0	45.8	49.2	39.0	42.7	30.4	32.5	23.9	26.0
C800H	104.2	115.0	92.6	102.0	79.5	88.2	61.5	68.0	49.2	54.2
SUC1000H	238.8	253.2	212.0	224.3	183.8	194.6	141.1	149.8	112.9	120.1
SUC1150H	363.2	384.9	322.7	341.5	280.0	295.9	214.9	227.9	172.2	182.3
SUC1250H	466.7	494.2	414.6	438.4	358.9	380.6	276.4	292.3	220.7	233.7
SUC1450H	728.6	771.3	646.8	685.2	560.7	593.3	431.2	456.5	345.1	365.4
SUC1600H	978.9	1,036.8	868.9	920.3	753.2	797.3	579.5	613.5	463.8	490.5
SUC1700H	1,174.2	1,243.7	1,042.6	1,103.3	903.7	956.5	694.6	735.8	555.6	588.9
SUC2000H	1,912.2	2,024.4	1,697.3	1,797.2	1,470.9	1,557.7	1,131.6	1,198.1	905.1	958.6
SUC2250H	3,022.1	3,200.0	2,677.0	2,839.7	2,324.6	2,461.3	1,788.5	1,893.4	1,520.1	1,609.1
SUC2500H	4,145.7	4,389.5	3,679.7	3,896.0	3,189.2	3,376.6	2,453.4	2,597.4	2,085.1	2,207.4
C3000H	-	-	-	-	4,847.5	5,209.2	3,689.9	3,943.1	3,111.1	3,364.3

Design Deflection of Cell Series: 47.5%
Maximum Deflection of Cell Series: 50%

Design Deflection of SU Series: 52.5%
Maximum Deflection of SU Series: 55%
Tolerance: ±10%

4. Reaction Force of Cell Fender Series (in Kips)

Performance Rubber Grade Defl. Size	Reaction Force (Kips)									
	RE		RS		RH		RO		R1	
	Design Deflec- tion	Max. Deflec- tion								
C400H	24.5	28.2	21.6	25.1	18.7	21.8	14.3	16.8	11.5	13.2
C500H	41.0	47.4	36.4	42.1	31.5	35.9	24.2	28.0	19.4	22.3
C630H	65.3	74.5	58.0	66.2	50.3	56.4	38.6	44.1	30.8	35.3
C800H	104.3	124.8	92.0	110.8	79.8	93.3	61.7	73.0	47.4	56.2
SUC1000H	165.8	176.4	147.3	156.6	127.7	135.6	98.1	104.3	78.5	83.0
SUC1150H	219.4	233.3	194.7	207.0	168.7	179.5	129.9	138.0	103.9	110.5
SUC1250H	259.3	275.6	230.0	244.5	199.3	211.9	153.5	162.9	122.6	130.5
SUC1450H	348.8	370.9	309.6	329.2	268.3	285.3	206.4	219.4	165.2	175.5
SUC1600H	424.7	451.4	377.1	400.6	320.8	347.3	261.4	277.2	201.1	213.7
SUC1700H	479.4	509.6	425.6	452.5	368.9	392.0	283.8	301.6	226.9	241.2
SUC2000H	661.5	705.4	589.0	626.0	510.5	542.7	392.7	417.4	314.2	333.8
SUC2250H	932.3	990.9	827.3	879.6	717.1	762.3	551.7	586.3	468.8	498.3
SUC2500H	1,151.0	1,223.6	1,021.6	1,086.0	885.3	941.1	680.9	723.9	578.8	615.4
C3000H	-	-	-	-	1,279.0	1,488.4	970.0	1,146.6	827.0	970.2

Design Deflection of Cell Series: 47.5%
Maximum Deflection of Cell Series: 50%

Design Deflection of SU Series: 52.5%
Maximum Deflection of SU Series: 55%
Tolerance: ±10%

3. DIMENSIONS AND PERFORMANCE

C400H

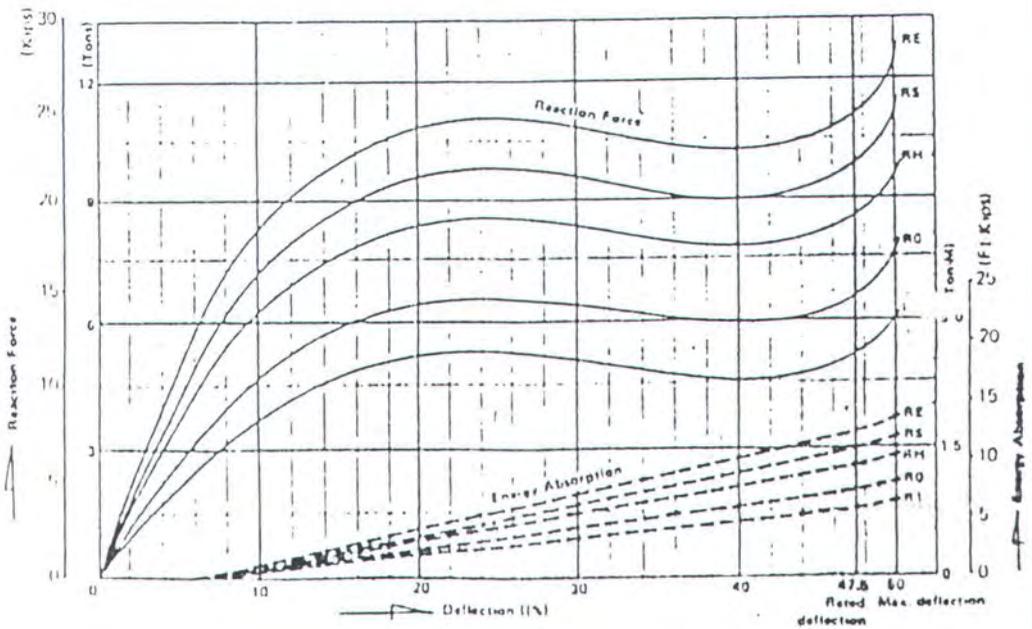
(3) Performance

Rubber grade	Rated reaction force		Maximum reaction force		Rated energy absorption		Maximum energy absorption	
	Tons	Kips	Tons	Kips	Ton-M	ft-Kips	Ton-M	ft-Kips
RE	11.0	24.5	12.8	28.2	1.7	12.3	1.9	13.7
RS	9.8	21.6	11.4	25.1	1.5	10.8	1.7	12.3
RH	8.5	18.7	9.9	21.8	1.3	9.4	1.4	10.1
RO	6.6	14.3	7.0	16.0	1.0	7.2	1.1	8.0
R1	5.2	11.5	6.0	13.2	0.8	5.8	0.9	6.5

