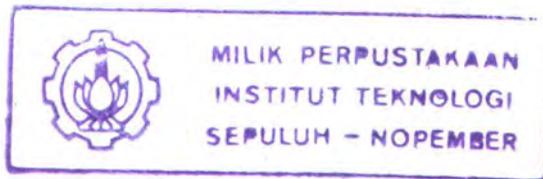


21.332/ITS/H/2005



TUGAS AKHIR (KL. 1702)

**PEMODELAN NUMERIK PADA DUA SILINDER
AKIBAT BEBAN GELOMBANG DAN ARUS
DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE CFX 5.4.1**



RSKe
627.98
Lue
φ-1

2003

M. M. LUCKYANTO

4398 100 036

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	14-8-2003
Terima dari	H
No. Agenda Pnp.	218604

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

2003

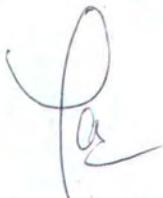
**PEMODELAN NUMERIK PADA DUA SILINDER
AKIBAT BEBAN GELOMBANG DAN ARUS
DEGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE CFX 5.4.1**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Jurusan Teknik Kelautan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

Mengetahui / Menyetujui

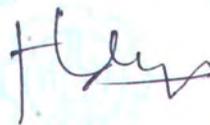
Dosen Pembimbing I



Dr. Ir. Paul Indiyono, MSc.
NIP. 131 453 680



Dosen Pembimbing II



Dr. Ir. Handayanu, MSc.
NIP. 131 782 032

SURABAYA
Agustus, 2003

ABSTRAK

Pada konstruksi struktur bangunan lepas pantai yang dikenai beban gelombang dan arus, banyak fenomena yang terjadi dengan adanya beban fluida berupa arus dan gelombang yang mengenai struktur bangunan lepas pantai tersebut. Kondisi ini berlaku selamanya terhadap konstruksi bangunan lepas pantai sehingga beban-beban arus dan gelombang ini bisa mengakibatkan terjadinya kerusakan terhadap struktur yang umumnya berupa silinder. Adapun Tugas Akhir ini ditujukan secara spesifik untuk mengidentifikasi fenomena fluida secara numerik yang mengenai silinder sebagai model dari *main structure* yang berhubungan dengan beban aliran arus dan gelombang dan sebagai upaya untuk mendapatkan data berupa koefisien gaya hidrodinamis yang bekerja pada model *leg structure* dengan variasi sudut masuk terhadap beban fluida. Untuk menyelesaikan eksperimen ini digunakan model silinder secara numerik yang mengacu pada pemodelan numerik yang menggunakan metode *Discrete Vortex* dan akan divisualisasikan dengan menggunakan software CFX yang berbasis *Computational Fluid Dynamics (CFD)* dengan metode FVM (Finite Volume Method) dimana metode FVM ini sedikit berbeda dengan FEM (Finite Elemen Method) dalam hal tinjauan *meshing* elemennya. Metode finite volume ini akan digunakan sebagai dasar untuk menentukan bentuk *meshing* elemennya yang menggambarkan adanya suatu nilai tertentu dalam volume elemen yang terdiri lebih dari 4 node per elemen tersebut seperti nilai kecepatan, *force* dll. Dan diketahui bahwasannya hasil dari eksperimen ini menunjukkan *trend* grafik yang hampir sama dengan percobaan di U-Tube untuk kasus 1 silinder. Sedangkan pada 2 silinder, *trend* grafik untuk tiap susunan hampir sama dan beban hidrodinamis terbesar terjadi pada susunan *staggered*. Namun, hasil perbandingan dengan grafik validasi menunjukkan adanya perbedaan dalam *trend* grafiknya..

Penulis

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr. Wb.

Puja dan puji syukur selalu kita panjatkan atas kehadiran Allah SWT, yang senantiasa memberikan berkah, rahmat dan hidayah-Nya serta bimbingan-Nya atas terselesaikannya Tugas Akhir dengan judul **Pemodelan Numerik Pada Dua Silinder Akibat Beban Arus Dan Gelombang Dengan Menggunakan Software CFX 5.4.1** ini.

Keterbatasan dari penulis sebagai seorang insan membawa konsekuensi besarnya ketergantungan terhadap pihak-pihak lain sehingga bantuan dan dukungan mereka telah banyak membantu dalam menyelesaikan tugas belajar ini. Terhadap segala dukungan dan bantuan baik dukungan material, moral maupun pengetahuan terhadap segala proses yang kami jalani selama ini, penulis haturkan rasa terima kasih yang tulus. Rasa terima kasih itu kami ucapkan terutama kepada :

1. Khususnya kepada kedua orang tua dan saudara-saudara saya yang telah memberikan dukungan segalanya.
2. Bapak Dr. Ir. Paul Indiyono, MSc. dan Bapak Dr. Ir. Handayanu, MSc. sebagai dosen pembimbing I dan II yang telah membimbing dan rela meluangkan waktunya demi penyelesaian Tugas Akhir ini.
3. Bapak Ir. Hasan Ikhwani, MSc. selaku dosen wali yang telah banyak memberikan arahan dan bimbingan selama menempuh studi di jurusan Teknik Kelautan FTK ITS ini.

4. Bapak Irfan Syarif, ST. MT. selaku dosen pembimbing dalam mempelajari software CFX.
5. Seluruh dosen yang ada di jurusan Teknik Kelautan FTK ITS yang telah banyak memberikan ilmunya selama ini.
6. Seluruh dosen dan karyawan di Program Pasca Sarjana Teknik Kelautan yang telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini terutama Pak Budi, Pak Hasan dan Pak Zikro.
7. Teman-temanku yang kusayangi diangkat 98 jurusan Teknik Kelautan FTK ITS terutama Agus, Muhammad, Kadaffi, Aryo, Pak Suyuthi, Teddy, Zakki, Masumamah, Budi, Yossi dan lain lain.
8. Special Thanks untuk Rurhy, temanku dari Universitas Surabaya yang banyak membantu juga.
9. Dan seluruh teman-temanku kost dan teman-temanku yang lain yang tidak bisa kusebutkan satu persatu dalam kertas ini.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh sekali dari sempurna. Oleh karena itu, masukan dan kritik yang membangun sangat penulis harapkan demi penyempurnaan hasil Tugas Akhir ini. Akhirnya, semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi yang memerlukannya.

Surabaya, 30 Juli 2003

Martinus Mukti Luckyanto

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL	x
I. BAB I PENDAHULUAN	
I.1. Latar Belakang Masalah	1
I.2. Perumusan Masalah	3
I.3. Tujuan	3
I.4. Manfaat	3
I.5. Batasan Masalah	3
I.6. Metodologi dan Model Analisis	3
I.7. Sistematika Penulisan Tugas Akhir	5
II. BAB II DASAR TEORI	
II.1. Desain Silinder	7
II.2. Aliran Yang Melewati Silinder	8
II.2.1. Aliran Steady	9
II.2.2. Aliran Oscillatory	12
II.2.3. Gaya-Gaya Hidrodinamis Pada Silinder	18
II.3. Beban Gelombang dan Arus serta Teori Gelombang	20
II.3.1. Beban gelombang dan Arus	20
II.3.2. Teori Gelombang Linier	21
II.3.3. Vortex Shedding Karena Gelombang atau Arus	23

II.4. Fenomena Aliran Pada Dua Silinder	26
II.4.1. Tandem Arrangement	27
II.4.2. Side by Side Arrangement	30
II.4.3. Staggered Arrangement	32
II.5. Rumusan Dasar Pemodelan Peristiwa Aliran	33
II.6. Teori CFD (CFX 5.4.1)	37
II.6.1. Pre-Processor	37
II.6.2. Solver	38
II.6.3. Post-Processor	45
II.6.4. Proses Validasi	47
III. BAB III METODOLOGI PEMODELAN	
III.1. Studi Literatur	69
III.2. Langkah Pemodelan	70
III.2.1. Pemodelan Geometri Silinder pada CFX	71
III.2.1.a. Satu Silinder	71
III.2.1.b. Dua Silinder	73
III.2.2. Penentuan Fluid Domain	74
III.2.3. Penentuan Boundary	74
III.2.4. Initial Condition	77
III.2.5. Meshing Geometri	77
III.2.6. Solver Manager	81
III.2.7. Definiton File	82
III.3 Analisa Hasil	84
IV. BAB IV ANALISA MODEL DAN PEMBAHASANNYA	
IV.1. Validasi Geometri	87
IV.1.1. Convergence	87