Rated deflection: 47.5%
 Maximum deflection: 50%

Tolerance: $\pm 10\%$

(4) Performance Curve



3. DIMENSIONS AND PERFORMANCE

C500H

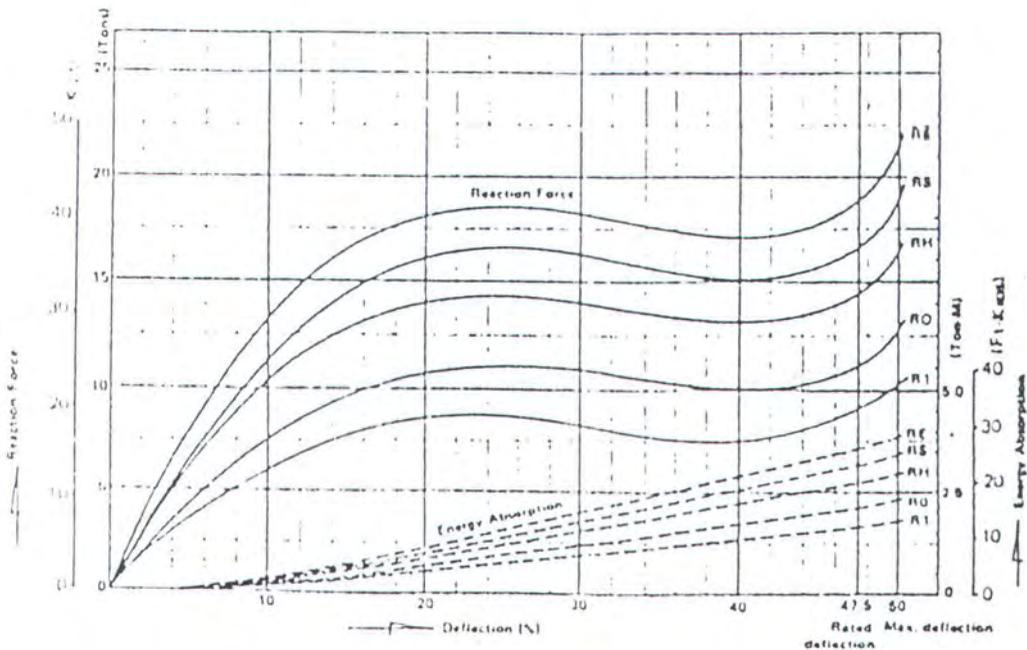
(3) Performance

Rubber grade	Rated reaction force		Maximum reaction force		Rated energy absorption		Maximum energy absorption	
	Tons	Kips	Tons	Kips	Ton-M	Ft-Kips	Ton-M	Ft-Kips
RE	18.6	41.0	21.5	47.4	3.6	25.3	3.9	28.2
	16.5	36.4	19.1	42.1	3.2	23.2	3.5	25.3
RH	14.3	31.5	16.3	35.9	2.7	19.5	2.9	21.0
	11.0	24.2	12.7	28.0	2.1	15.2	2.3	16.6
R1	8.8	19.4	10.1	22.3	1.6	11.6	1.8	13.0

Rated deflection: 47.5%
 Maximum deflection: 50%

Tolerance: ± 10%

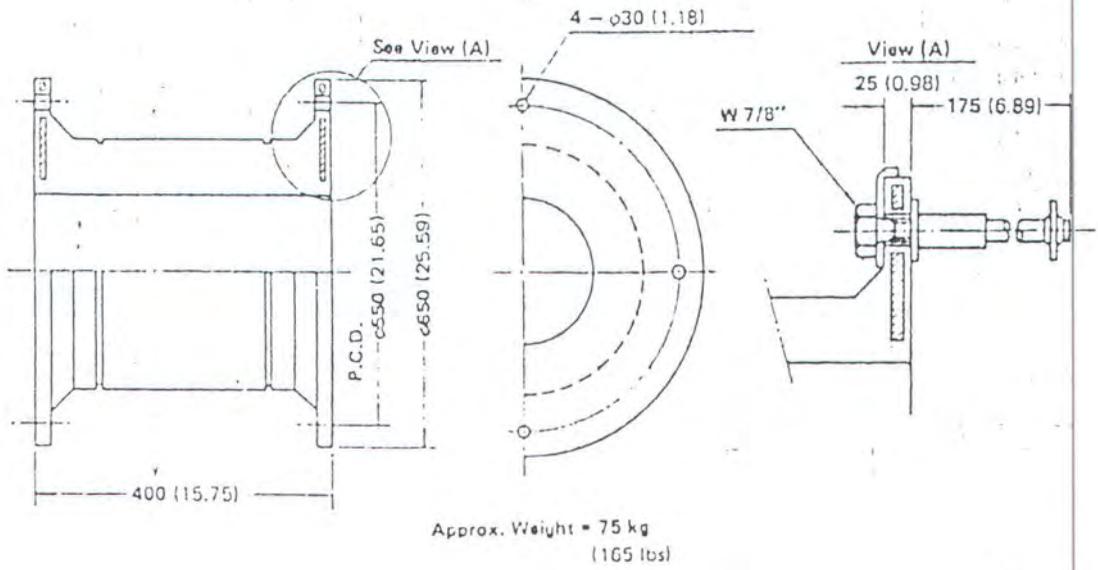
(4) Performance Curve



3 DIMENSIONS AND PERFORMANCE

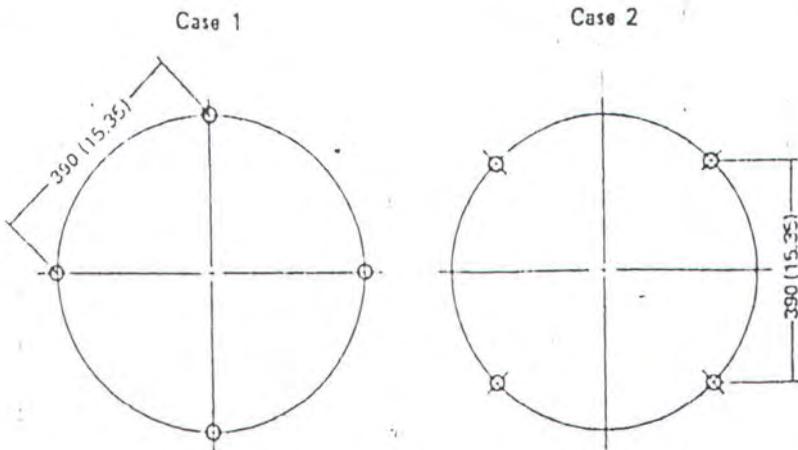
C400H

(1) Dimensions



Unit: mm (inch)