IV.1.2. Grid Independence	89
IV.2. Analisa Data	93
IV.3. Analisa Fluida di Sekitar Silinder	97
IV.3.1. Density	98
IV.3.2. Eddy Viscosity	98
IV.3.3. Tekanan (Pressure)	99
IV.3.4. Gradien Tekanan (Pressure Gradient)	99
IV.3.5. Total Tekanan (Total Pressure)	99
IV.3.6. Kecepatan (Velocity)	99
IV.4. Analisa Grafis	100
IV.4.1. Kasus 1 Silinder	101
IV.4.2. Kasus 2 Silinder	103
IV.5. Pembahasan	116
IV.5.1. Pembahasan I (Kasus 1 Silinder)	116
IV.5.1.a. Koefisien Drag vs Reynold Number	116
IV.5.1.b. Koefisien Lift vs Reynold Number	117
IV.5.1.c. Koefisien Inersia vs Reynold Number	117
IV.5.2. Pembahasan II (Kasus 2 Silinder)	118
IV.5.1.a. Koefisien Drag vs Reynold Number	118
IV.5.1.b. Koefisien Lift vs Reynold Number	119
V. BAB V KESIMPULAN	
V.1. Kesimpulan	122
V.2. Saran	123
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Flow Regimes	11
Gambar 2.2. Koefisien Drag Untuk Silinder Sebagai Fungsi Nilai Re	12
Gambar 2.3. CD vs Re pada Variasi Nilai KC	15
Gambar 2.4. CD vs KC dan Parameter Frekuensi Pada Silinder	16
Gambar 2.5. CM vs KC dan Parameter Frekuensi Pada Silinder	16
Gambar 2.6. CL vs Keulegan Carpenter Number	17
Gambar 2.7. CL vs Reynolds Number	17
Gambar 2.8. Kondisi Batas dan Sketsa Gelombang Linier	22
Gambar 2.9. CL vs KC Pada <i>Smooth</i> Silinder	25
Gambar 2.10. Mekanisme Fenomena Vortex Shedding	25
Gambar 2.11. Regime Pengaruh Aliran Pada 2 Silinder	27
Gambar 2.12. Pengaruh Koefisien Drag Pada Susunan Tandem	28
Gambar 2.13. Distribusi Tekanan Disekitar Silinder Pada Susunan Tandem	29
Gambar 2.14. Visualisasi Aliran Pada Susunan Tandem	30
Gambar 2.15. Pengaruh Koefisien Drag Pada Susunan Side by Side	31
Gambar 2.16. Regime Aliran Pada Susunan Tandem dan Side by Side	31
Gambar 2.17. Angka Strouhal Untuk 2 Silinder Pada Susunan Staggered	32
Gambar 2.18. Aliran Massa Pada Elemen Fluida Incompressible	40
Gambar 2.19. Komponen Tegangan Pada Arah Sumbu x	41
Gambar 2.20. Arah Perhitungan Tekanan dan Temperatur Dari Titik 1 ke Titik 2	50
Gambar 3.1. Geometri Kasus 1 Silinder	72
Gambar 3.2. Geometri Kasus 2 Silinder	74
Gambar 3.3. Cara Menentukan Boundary Condition	75
Gambar 3.4. Geometri Model Percobaan Secara Universal	75
Gambar 3.5. Struktur Inflated Volume Mesh	79
Gambar 3.6. Empat (4) Tipe Bentuk Mesh Control	81
Gambar 3.7. a. Grafik Konvergensi Normal	82

Gambar 3.7.b. Grafik Konvergensi Cepat	83
Gambar 3.7.c. Grafik Konvergensi <i>Error</i>	83
Gambar 3.8. Flow Chart Pemodelan Pada CFX 5.4.1.	86
Gambar 4.1.a. Grafik RMS Residual (Momentum and Mass)	88
Gambar 4.1.b. Grafik Model Turbulensi $k-\epsilon$	88
Gambar 4.1.c. Grafik Iterasi Untuk Persamaan Energi	89
Gambar 4.2. Inflation Layer Interstitial	91
Gambar 4.3. Inflation Gap	91
Gambar 4.4.a. Meshing 2 Silinder Ditengah Domain (Lebih Rapat – 2D)	92
Gambar 4.4.b. Grid Rapat Disekitar Silinder Dg Length Faktor = 1,3 (3D)	92
Gambar 4.4.c. Grid Yang Lebih Besar Pada Daerah Domain	92
Gambar 4.5.a. Contoh Visualisasi Dengan Background Vektor	95
Gambar 4.5.b. Contoh Visualisasi Dengan Background Stream	95
Gambar 4.5.c. Contoh Visualisasi Dengan Background Surface	96
Gambar 4.6. Contoh Perbandingan Hasil Visualisasi Vektor Aliran Kecepatan Dengan Jumlah Cell Yang Berbeda	97
Gambar 4.7. Grafik Koefisien Drag dan Lift Pada Variasi Re	102
Gambar 4.8. Grafik CD, CL dan CM Untuk 1 Silinder Pada Variasi KC	103
Gambar 4.9.a. Grafik CD & CL Untuk D/L = 1D (Side by Side)	104
Gambar 4.9.b. Grafik CD & CL Untuk D/L = 2D (Side by Side)	105
Gambar 4.9.c. Grafik CD & CL Untuk D/L = 3D (Side by Side)	106
Gambar 4.9.d. Grafik CD & CL Untuk D/L = 4D (Side by Side)	107
Gambar 4.10.a. Grafik CD & CL Untuk D/L = 1D (Staggered)	108
Gambar 4.10.b. Grafik CD & CL Untuk D/L = 2D (Staggered)	109
Gambar 4.11.c. Grafik CD & CL Untuk D/L = 3D (Staggered)	110
Gambar 4.11.d. Grafik CD & CL Untuk D/L = 4D (Staggered)	111
Gambar 4.12.a. Grafik CD & CL Untuk D/L = 1D (Tandem)	112
Gambar 4.12.b. Grafik CD & CL Untuk D/L = 2D (Tandem)	113
Gambar 4.12.c. Grafik CD & CL Untuk D/L = 3D (Tandem)	114
Gambar 4.12.d. Grafik CD & CL Untuk D/L = 4D (Tandem)	115
Gambar 4.13. Grafik Gabungan Kondisi Side by Side	121

Gambar 4.14. Grafik Gabungan Kondisi Staggered

121

Gambar 4.15. Grafik Gabungan Kondisi Tandem

121

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Nilai Konstanta Untuk Tiap Model Pada Pressure Strain Terms	58
Tabel 3.1. Variasi Re dan Kecepatan Pada Kasus 1 Silinder (Steady)	71
Tabel 3.2. Variasi Re dan Kecepatan Pada Kasus 1 Silinder (Oscillatory)	72
Tabel 3.3. Variasi Re dan Kecepatan Pada Kasus 2 Silinder	73
Tabel 3.4. Identifikasi Boundary Condition Pada Model Silinder	76
Tabel 4.1. Data Export : Locator, Variable dan Write Vector	93
Tabel 4.2.a. Nilai Gaya Fx dan Fy Pada 1 Silinder Untuk Tiap-Tiap Re	101
Tabel 4.2.b. Nilai CD dan CL Untuk Kasus 1 Silinder (Steady Flow)	101
Tabel 4.3.a. Gaya Fx, Fy dan Fg Pada 1 Silinder Untuk Tiap KC	102
Tabel 4.3.b. Nilai CD, CL dan CM 1 Silinder Untuk Tiap KC (Oscillatory Flow)	102
Tabel 4.4.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 1 D	104
Tabel 4.4.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan D/L = 1 D (SBS)	104
Tabel 4.5.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 2 D	105
Tabel 4.5.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan D/L = 2 D (SBS)	105
Tabel 4.6.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 3 D	106
Tabel 4.6.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan D/L = 3 D (SBS)	106
Tabel 4.7.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 4 D	107
Tabel 4.7.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan D/L = 4 D (SBS)	107
Tabel 4.8.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 1 D	108
Tabel 4.8.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan D/L = 1 D (Staggered)	108
Tabel 4.9.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 2 D	109
Tabel 4.9.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan D/L = 2 D (Staggered)	109
Tabel 4.10.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 3 D	110
Tabel 4.10.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan D/L = 3 D (Staggered)	110
Tabel 4.11.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 4 D	111
Tabel 4.11.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan D/L = 4 D (Staggered)	111
Tabel 4.12.a. Gaya Fx dan Fy Pada 2 Silinder Dengan D/L = 1 D	112

Tabel 4.12.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan $D/L = 1 D$ (Tandem)	112
Tabel 4.13.a. Gaya F_x dan F_y Pada 2 Silinder Dengan $D/L = 2 D$	113
Tabel 4.13.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan $D/L = 2 D$ (Tandem)	113
Tabel 4.14.a. Gaya F_x dan F_y Pada 2 Silinder Dengan $D/L = 3 D$	114
Tabel 4.14.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan $D/L = 3 D$ (Tandem)	114
Tabel 4.15.a. Gaya F_x dan F_y Pada 2 Silinder Dengan $D/L = 4 D$	115
Tabel 4.15.b. Nilai CD dan CL Pada 2 Silinder Dengan $D/L = 4 D$ (Tandem)	115



BAB 1
PENDAHULUAN



BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang Masalah

Konstruksi bangunan lepas pantai sangatlah kompleks dalam desain pemodelannya sehingga diperlukan kecermatan dalam proses desainnya. Pada konstruksi bangunan lepas pantai seperti Semi-submersible, Jacket platform, risers, floating tubular structure, pressure vessel ataupun cooling towers pada umumnya menggunakan konstruksi dari berbagai macam tubular yang berbentuk silinder yang cukup rumit untuk dianalisa dalam hal perilaku gaya distribusi tekanan yang berlaku pada silinder-silinder tersebut. Hal ini merupakan salah satu permasalahan yang ada dalam perancangan konstruksi bangunan lepas pantai, terutama untuk menghindari terjadinya hal-hal yang bisa mengakibatkan kerusakan pada sistem konstruksi bangunan lepas pantai ini.

Pada umumnya konstruksi-konstruksi ini pada lautan lepas yang mempunyai banyak variasi efek kerusakan terhadapnya. Pengaruh beban lingkungan ini akan sangat mempengaruhi kestabilan sistem konstruksi ini. Beban lingkungan akan memberikan pengaruh-pengaruh ataupun gaya-gaya hidrodinamis pada sistem konstruksi tersebut. Pengaruh beban lingkungan yang dimaksud adalah gelombang dan arus. Fenomena pengaruh arus dan gelombang pada satu silinder berbeda dengan fenomena yang terjadi pada dua silinder. Dalam hal ini beban gelombang dan beban arus yang mengenai silinder akan menyebabkan aliran dibelakang silinder sehingga bisa menimbulkan vortex shedding, yang pada akhirnya dapat menimbulkan tekanan hidrostatik secara periodik pada silinder belakang. Hal ini akan menyebabkan



terjadinya inline excitation yang berhubungan dengan gaya drag dan gaya inersia serta transverse excitation yang berhubungan dengan gaya lift.

Pemodelan numerik ini diharapkan akan memberikan masukan mengenai fenomena aliran yang mengenai struktur dengan bentuk silinder terutama yang disebabkan oleh adanya beban gelombang dan arus termasuk terjadinya interaksi yang terjadi antara kaki dari struktur. Konsep ini dilakukan untuk menganalisa besarnya faktor tekanan dan sudut datang dari aliran arus yang berputar mengelilingi tubular atau silinder-silinder tersebut. Hal lain yang perlu diketahui juga dalam analisa ini adalah berupa perilaku aerodinamis terhadap sistem konstruksi tubular-tubular ataupun silinder tersebut seperti pengaruh aspek rasio dan jarak konstruksi antar silinder terhadap efek terjadinya *boundary layer*.

Dalam Tugas akhir ini, dilakukan pemodelan numerik dengan menggunakan software CFX yang berbasis CFD dan ruang lingkup desainnya meliputi penentuan jarak antar silinder, diameter silinder, kecepatan arus dan gelombang dan bentuk susunan silinder terhadap sudut datang gelombang dan arus. Sedangkan analisa yang akan dilakukan meliputi analisa mengenai distribusi tekanan disekitar silinder, vektor kecepatan, total tekanan tekanan gradient, eddy viscosity, koefisien drag force, lift force dan inersia force pada silinder, distribusi aliran laminar dan turbulen dari model.



I. 2. Perumusan Masalah

1. Bagaimana dampak adanya variasi kecepatan fluida yang mengenai model struktur silinder.
2. Bagaimana fenomena aliran yang terjadi pada model satu silinder dan dua silinder apabila dikenai beban arus dan gelombang dengan variasi sudut datang yang berbeda.

I. 3. Tujuan

1. Untuk mendapatkan informasi secara kuantitatif dan kualitatif mengenai dampak variasi kecepatan fluida yang mengenai model struktur silinder.
2. Untuk mendapatkan karakteristik fenomena aliran pada satu dan dua silinder.

I. 4. Manfaat

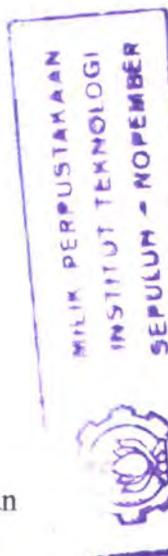
1. Memberikan masukan mengenai dampak aliran yang mengenai silinder apabila dikenai beban gelombang dan arus.
2. Memberikan masukan data dari model dengan variasi sudut datang gelombang dan arus.

I. 5. Batasan Masalah

1. Jarak antar silinder dan diameternya sama pada setiap variasi sudut datang.
2. Variasi sudut datang aliran dibuat dengan membentuk sudut 0° , 45° , 90° .
3. Aliran yang dipakai adalah steady flow dan oscillatory flow.

I. 6. Metodologi dan Model Analisis

Pada awalnya, studi literatur akan memberikan kejelasan dan pemahaman dalam menentukan ukuran diameter silinder, surface roughness dan sudut datang aliran arus dan gelombang termasuk gaya-gaya hidrodinamis yang bekerja pada silinder dan pemahaman mengenai teori gelombang, kecepatan dan percepatan





partikel air. Dalam hal ini studi mengenai validasi pemodelan numerik akan diuraikan pada lampiran 13. Adapun pemodelan dengan menggunakan software CFX ini dilakukan dengan memodelkan terlebih dahulu bentuk dari silinder yang akan dianalisa. Material silinder yang digunakan dalam pemodelan berupa silinder baja dan pemodelannya menggunakan arah gelombang Head Sea. Adapun data arus dan gelombang yang akan dimasukkan dalam pemodelan adalah arus steady dan gelombang regular yang mempunyai frekuensi dan tinggi gelombang yang konstan.

Selanjutnya akan dimasukkan variabel-variabel dalam pemodelan seperti diameter silinder, surface roughness dan variasi sudut masuk arus dan gelombang dan variabel kecepatan dan percepatan partikel air. Kecepatan dan percepatan partikel air ini didasarkan pada fluida yang mengalir yaitu air. Kemudian dilakukan penentuan teori gelombang yang akan digunakan, kecepatan efektif akibat arus dan gelombang, gaya-gaya hidrodinamis pada silinder serta penghitungan tekanan yang terjadi. Hal-hal tersebut merupakan variabel utama dalam pemodelan kali ini.

Kemudian setelah diketahui variabel-variabel yang akan digunakan dalam pemodelan tersebut maka langkah selanjutnya adalah memodelkan bentuk silinder yang akan dianalisa dengan menggunakan software CFX-Builds untuk mengetahui bentuk meshing elemennya untuk kasus satu silinder dan kasus dua silinder. Pemodelan bentuk silinder dengan menggunakan software CFX-Build ini bertujuan untuk mengetahui bentuk geometri silinder. Selanjutnya model dari software CFX-Build ini akan ditransfer dalam bentuk file *.DB ke software CFX untuk dianalisa mengenai fenomena interaksi antara silinder karena *fluid loading* serta penganalisaan mengenai distribusi tekanan yang terjadi pada satu silinder dan dua silinder akibat



arus dan gelombang. Dengan menggunakan software CFX ini juga akan dianalisa mengenai respon silinder untuk kasus satu silinder dan kasus dua silinder tentang bagaimana perilaku aliran disekeliling silinder apabila susunan silinder dikenai beban lingkungan dari berbagai sudut masuk.

I. 7. Sistematika Penulisan Tugas Akhir

Penulisan Tugas Akhir ini secara sistematika akan mengikuti urutan sebagai berikut ini yaitu :

BAB I PENDAHULUAN

Diuraikan mengenai latar belakang permasalahan dan dasar pemikiran yang melandasi penulisan tugas akhir ini, mengenai perumusan masalah, tujuan dan manfaat yang hendak dicapai, batasan permasalahan dalam pemodelan serta sistematika penulisan laporan.

BAB II DASAR TEORI

Diuraikan mengenai persamaan-persamaan yang umum dipakai dalam perhitungan untuk pemodelan ini, pemilihan teori gelombang yang akan digunakan, karakteristik aliran yang melewati silinder, fenomena aliran yang melewati dua silinder, koefisien gaya-gaya hidrodinamis yang bekerja pada silinder, masalah validasi serta penentuan parameter gelombang. Akan diuraikan juga mengenai flow regime, *tandem arrangement*, *side by side arrangement* dan *staggered arrangement* serta aliran steady dan aliran oscillatory. Dan juga akan diuraikan sedikit mengenai teori dasar pemodelan dengan menggunakan software CFX yang berbasis Computational Fluid Dynamics (CFD).



BAB III METODOLOGI PEMODELAN

Pemodelan yang akan dilakukan dengan menggunakan software **CFX** akan diuraikan dalam bab ini, yang meliputi pemodelan bentuk silinder yang akan dianalisa untuk kasus satu silinder dan dua silinder, meshing elemen dari silinder, proses analisa interaksi antara silinder dan *fluid loading* dengan variasi sudut masuk.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan diuraikan mengenai analisa hasil perhitungan dari pemodelan dan selanjutnya dilakukan pembahasan mengenai fenomena hasil dari pemodelan berdasarkan parameter validasi yang telah dipublikasikan.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Berisi kesimpulan dari analisa hasil pemodelan yang telah dilakukan dan saran-saran untuk menyempurnakan bentuk pemodelannya.



BAB II
DASAR TEORI



BAB II

DASAR TEORI

II. 1. Desain Silinder

Seperti yang telah dijelaskan diatas, dalam proses design atau pemodelan secara numeris dari variasi pemodelan konstruksi silinder dengan variasi sudut masuk pada bangunan lepas pantai dibutuhkan beberapa informasi mengenai kondisi lingkungan dan variabel-variabel dari material silinder. Variabel disini meliputi besar dari diameter silinder, surface roughness dari silinder dan bentuk variasi pemodelan silinder seperti jarak dan spasi antar silinder.