(2) Location of bolt holes

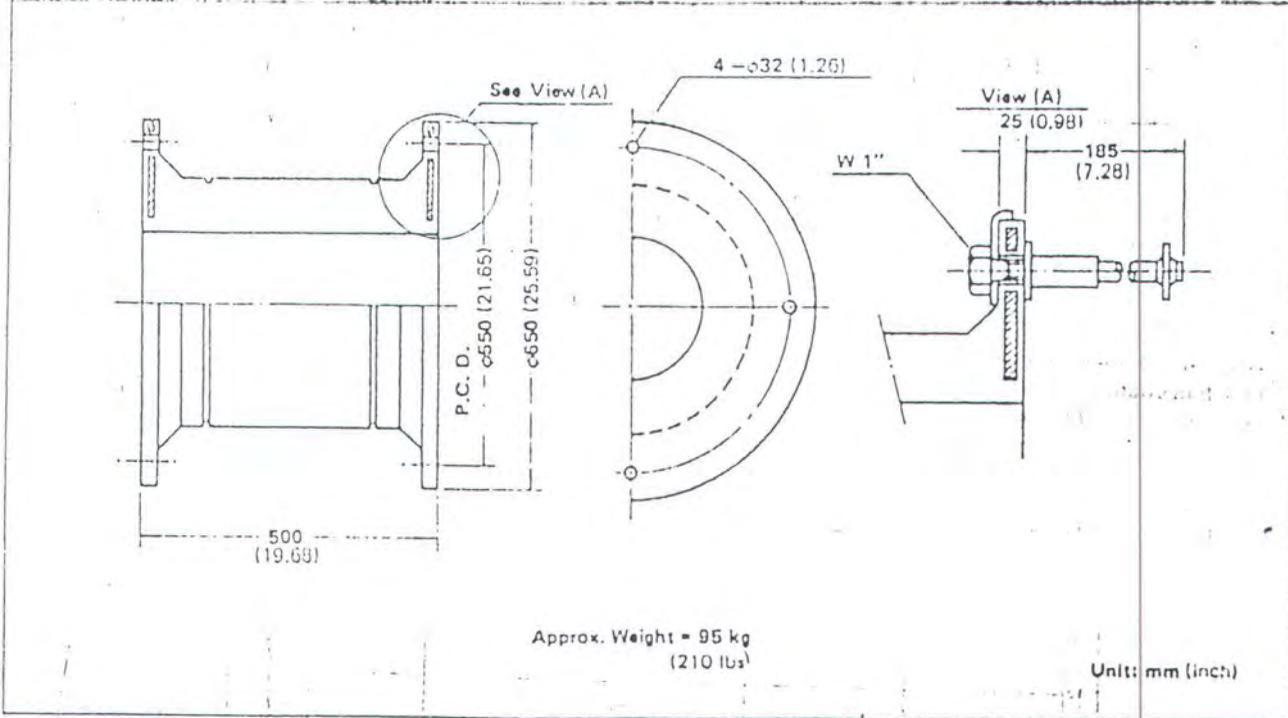


Unit: mm (inch)