Desain dalam pemodelan ini ditujukan pada pemodelan dengan menggunakan satu silinder dan dua buah silinder yang mempunyai diameter dan jenis yang sama dan disusun secara simetris dengan variasi sudut datang untuk mengetahui bagaimana pola aliran yang terjadi dan pengaruhnya terhadap susunan silinder. Dalam hal ini resistansi dari aliran fluida yang berputar disekeliling silinder, dipengaruhi secara kuat dengan adanya kehadiran silinder yang lain yang saling berdekatan. Ketika dua buah silinder berada dalam area yang berdekatan, aliran yang mengelilingi silinder upstream (silinder yang berada didepan) dapat mempengaruhi silinder downstream (silinder yang berada dibelakang silinder upstream). Respon pengaruh dari dua buah silinder ini sangat tergantung pada model dan bentuk silinder. Pemodelan numerik ini menggunakan data silinder berupa silinder yang tertutup dengan jarak antar silinder dibuat sama untuk setiap variasi sudut datang arus.



II. 2. Aliran yang melewati silinder

Silinder yang berada pada perairan terbuka secara umum mendapatkan gaya hidrodinamis dari aksi gelombang dipermukaan silinder. Aliran gelombang ini dimanifestasikan berupa aksi gaya-gaya dari fluida yang cenderung merusak pada surface tension silinder. Pengaruh gelombang yang terjadi dalam semua bentuk dan ukuran, bergantung pada jarak dan sifat dari silinder didalam air. Diperairan lepas, gelombang yang terjadi jarang nampak seperti halnya gundukan gelombang tetapi gelombang ini memiliki arah gaya yang sama dan menyebar. Parameter yang penting untuk menggambarkan gelombang ini adalah panjang gelombangnya dan tinggi gelombang serta kedalaman perairan. Parameter yang lain seperti halnya *wave-induced* kecepatan partikel air dan percepatan partikel air dapat dideterminasikan secara teoritis berdasarkan rumusan yang ada.

Fenomena aliran pada konstruksi bangunan lepas pantai seperti *offshore jacket platform* yang merupakan konstruksi yang terdiri dari *steel tubular members* yang mempunyai dimensi yang relatif kecil dibandingkan adanya gaya gelombang yang mengenainya diperairan lepas adalah sangat beragam. Aliran yang terjadi yang berpengaruh terhadap respon silinder bangunan lepas pantai (*jacket platform*) berupa aliran *steady uni-directional flow* (**arus**) dan *planar oscillatory flow* (**gelombang**). Sebagaimana aliran fluida yang melewati bodi silinder, akan terbentuk suatu lapisan batas (*boundary layer*). Efek dari *boundary layer* ini terhadap aliran fluida merupakan hal yang penting, terutama berkenaan dengan resistansi gerakan (*drag*) dari bodi silinder yang berhubungan langsung dengan fluida. Pada *uni-directional flow* yang bergerak disamping silinder, dihasilkan semacam pusaran dikenal sebagai “**Karman Vortex Street**”.



Parameter umum yang biasa dipakai pada aliran yang melewati silinder adalah Reynolds number (**Re**) dan Keulegan Carpenter number (**KC**). Parameter ini merupakan parameter Non-dimesional untuk aliran *steady* dan *unsteady flow*. Parameter-parameter tersebut dapat dituliskan pada persamaan ini :

$$\bullet \text{ Re} = \frac{UD}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana U merupakan *undisturbed velocity*.

$$\bullet \text{ KC} = \frac{U_m T}{D} \quad (2.2)$$

Dimana U_m merupakan *velocity amplitude* untuk *oscillatory flow*, D adalah diameter silinder, ν adalah *kinematics viscosity* dari fluida dan T adalah periode gerakan.

Hubungan antara *undisturbed velocity* (U) dengan *velocity amplitude* (U_m) adalah sebagai berikut :

$$U = U_m \cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) \rightarrow \text{undisturbed velocity} \quad (2.3)$$

Pada *oscillatory flow*, seringkali digunakan **parameter frekuensi** aliran yang sesuai dengan karakteristik *oscillatory flow* yaitu :

$$\beta = \frac{\text{Re}}{\text{KC}} = \frac{U_m D}{\nu} \frac{D}{U_m T} = \frac{D^2}{\nu T} \quad (2.4)$$

II. 2. 1. Aliran Steady

Aliran arus steady merupakan aliran arus yang terus menerus dan mempunyai peningkatan nilai kecepatan yang konstan atau percepatannya konstan. Sebagaimana aliran arus yang melewati silinder, disitu terdapat daerah yang dinamakan *boundary layer* disekitar permukaan silinder yang mana terlihat pemisahan aliran dan pola aliran yang terjadi. Dalam hal ini terbentuk dua



boundary layer pada permukaan silinder, masing-masing berada pada *stagnation point* dan berkembang searah aliran *downstream*.

Untuk nilai Reynolds number ($Re \ll 1$), aliran sebenarnya simetris di daerah *upstream* dan *downstream*. Seiring dengan peningkatan nilai Re maka pada daerah *upstream* dan *downstream* tidak lagi simetri. Garis edar dari partikel air digambarkan dengan jarak yang lebar dibelakang silinder. **Tritton** (1988) menunjukkan bahwa nilai Re yang melebihi 4, aliran terpecah dan menghasilkan dua Dempetan pusaran dibelakang silinder. Pusaran ini menjadi besar seiring dengan peningkatan nilai Re dan membentuk *wake* dibelakang silinder. **Downie** (1981) menggambarkan bahwa nilai $Re > 40$, aliran menjadi *unsteady*. Seperti yang digambarkan **Von Karman** pada tahun 1911, pada *wake* dibelakang silinder terdapat dua garis *vortices* yang terbentuk, masing² satu ditiap sisi silinder. Dengan peningkatan koefisien nilai Re ($Re > 100$), penambahan besar ulegan secara periodik berkembang dari permukaan silinder dengan membentuk jalan *vortices*. Ketika pusaran terjadi pada sisi silinder, maka pusaran lain juga terbentuk pada sisi silinder yang lain.

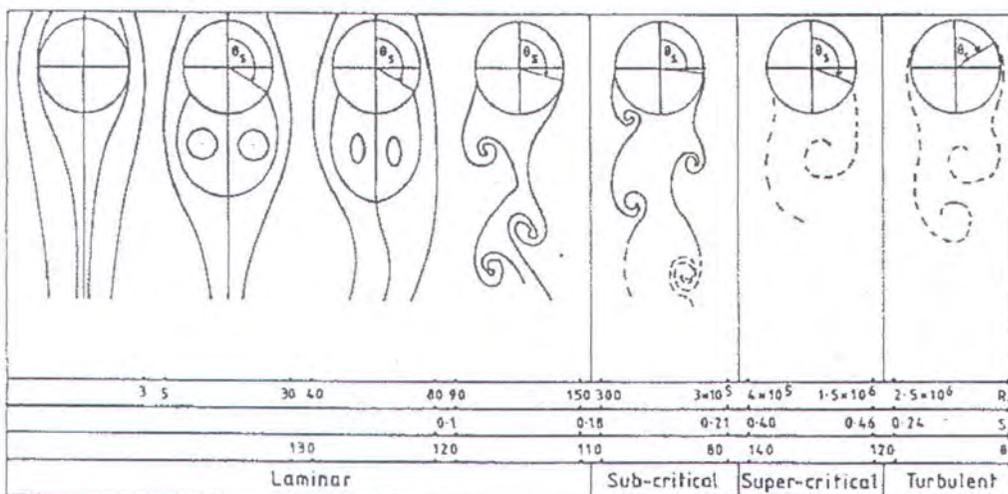
Pada daerah pusaran, disana terdapat pola aliran yang jelas dan bergantung pada nilai Re (**Indiyono**, 1996). Dengan kata lain, pola aliran yang lebih rumit terjadi jika silinder bergerak juga atau alirannya *unsteady*. Pada aliran *steady* terdapat 4 dasar regime aliran yang terjadi berdasarkan nilai Re yaitu **Laminar**, **Subcritical**, **Supercritical** dan **Turbulent** Regime. Secara umum phase perpindahan dari satu regime ke regime yang lain tidak terjadi secara mendadak tapi terjadi dengan interval yang relatif kecil.



Karakteristik dari pola aliran dapat juga digambarkan dengan istilah *Strouhal* number. Pada tahun 1878, **Strouhal** menyelidiki hubungan antara *vortex shedding frequency* (**f**), *diameter wire* (**d**), dan *wind velocity* (**U**). Dari sini didapatkan persamaan yang dikenal dengan istilah Strouhal number :

$$S = (f \cdot D / U)$$

dimana nilai S meningkat secara konstan seiring nilai Re yang dimasukkan dalam persamaan. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 1, untuk regime aliran Laminar dikatakan laminar seluruhnya. Pada umumnya nilai Re yang dipakai dalam penelitian digunakan kurang dari 2×10^5 . Pada gambar 1 tersebut menunjukkan klasifikasi yang sama, termasuk definisi secara detail mengenai tiap-tiap aliran regime untuk variasi nilai Strouhal (S), variasi sudut datang (θ) dan nilai Reynolds number (Re).