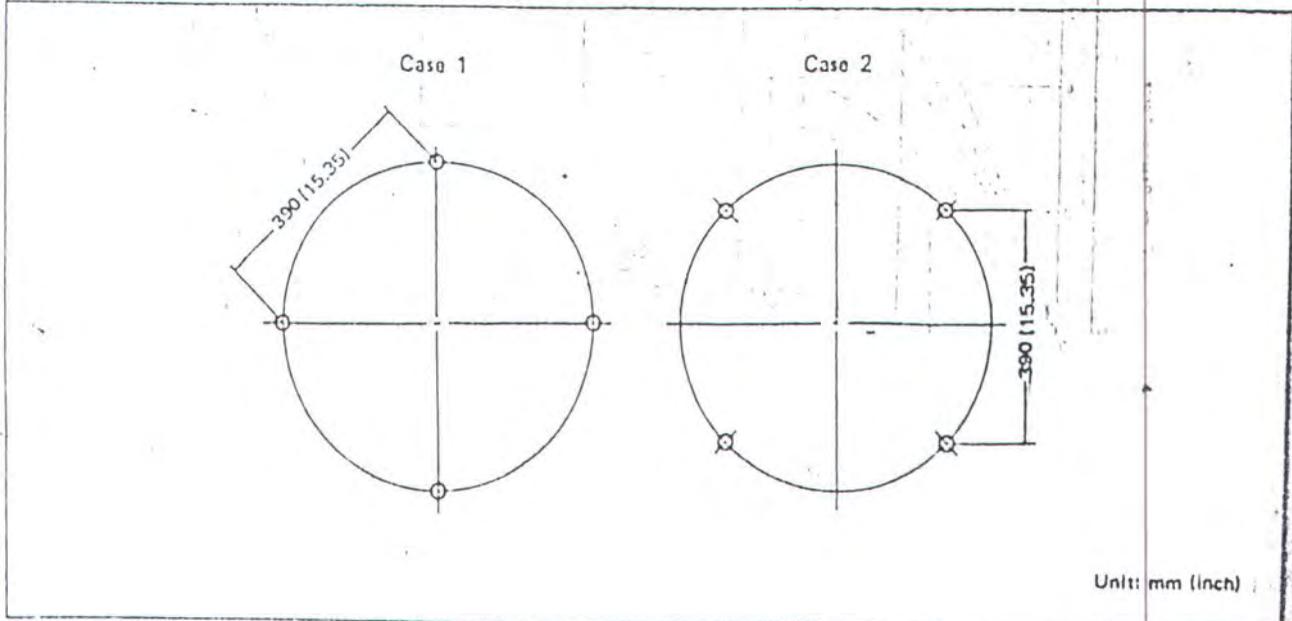
3. DIMENSIONS AND PERFORMANCE

C500H

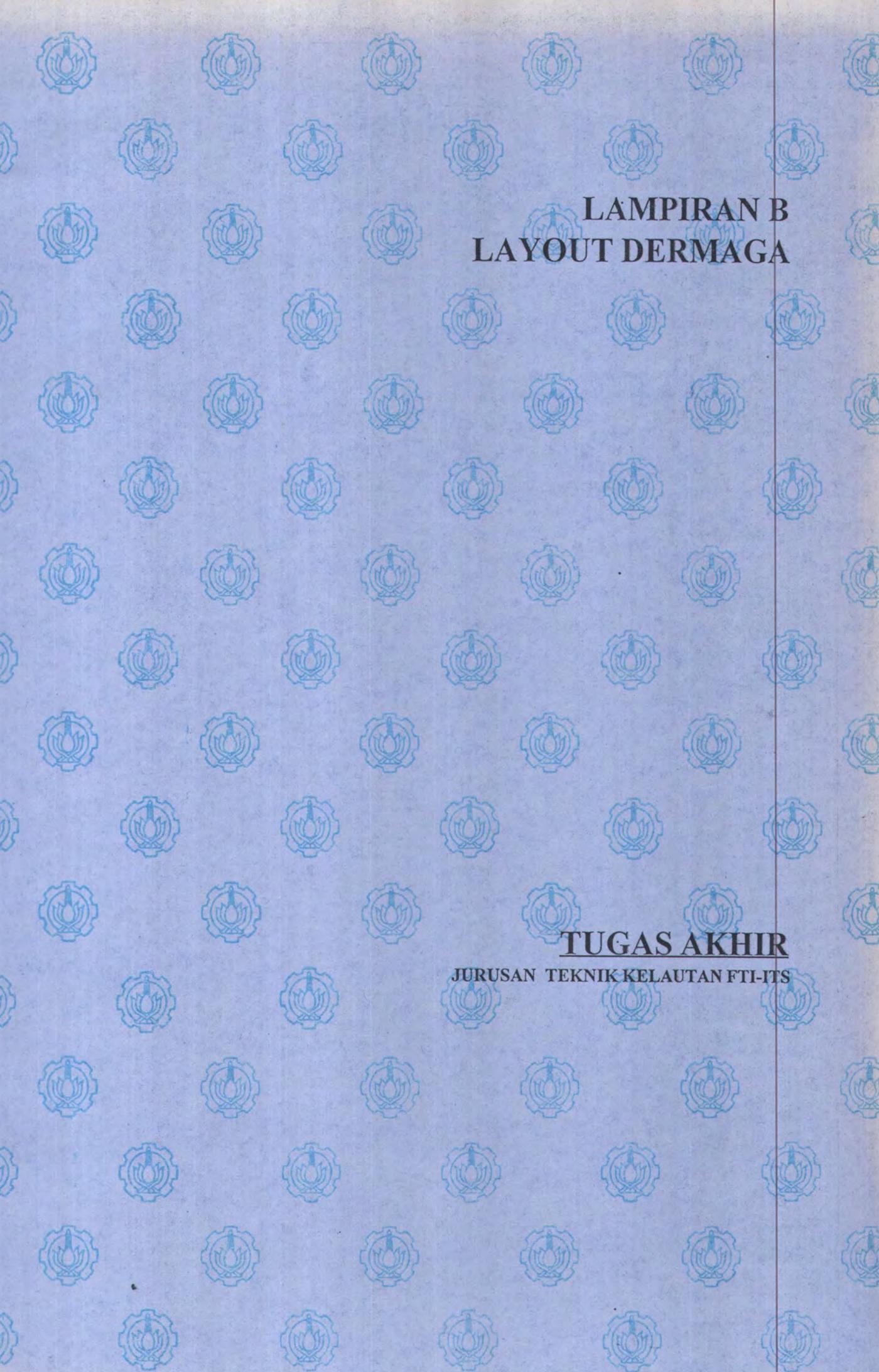
(1) Dimensions



(2) Location of bolt holes



Lampiran B:
Layout Dermaga



LAMPIRAN B
LAYOUT DERMAGA

TUGAS AKHIR
JURUSAN TEKNIK KELAUTAN FTI-ITS



DREDGING AREA
- 4.30

550 GRT FERRY BOAT

SOUTH REVEGETATION

SOUTH REVEGETATION (W)

SOUTH REVEGETATION

NORTH REVEGETATION

CITY BUS STATION

900 sqm
5.10 000
8.10 000
2.10 000

THE OFFICE OF ROAD
DEPARTMENT OF
WORKS AND
HIGHWAYS
CITY OF
HONG KONG

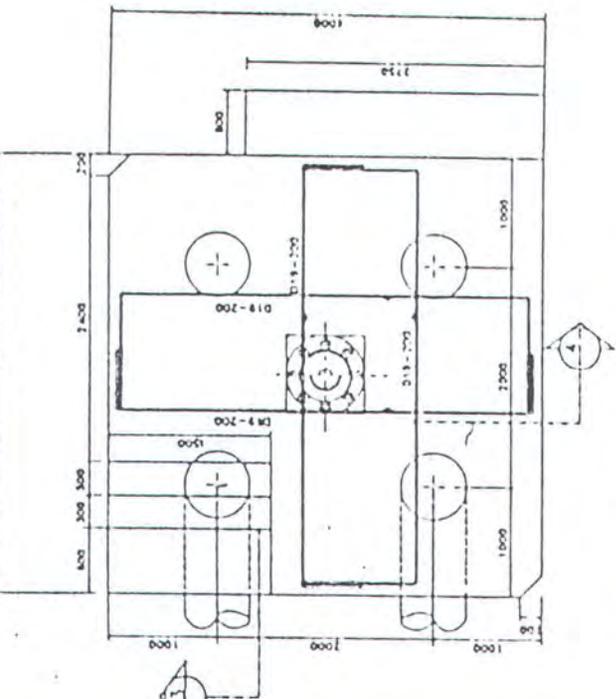
THE URBAN REGENERATION BOARD
OF THE HONG KONG
GOVERNMENT
IN EAST JIAO AND SHU CHAU