Gambar 2.1.
Flow Regimes

Adapun persamaan untuk gaya (**F**) untuk dimensional koefisien Drag (**C_d**) yang berada pada silinder dapat diturunkan sebagai berikut yaitu :

$$C_D = F_x / \frac{1}{2} \rho U^2 D \quad (2.5)$$



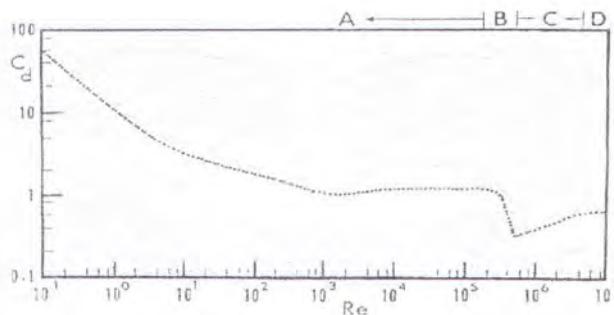


Dimana p merupakan nilai density dari fluida. Dan persamaan gaya untuk dimensional koefisien Lift C_L (pada *steady flow*) dapat diturunkan sebagai berikut :

$$C_L = F_y / \frac{1}{2} \rho U^2 D \quad (2.6)$$

Hal ini dapat diperlihatkan berdasarkan gambar 2 bahwa koefisien drag secara konsisten berkurang seiring dengan bertambahnya nilai Re dari regime Laminar ke regime Subcritical. Pusaran cenderung menjadi menyempit pada titik *separation* menuju ke downstream dengan segera mengikuti perubahan pada *boundary layer* menuju bentuk turbulence. Energi pusaran pada daerah ini terbatas dan adanya *vortice* sulit untuk diamati.

Penurunan koefisien drag yang disebabkan karena efek turbulensi pada *boundary layer* terjadi diantara nilai Reynolds number (Re) 3×10^5 dan 5×10^2 . Penurunan secara cepat terjadi pada Re 1,2 ke 0,3 dan regime ini dikenal dengan istilah ***Drag Crisis***.



Gambar 2.2
Koefisien Drag untuk Silinder sebagai fungsi nilai Re



II. 2. 2. Aliran Oscillatory

Aliran Oscillatory disekitar silinder hampir selalu terpecah yang disebabkan oleh gerakan fluida kompleks dan hal ini tidak langsung dapat dipecahkan secara analisis. Satu hal yang penting untuk menggambarkan *wave-induced flows* adalah bahwa beberapa atau semua dari *vorticity* digenerelasikan oleh bodi silinder dan diubah menjadi pusaran yang menjalar dibelakang silinder pada *subsequent flow cycle*.

Sarpkaya (1976) dari **Indiyono Thesis** (1996) mengadakan eksperimen untuk mengukur gaya-gaya yang bekerja pada silinder di **U-Tube** dan **Wind Tunnel** yang mempunyai kapabilitas untuk men-generelasikan *planar oscillatory flow*. Pada eksperimen ini ditunjukkan bahwa aliran pada silinder adalah sensitif untuk pengubahan nilai Re dan KC . Pada eksperimen-eksperimen yang lain pun menunjukkan bahwa gaya-gaya yang dialami silinder bergantung pada perubahan *in the development* dan dipisahkan oleh *boundary layer*.

Penelitian mengenai *oscillatory flow* yang melewati silinder merupakan hal yang penting pada industri offshore. Pada perairan terbuka, aliran pada offshore structure adalah kompleks dan bergantung pada orientasi relatif silinder terhadap gelombang. Pada *oscillatory flow* ditemukan bahwa gerakan dari *vortices* dapat diklasifikasikan untuk variasi nilai KC . Pada nilai KC antara 7 dan 15 sudah terbentuk jalur vortex, dan antara 15 dan 24 terbentuk dua vortex dengan sudut masuk 45° . Pada KC antara 24 dan 32 dapat diketahui mengenai gambaran dari gaya transversal/Lift force.



Beberapa orang yang melakukan penelitian mengenai gaya yang bekerja pada silinder pada *harmonically oscillating flow* adalah **Bearman et. al** (1979, 1985, 1992), **Sarpkaya** (1975a, 1977, 1978, 1981, 1987), dan **Singh et. al** (1982) dari **Indiyono Thesis** (1996). Mereka melakukan penelitian terhadap gaya pada silinder secara dua dimensional dengan kondisi *oscillatory flow* untuk range KC dari 3 hingga 70. Dalam hal ini bertambahnya nilai KC pada 15, menunjukkan variasi koefisien drag yang sama antara *flat plates*, *diamond* dan *circular cylinder*.

Pada *oscillatory flow*, garis-garis gaya pada silinder dapat disimpulkan dalam dua buah komponen gaya. Pertama adalah gaya oleh *fluid velocity* dan mengandung koefisien drag force. Kedua adalah gaya oleh *fluid acceleration* yang mengandung koefisien inersia force dan berhubungan dengan Froude Krylov dan gaya massa tambah. Gaya ini adalah :

$$F = \frac{1}{2} \rho \cdot C_d \cdot D \cdot |U| \cdot U + \rho \cdot C_m \cdot A \left| \dot{U} \right| \quad (2.7)$$

dimana koefisien C_d dan C_m merupakan koefisien non-dimensional dan berpengaruh terhadap nilai drag dan inersia force.

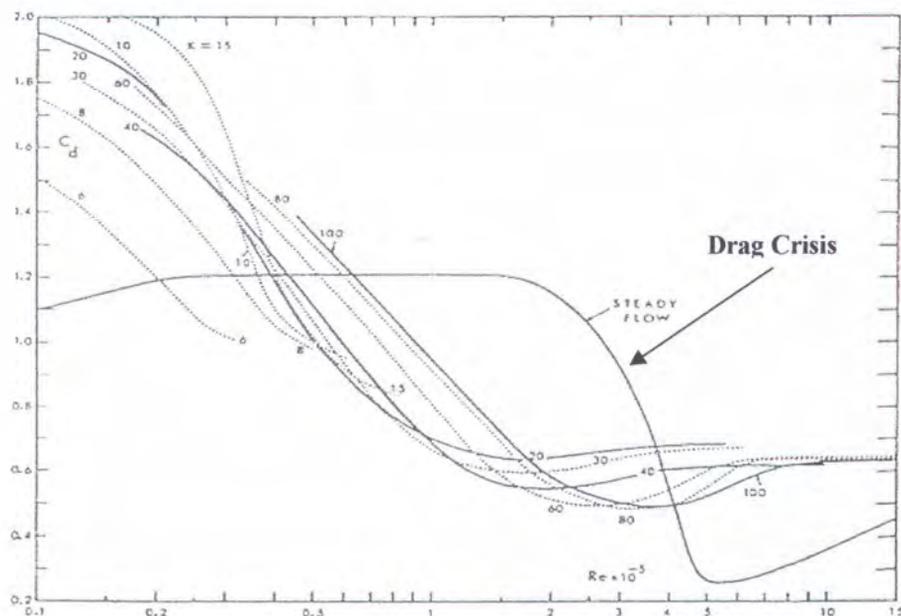
Pada gambar 2.3 dan gambar 2.4 dibawah ini ditunjukkan mengenai hubungan antara C_d dan C_m versus *Keulegan Carpenter number* untuk representative value dari β , yang diambil dari perumusan masalah oleh **Sarpkaya** dan **Isaacson** (1981) dari **Indiyono Thesis** (1996). Harga dari koefisien-koefisien gaya tersebut diperoleh dengan cara memplotkan gaya pada silinder untuk *oscillatory flow* dengan equation dari grafik. Secara umum disini ada korelasi antara koefisien gaya, Reynolds number dan Keulegan Carpenter number. Hal ini dapat

dimengerti bahwa koefisien-koefisien tersebut (C_d , C_m) tidak konstan menurut cycle dan rata² *time invariant* -nya atau berharga maximum pada saat cycle tertentu. Adapun bentuk rumusan yang menunjukkan hubungan koefisien dengan waktu untuk *uniformly cylinder*, yaitu :

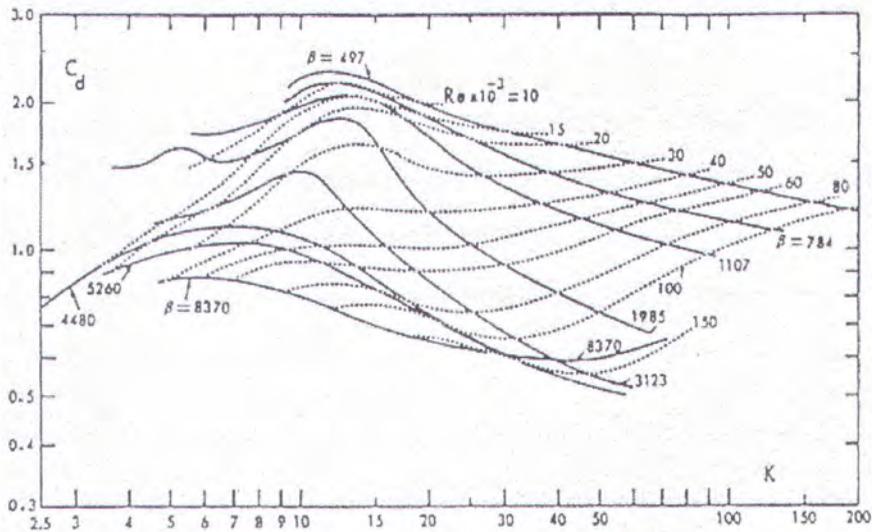
$$\frac{2F}{\rho.LDU_m^2} = f\left(\frac{U_m T}{D}, \frac{U_m D}{v}, \frac{k}{D}, \frac{t}{T}\right) \quad (2.8)$$

dimana F merupakan garis gaya atau gaya transversal dan k/D merupakan hukum kekasaran (*relative roughness*) pada permukaan silinder.

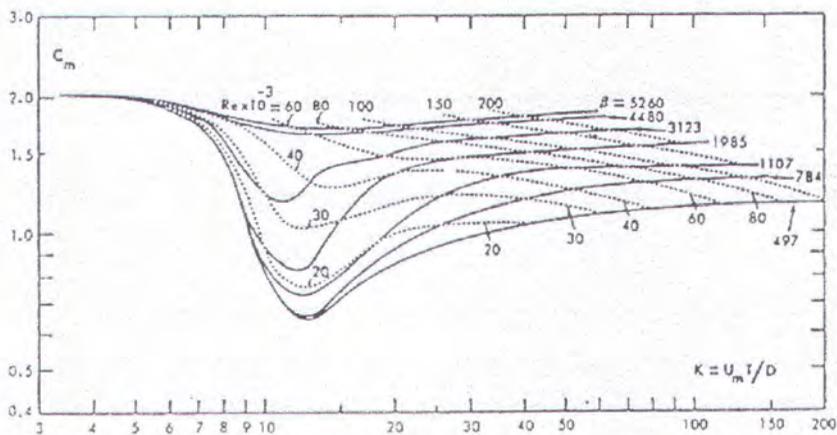
Kekasaran permukaan silinder dapat menyebabkan aksi turbulensi pada *boundary layer* pada nilai Re rendah namun sebaliknya tidak terjadi pada *smooth cylinder*. Fenomena ini mempercepat perubahan awal pada *drag crisis* yang cenderung merubah kurva C_D vs Re pada akhir batas bawah range Re . Hal ini dapat ditunjukkan pada gambar 2.3 dibawah :



Gambar 2.3.
 C_D vs Re pada variasi nilai KC

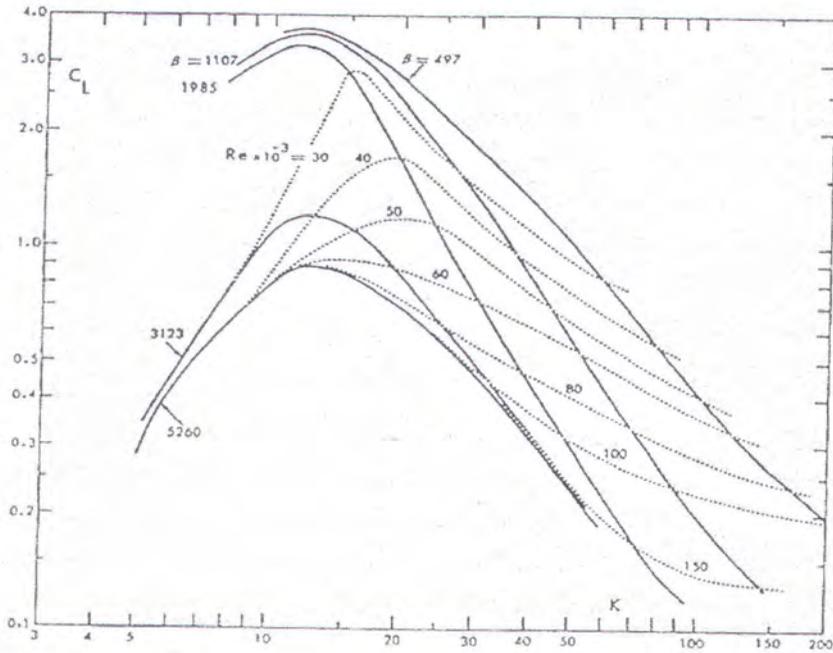


Gambar 2.4.
 C_D vs KC dan parameter Frekuensi pada silinder

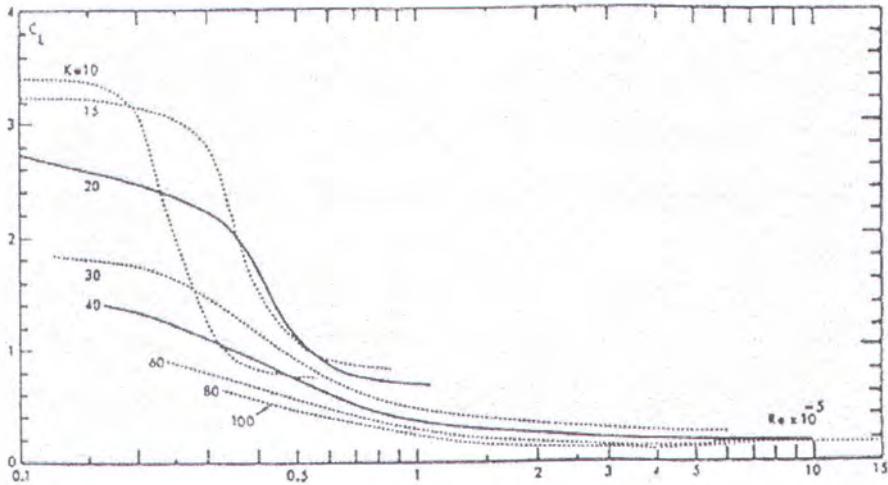


Gambar 2.5.
Koefisien Inersia vs KC dan parameter Frekuensi pada silinder

Sedangkan untuk koefisien Lift force (C_L) pada silinder untuk *oscillating flow* harmonis dapat ditunjukkan oleh para peneliti seperti **Sarpkaya** (1981), **Chakrabarti** (1982a, 1987), **Bearman dan Graham** (1979) dan **Bidde** (1971) pada gambar 6 dan 7 dibawah ini :



Gambar 2.6.
 C_L vs Keulegan Carpenter number



Gambar 2.7.
 C_L vs Reynolds number

Adapun rumusan untuk *transverse force* (gaya transversal/lift force) untuk kondisi *oscillatory flow* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$C_L = \frac{(LiftForce)_{max}}{0.5\rho.LDU_m^2} \quad (2.9)$$



II. 2. 3. Gaya-gaya Hidrodinamis pada silinder

Gaya-gaya hidrodinamis yang bekerja pada konstruksi tubular yang terbenam dalam air seperti gaya *drag*, gaya *inersia* dan gaya *lift*, terjadi akibat adanya gerakan relatif atau interaksi antara silinder dengan fluida disekitarnya. Dengan adanya gerakan relatif atau interaksi ini, maka akan timbul kecepatan dan percepatan relatif partikel air. Gerakan ini dapat disebabkan oleh gelombang dan arus. Dengan mengasumsikan bahwa arus yang terjadi adalah arus *steady flow* dan *oscillating flow*, maka percepatan partikel air sama dengan nol.

Satu hal yang sangat penting dalam menghitung gaya-gaya hidrodinamis adalah menentukan koefisien masing-masing gaya tersebut, yaitu koefisien *drag* (C_D), koefisien *Inersia* (C_M) dan koefisien *lift* (C_L). Penentuan ketiga koefisien ini seringkali tergantung pada bilangan-bilangan tertentu, yaitu bilangan-bilangan Re dan KC . Disamping itu juga dipengaruhi oleh adanya parameter-parameter lain seperti :

○ Kekasaran permukaan silinder, $k = \frac{e}{D}$. (2.10)

○ Jarak antara silinder dan bidang batas, $\frac{H}{D}$. (2.11)

Keterangan :

- D = Diameter silinder, m
- H = Jarak silinder dengan dasar laut, m
- k = Tingkat kekasaran permukaan silinder
- Ue = Kecepatan efektif aliran, $m/sekon$



Gaya Drag (Drag Force)

Gaya drag yang bekerja pada struktur silinder di bawah permukaan laut per satuan panjang silinder dirumuskan berikut ini (Mousselli, 1981) :

$$F_D = \frac{1}{2} \rho C_D D U_e^2 \quad (2.12)$$

Dalam kondisi arus *steady*, koefisien drag (C_D) tergantung pada angka Reynold (*Reynolds Number*) dan kekasaran permukaan silinder. Dalam hal ini, harga C_D sebagai fungsi dari angka Reynold dapat dilihat pada Gambar 2.3. Meskipun nilai C_D ini digunakan untuk aliran *steady*, seringkali juga dipakai pada aliran *oscillatory*, dengan menggunakan kecepatan efektif yang diakibatkan oleh gelombang dan arus. Penentuan koefisien *drag* pada aliran *oscillatory* yang dipengaruhi oleh gelombang (*wave-induced oscillatory*) tergantung pada Reynolds number, kekasaran permukaan silinder dan juga angka Keulegan-Carpenter (KC).