PLOT PLAN

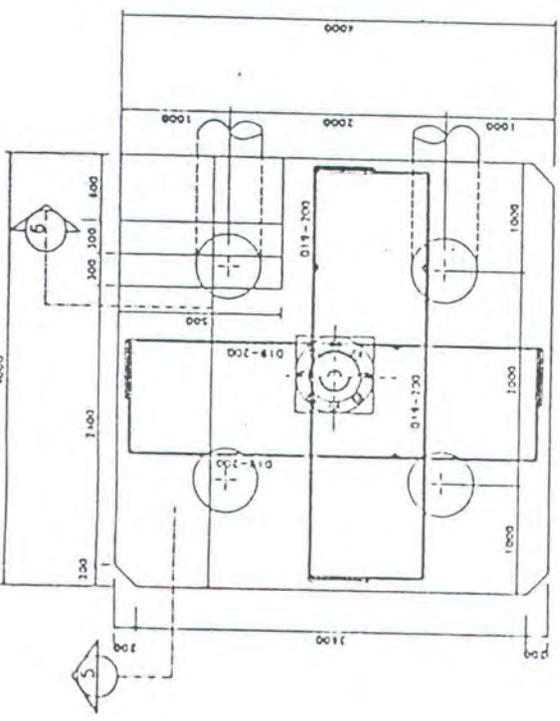
NIPPON KOBAN CO. LTD.
ASSOCIATION WITH
PT. DESIGNERS

PT. DESIGNERS

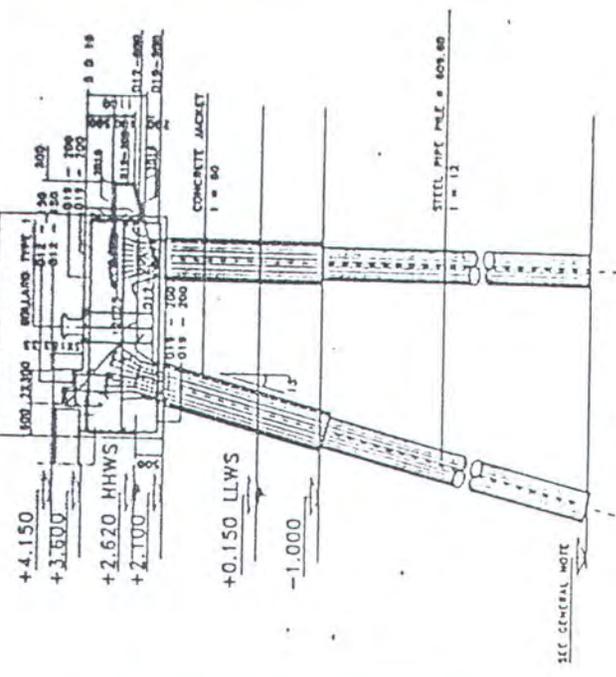




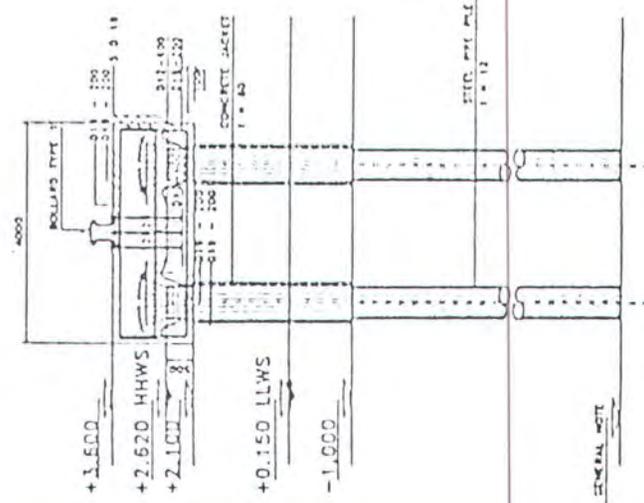
1 MD TYPE 1 REINFORCEMENT
SCALE 1 : 25



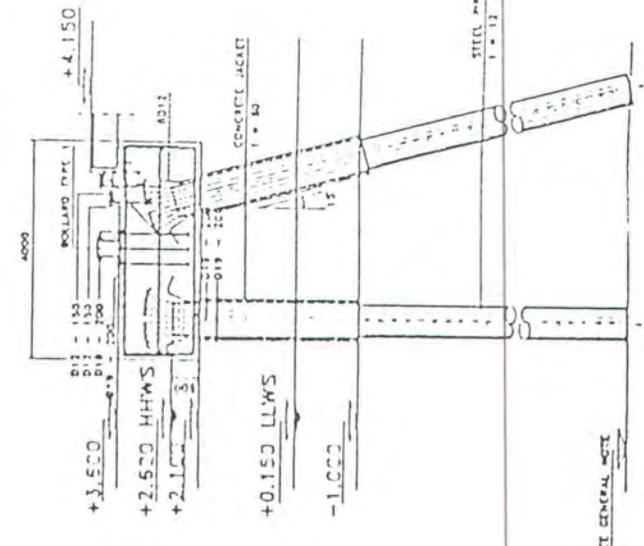
2 MD TYPE 2 REINFORCEMENT
SCALE 1 : 25



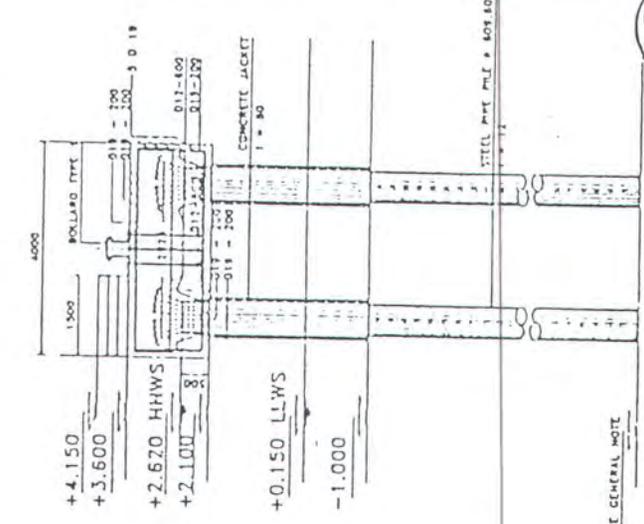
SECTION
SCALE 1 : 50



GENERAL NOTE



SEE GENERAL NOTE



SEE GENERAL NOTE

- NOTES:
- 1 DIMENSIONS ARE IN mm
 - 2 ELEVATIONS ARE IN METER RELATIVE TO THE LOW WATER MARK
 - 3 DETAILS OF PILING CAP, CHAIR AND CONCRETE JACKET REFER TO OTHER DRAWING

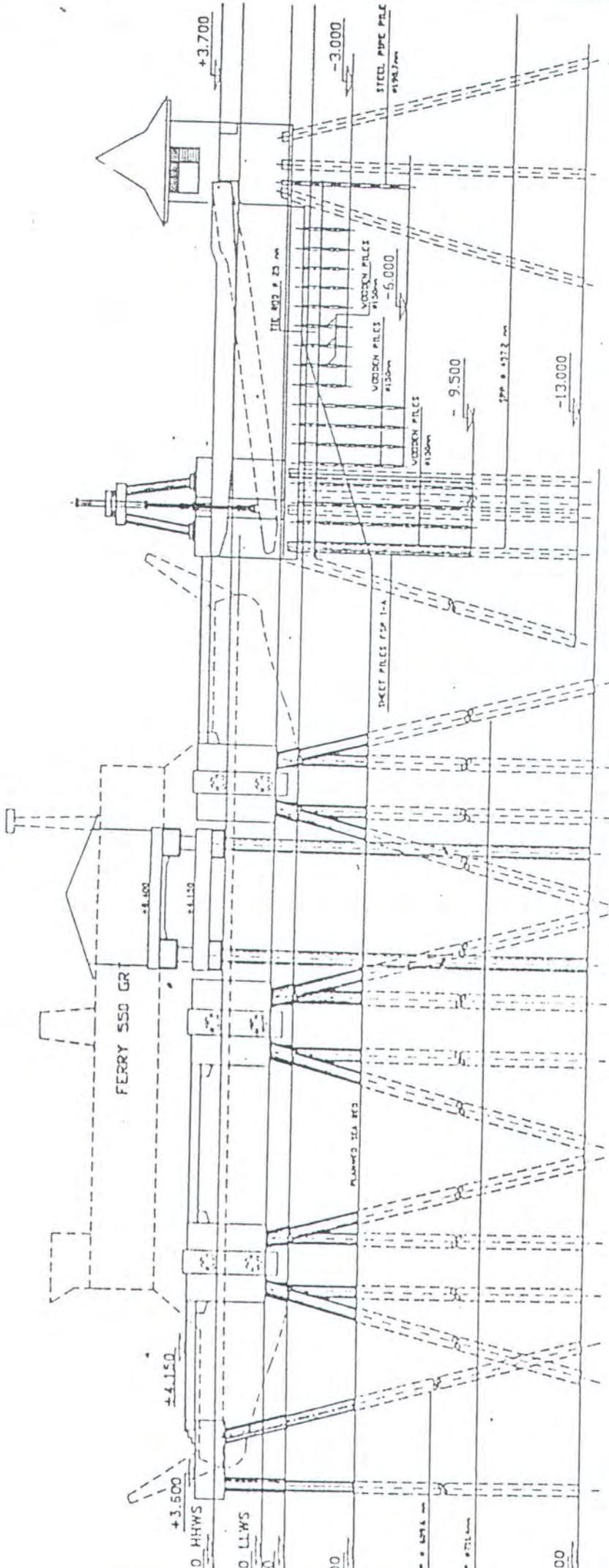
DIRECTOR GENERAL OF MARINE TRANSPORT AND MARINE INDUSTRIES
MINISTRY OF COMMUNICATIONS

THE URBAN REHABILITATION PROJECT
OF THE PORT TERMINALS
IN LAKE JAYA AND BAY BELANG

FILE:

MOORING DOLPHIN

NIPPON KOEI CO LTD
Consulting Engineer
IN ASSOCIATION WITH
PT DESIGTRAS
Consulting Engineer



1 LONG SECTION
SCALE 1:100

NOTE: ALL GENERAL NOTE

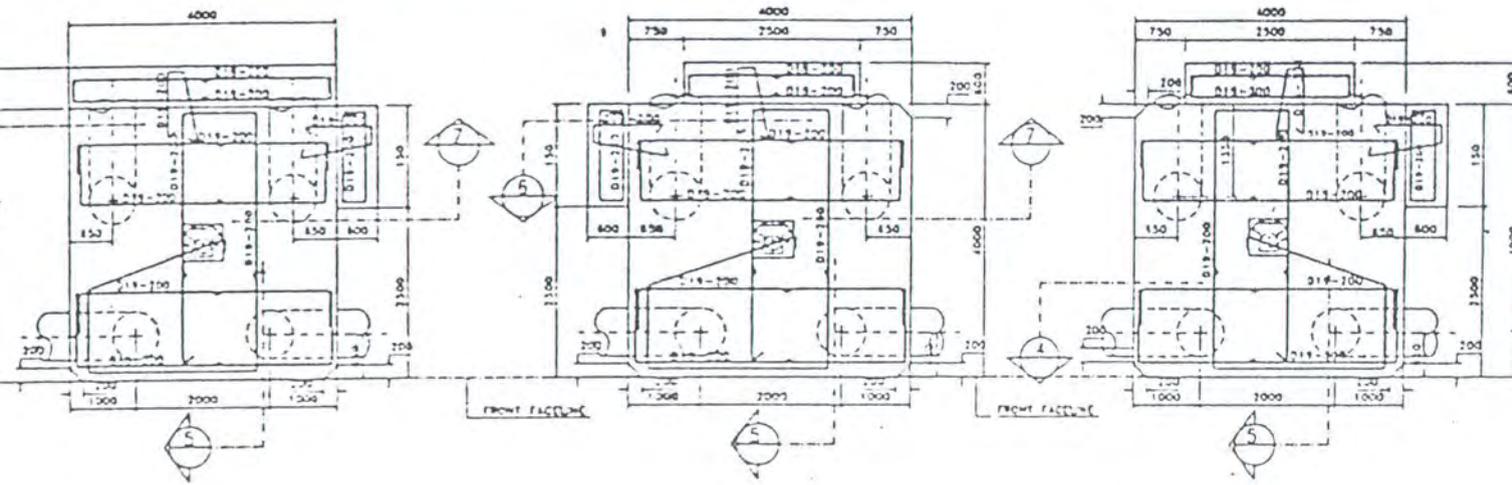
PRECEDENT BOARD OF LAND SURVEYOR
AND PLUMBING CONTRACTORS
MINISTRY OF COMMUNICATIONS

THE URBAN RECONSTRUCTION PROJECT
OF THE PORT TERMINALS
IN EAST JAWA AND BALI ISLANDS

TITLE :

PORT STRUCTURES,
LONG SECTION

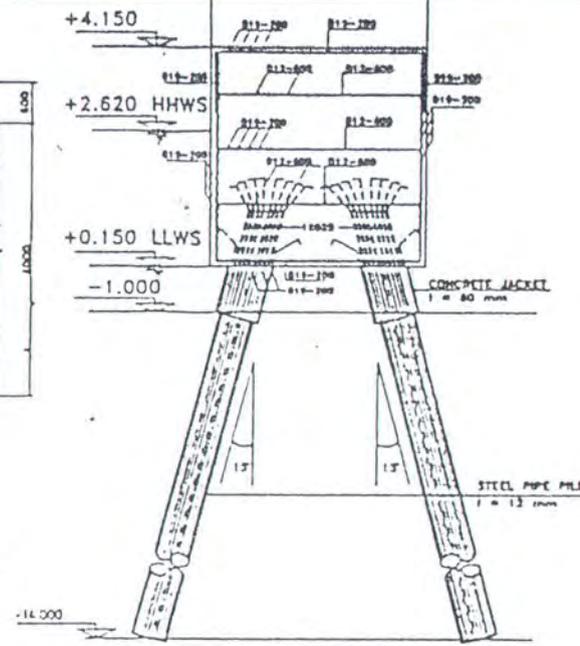
NIPPON KOEI CO LTD
Quantity Engineer
IN ASSOCIATION WITH
PT DESIGBRAS
Quantity Engineer



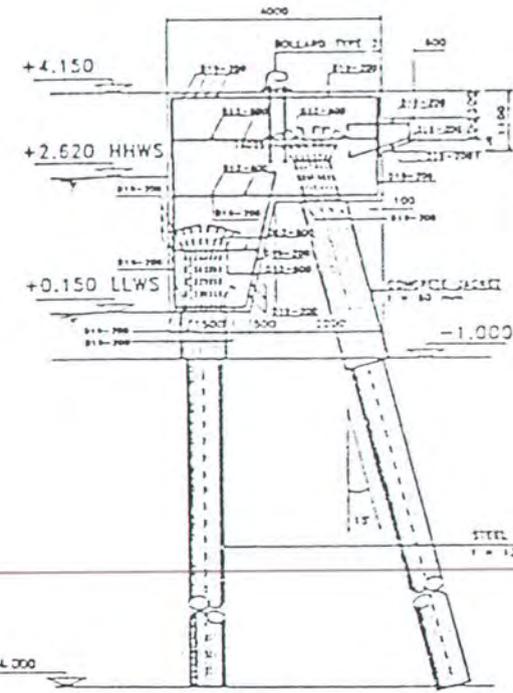
1 BD TYPE 3 PLAN AND RE-BAR
SCALE 1 : 40