Gaya Inersia (Inersia Force)

Gaya Inersia yang bekerja pada struktur silinder persatuan panjang dirumuskan sebagai berikut (Mousselli, 1981) :

$$F_I = \rho C_M \frac{\pi \cdot D^2}{4} \frac{dU}{dt} \quad (2.13)$$

Untuk menentukan besarnya nilai koefisien inersia (C_M), Sarpkaya dan Isaacson (1981) telah merekomendasikan dan dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gaya Angkat (Lift Force)

Gaya Angkat (*Lift Force*) yang bekerja pada struktur silinder dibawah permukaan laut, diformulasikan sebagai berikut (Mousselli, 1981) :

$$F_L = \frac{1}{2} \rho \cdot C_L \cdot D U_e^2 \quad (2.14)$$

Variasi nilai koefisien Lift (C_L) yang merupakan fungsi dari angka Reynold dapat dilihat pada Gambar 2.7.

II. 3. Beban Gelombang dan Arus serta Teori Gelombang

II. 3. 1. Beban Gelombang dan Arus

Beban gelombang dan arus merupakan dua macam komponen beban yang perlu dipertimbangkan dalam perancangan struktur bangunan lepas pantai karena beban gelombang dan arus ini merupakan beban yang terus menerus memberikan efek beban pada bangunan lepas pantai sehingga akan mempengaruhi kestabilan sistem konstruksi bangunan lepas pantai tersebut selama beroperasi. Beban beban seperti ini memerlukan perhitungan yang cukup detail mengingat pengaruhnya cukup signifikan terhadap *reliability* struktur dan pengaruhnya sangat lama. Sehingga dalam perancangan struktur kita bisa dapatkan *safety*, *preformance*, dan *reliability* terhadap beban lingkungan ini.

Pendekatan beban gelombang pada sistem konstruksi bangunan lepas pantai dapat didekati dengan berbagai macam pendekatan, namun umumnya pendekatan yang dilakukan akan bergantung pada :

1. Geometri Struktur

Pada umumnya geometri struktur pada sistem konstruksi bangunan lepas pantai yang tercelup air berupa silinder atau tubular, sehingga geometri



struktur yang dimaksud dalam hal ini adalah bentuk dan diameter silindernya. Silinder disini bisa berupa rangkaian silinder ataupun silinder tunggal yang menerima beban lingkungan.

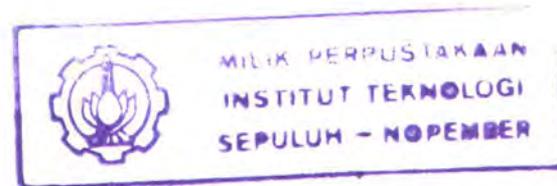
2. Tinggi dan Panjang Gelombang

Tinggi dan panjang gelombang umumnya dinyatakan dalam bentuk perbandingan, yaitu perbandingan antara tinggi gelombang dengan diameter struktur (T/D) dan perbandingan antara diameter dan panjang gelombang (D/λ).

II. 3. 2. Teori Gelombang Linier

Teori gelombang Linier yang disebut juga teori gelombang Airy dikembangkan oleh **Airy** (1842) dan **Laplace** (1816). Teori ini dalam penggunaannya mempunyai beberapa asumsi yaitu (**Wilson**, 1984) dari **Saifudin** (1999) :

1. Amplitudo gelombang (a_0) relatif kecil bila dibandingkan dengan panjang gelombang λ dan kedalaman perairan d .
2. Kedalaman perairan dianggap konstan.
3. Fluida adalah incompressible dan homogen.
4. Fluida adalah inviscid dan irrotasional.
5. Tegangan permukaan diabaikan.
6. Dasar perairan dianggap rata dan permeable/kedap.
7. Tekanan atmosfer pada permukaan air dianggap uniform.



Persamaan untuk gelombang Linier memerlukan kondisi batas untuk penyelesaiannya. Adapun untuk kondisi batas yang dimaksud diatas adalah (**Brebia**, 1979) :

1. Kondisi Irrotasional :

$$\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (2.16)$$

2. Kondisi Kontinuitas :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (2.17)$$

3. Persamaan Euler :

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.18)$$

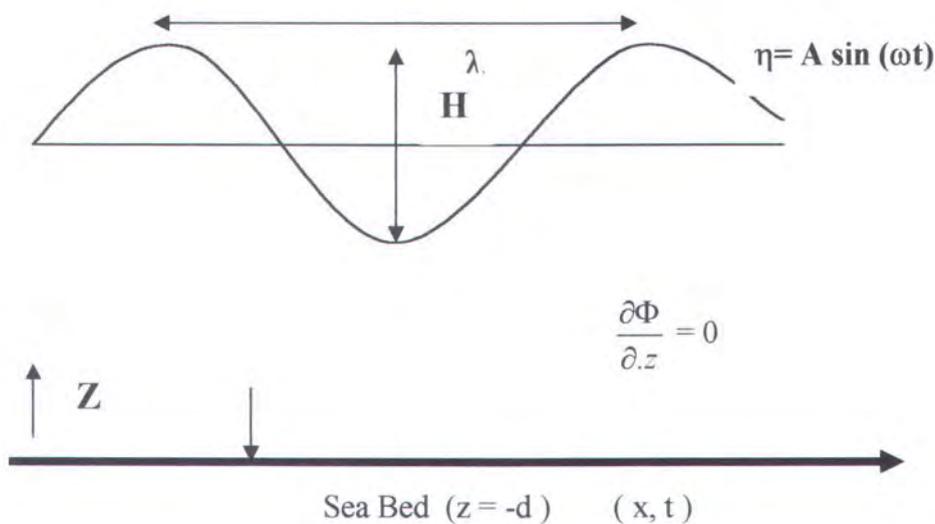
4. Kondisi batas permukaan air (SWL) :

$$w = \frac{\partial \eta}{\partial t} \text{ , pada } z = 0 \quad (2.19)$$

$$p = p_a$$

5. Kondisi batas dasar :

$$w = 0 \text{ , pada } z = -d \quad (2.20)$$



Gambar 2.8. Kondisi Batas dan Sketsa gelombang Linier

Adapun pemilihan teori gelombang yang dipakai ini berdasarkan d/gT^2 dan H/gT^2 dari grafik validitas pada lampiran 14.



Berdasarkan kondisi-kondisi batas diatas maka didapatkan persamaan-persamaan untuk gelombang linier yaitu :

1. Elevasi Gelombang (η)

$$\eta = a_0 \cdot \text{Cos} (kx - \omega t) \quad (2.21)$$

2. Kecepatan horisontal partikel gelombang (u)

$$u = a_0 \cdot \omega \cdot \frac{\cosh.k(z+d)}{\sinh.kd} \cdot \text{Cos} (kx - \omega t) \quad (2.22)$$

3. Percepatan horisontal partikel gelombang (\dot{u})

$$\dot{u} = \frac{4\pi^2}{T^2} \cdot a_0 \cdot \frac{\cosh.k(z+d)}{\sinh.kd} \cdot \text{Cos} (kx - \omega t) \quad (2.23)$$

4. Tekanan dinamis gelombang (p)

$$p = \rho \cdot g \cdot a_0 \cdot \frac{\cosh.k(z+d)}{\sinh.kd} \cdot \text{Cos} (kx - \omega t) \quad (2.24)$$

5. Hubungan antara parameter-parameter gelombang

$$\omega^2 = g \cdot k \cdot \tanh kd \quad (2.25)$$

○ Untuk deep water ($kd > \pi$) atau ($h/\lambda > 1/2$), maka $\omega^2 = g \cdot k$

○ Untuk shallow water ($kd < \pi$) atau ($h/\lambda > 1/20$), maka $\omega^2 = g \cdot h \cdot k^2$

$$c = \frac{\omega}{k} = \frac{\lambda}{T} \quad \rightarrow \text{wave speed} \quad (2.26)$$

$$c^2 = \frac{g}{k} \cdot \tanh kd \quad (2.27)$$

6. Velocity potential

$$\phi = \frac{g \cdot d \cdot \cosh(k(z+d))}{2\omega \cdot \cosh(kd)} \cdot \sin(kx - \omega t) \quad (2.28)$$

II. 3. 3. Vortex Shedding karena Gelombang / Arus

Struktur dalam keberadaannya mempunyai *internal frequency* yang dikenal dengan frekuensi natural. Dengan adanya frekuensi natural ini maka struktur akan



mengalami osilasi sesuai dengan besarnya frekuensi alami tersebut. Parameter non-dimensional yang digunakan untuk mengetahui adanya resonansi akibat vortex shedding adalah :