2 BD TYPE 2 PLAN AND RE-BAR
SCALE 1 : 40

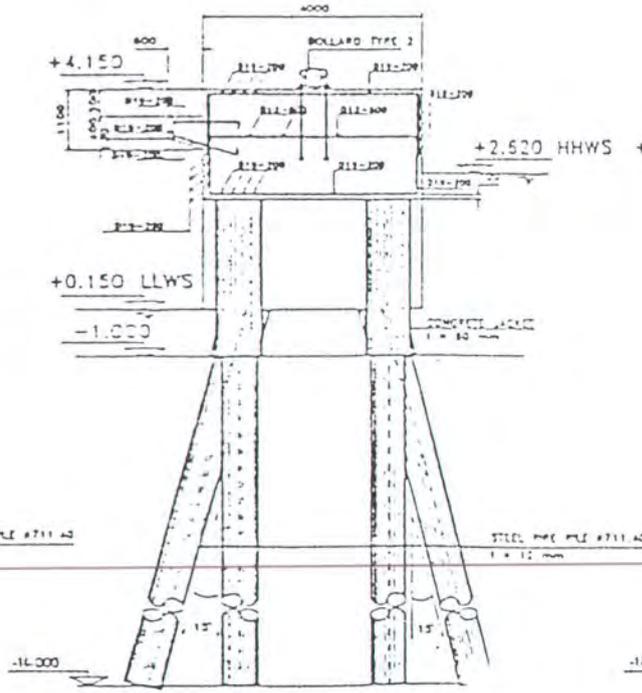
3 BD TYPE 1 PLAN AND RE-BAR
SCALE 1 : 40



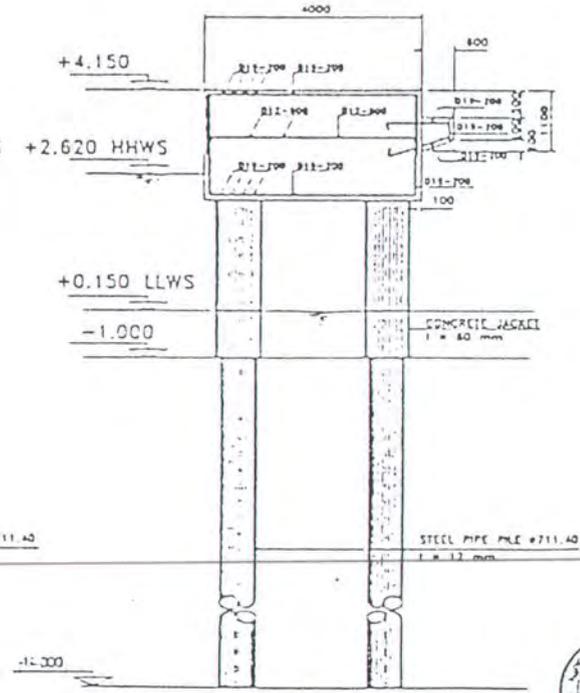
4 SECTION
SCALE 1 : 50



5 SECTION
SCALE 1 : 50



6 SECTION
SCALE 1 : 50



7 SECTION
SCALE 1 : 50

- NOTES:
- 1 DIMENSIONS ARE IN mm
 - 2 ELEVATIONS ARE IN METER RELATIVE TO CHART DATUM
 - 3 DETAIL OF PILE-PILE CAP JOINT AND CONCRETE JACKET REFER TO DRAWING B-RAC.13

DIRECTORATE GENERAL OF LAMBS AND ISLAND WATERWAYS
MINISTRY OF COMMUNICATIONS

THE WOODS BARRIATION PROJECT
OF THE REEFY TERRACES
IN EAST JAVA AND BALI ISLANDS

TITLE I

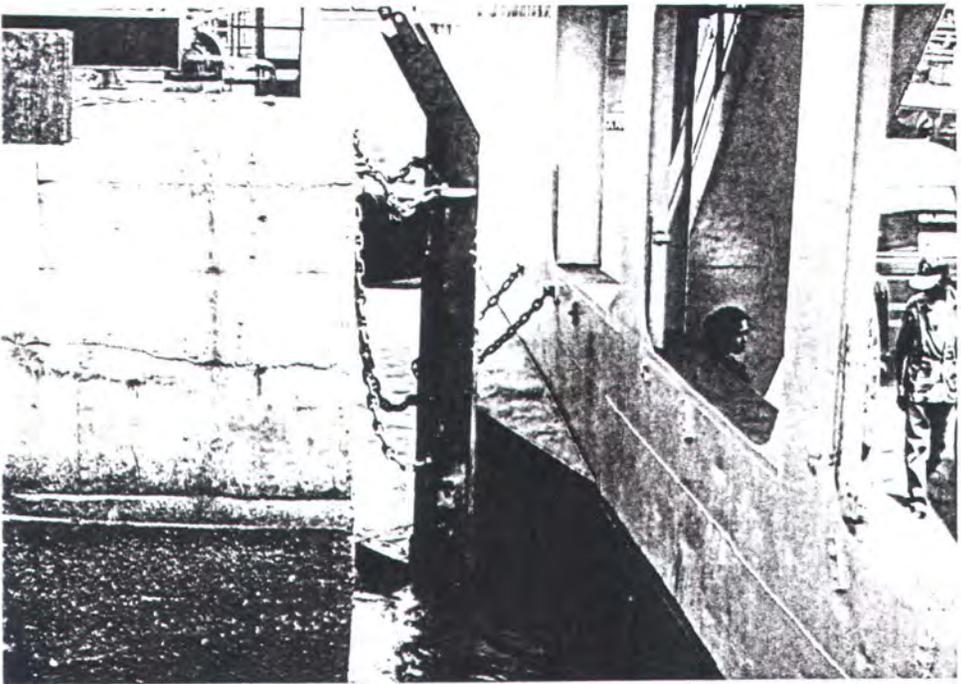
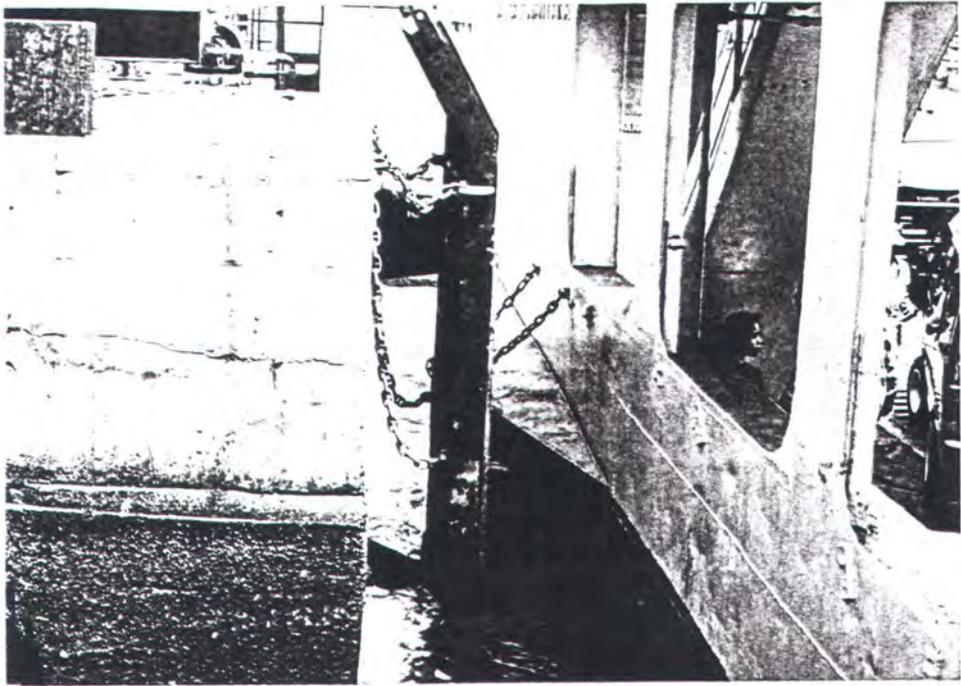
BREASTING DOLPHIN

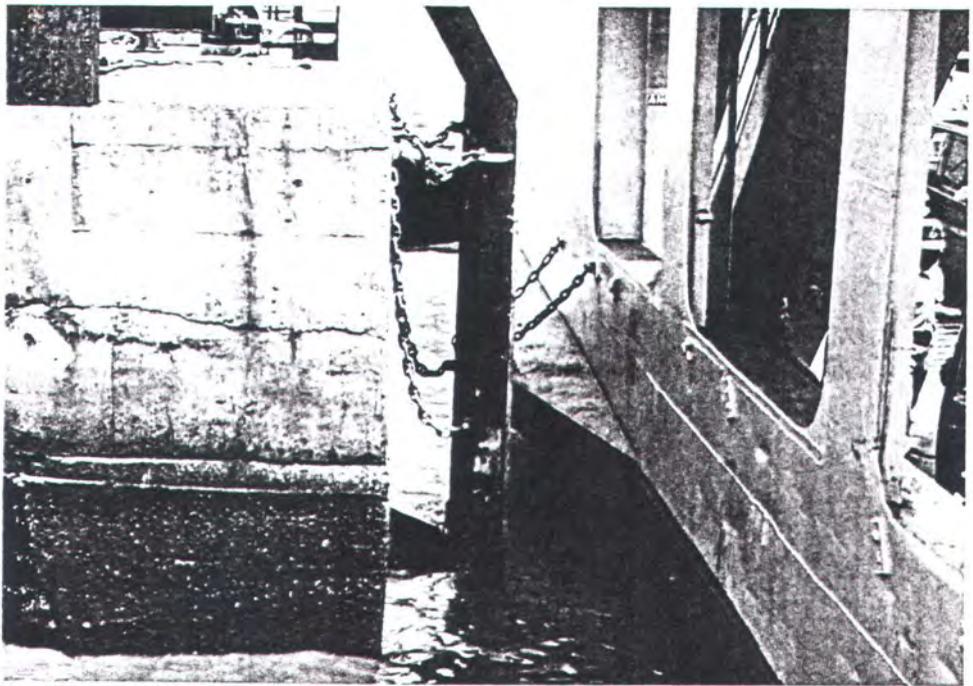
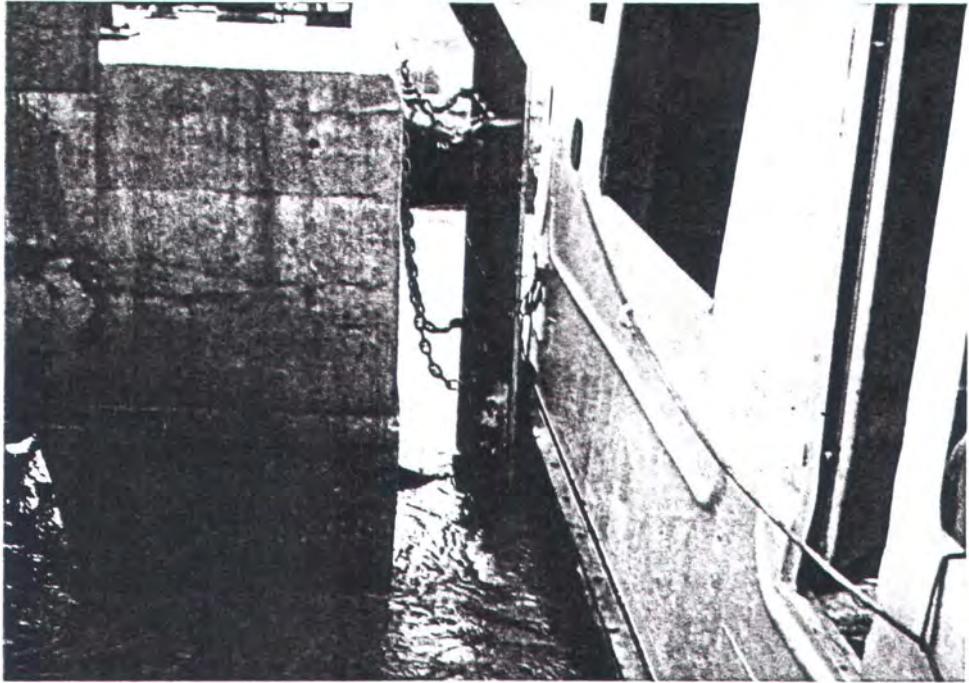
NKK NIPPON KOGI CO.
Consulting Engineer

IN ASSOCIATION WITH
PT DESIGRAS
Consulting Engineer

DATE 17-10-92

Contoh Photo Fender pada Dermaga III Kamal





PROGRAM STUDI TEKNIK KELAUTAN
 FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
 INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

LEMBAR PRESENSI KONSULTASI TUGAS AKHIR

NAMA MAHASISWA : WISNU SRI BANDONO
 NOMOR POKOK : 4391.100.012
 NAMA DOSEN PEMBIMBING : Ir. W.A. PRATIPTO M.Sc. PhD
 TUGAS DIMULAI : 15 JULI 1996
 DISELESAIKAN : JANUARI 1997
 JUDUL TUGAS AKHIR : DESAIN FENDER PADA
 PELABUHAN PENYEBERANGAN
 FERRY DI INDONESIA (KAMAL MAJURA)

TANGGAL	KONSULTASI MENGENAI	TANDA TANGAN DOSEN PEMBIMBING
22.10.96.	outline penulisan & penulisan	W.A.
18.11.96	penulisan	W.A.
18.2.97	Dasar Teori Bab II, Bab III	W.A.
28.2.97	Koreksi Bab II, Bab III, pertaikan	W.A.
24.03.97	Bab II (Dasar Teori), Bab III	W.A.
5.05.97	BAB IV, Analisa & Pembahasan	W.A.
12-06-97	BAB IV, Koreksi Analisa & Pembahasan	W.A.