1. Reduced Velocity (V_r):

$$V_r = \frac{V}{fn.D} \quad (2.50)$$

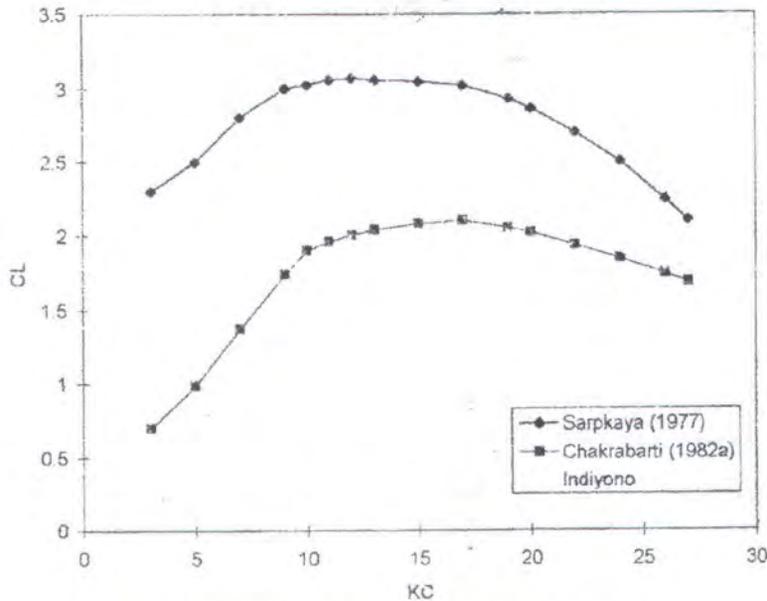
Dengan fn sebagai frekuensi natural struktur (Hz)

2. Keulegan Carpenter Number (KC) dan Parameter Stabilitas (K_s)
3. Struhal Number (St):

$$St = \frac{f.U}{D} \quad (2.51)$$

Vortex shedding yang terjadi akibat gelombang harus dipertimbangkan apabila harga dari $KC \geq 3$ dan $V_r > 1$ untuk *cross flow excitation* maupun *in-line excitation*. Sedangkan vortex shedding yang diakibatkan arus mempunyai harga $1.2 < V_r < 3.5$ dan parameter stabilitas (K_s) < 1.2 untuk *in-line excitation* dan harga $V_r > 3.5$ dan $K_s < 16$ untuk *cross flow excitation*, **Hsu** (1984).

Pada oscillatory flow, koefisien gaya tergantung pada nilai atau angka Keulegan Carpenter (KC). Nilai KC disini kemudian diplot-kan terhadap nilai KC, nilai Re dan β . Untuk koefisien lift besarnya terhadap nilai KC menunjukkan peningkatan seiring dengan naiknya harga KC pada rentang 4 sampai 10 dan relatif konstan pada KC 10 sampai KC 24, seperti yang terlihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 2.9. KC vs Cl pada smooth cylinder

Beberapa hal yang penting pada regime aliran dapat digambarkan melalui fenomena *vortex shedding* yang biasa terjadi pada range $Re > 40$ (gambar 1). Untuk harga Re ini, lapisan batas pada permukaan silinder model akan terpisah dengan adanya *pressure gradient* yang dipaksakan oleh adanya *divergensi* geometri aliran yang berada disekeliling silinder. Dari sini akan terbentuk *shear layer*. Mekanisme *vortex shedding* sendiri merupakan hal yang cukup rumit. Secara umum biasanya terjadi dua vortices yang dikarenakan ada gangguan kecil pada saat $Re > 40$. Seperti yang terlihat pada gambar dibawah ini bahwasannya garis vortex yang lebih besar yakni (vortex A) rupanya lebih kuat berpengaruh pada timbulnya ulekan yang disebabkan oleh garis vortex yang lebih kecil (vortex B) dan vortex C timbul mengikuti vortex A (Mutlu, 1997).



Gambar 2.10 Mekanisme fenomena *vortex shedding*

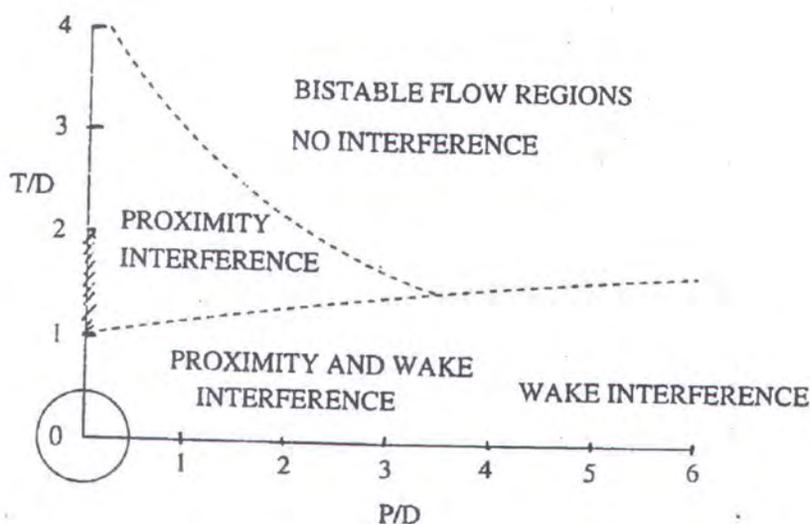


II. 4. Fenomena Aliran pada dua Silinder

Offshore jacket structure merupakan susunan dari elemen struktur silinder, yang biasanya saling menutup satu sama lain. Interaksi antara gelombang laut dan susunan dari bodi ini merupakan hal yang penting untuk dilakukan penelitian. Aliran pada dua silinder ini cukup berpengaruh terhadap gaya yang terjadi akibat pembebanan pada struktur silinder. Beberapa studi mengenai hal ini pernah dilakukan oleh **Zdravkovich** (1977) dari **Indiyono Thesis** (1996) yang meneliti pengaruh aliran diantara dua silinder untuk variasi susunan seperti *Tandem arrangement* dan *Staggered arrangement*.

Pengaruh atau efek maximum dari interaksi dua silinder ini terjadi bersamaan ketika keduanya saling menutupi atau ketika satu silinder (downstream) berada disebelah silinder yang lain (upstream). Efek yang ditimbulkan oleh konfigurasi *close proximity*, secara drastis akan mengubah aliran sebelumnya dan menghasilkan *unexpected forces*, *pressure distributions* dan *vortex shedding*. **Zdravkovich** (1977) dari **Indiyono Thesis** (1996) telah mempelajari permasalahan ini dan dia mengidentifikasi 4 buah regime aliran seperti gambar 2.11. Dari gambar 2.11 tersebut, dapat dilihat pada regime pertama (*proximity interference*) bahwa regime ini merupakan proses dasar dari aliran atau gerakan fluida pada upstream silinder yang mempengaruhi silinder downstream. Terutama terjadi pada *side by side arrangement* dan *staggered arrangement*. Pada regime kedua (*wake interference*), aliran atau gerakan pada upstream silinder mempengaruhi silinder lain pada ulekannya dan hal ini terjadi pada *tandem arrangement* dan *staggered arrangement* ketika jarak antar silinder lebih besar dari 4D. Pada regime ketiga (*proximity and wake interference*),

ulekan dibelakang upstream silinder mempengaruhi downstream silinder dan dapat terjadi pada spasi yang kecil pada tandem arrangement dan staggered arrangement dengan jarak antar silinder kurang dari $4D$. Pada regime terakhir (*no interference region*), ulekan dibelakang upstream silinder tidak berpengaruh terhadap downstream silinder dikarenakan jarak antar silinder cukup jauh dan dianggap sebagai single bodi.



Gambar 2.11 Regime pengaruh aliran pada 2 silinder

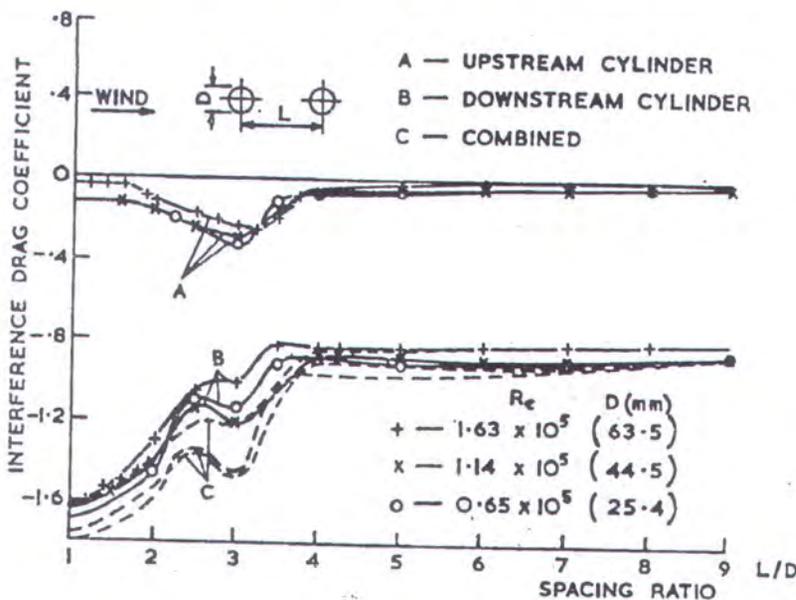
II. 4. 1. Tandem Arrangement

Zdravkovich (1977) dari Indiyono Thesis (1996) melakukan eksperimen pada wind tunnel dengan menggunakan fluida untuk mengetahui fenomena ulekan yang terjadi disekitar susunan silinder. Hasilnya secara tidak langsung menunjukkan adanya *diskontinuitas vortex shedding*, sama dengan diskontinuitas yang diharapkan pada drag force pada kedua silinder. Pengukuran tekanan didepan downstream silinder dan tekanan dibelakang upstream silinder pada variasi jarak antar silinder menampakkan adanya diskontinyu pada saat *critical spacing*. Diskontinyu ini disebabkan karena adanya perubahan yang mendadak

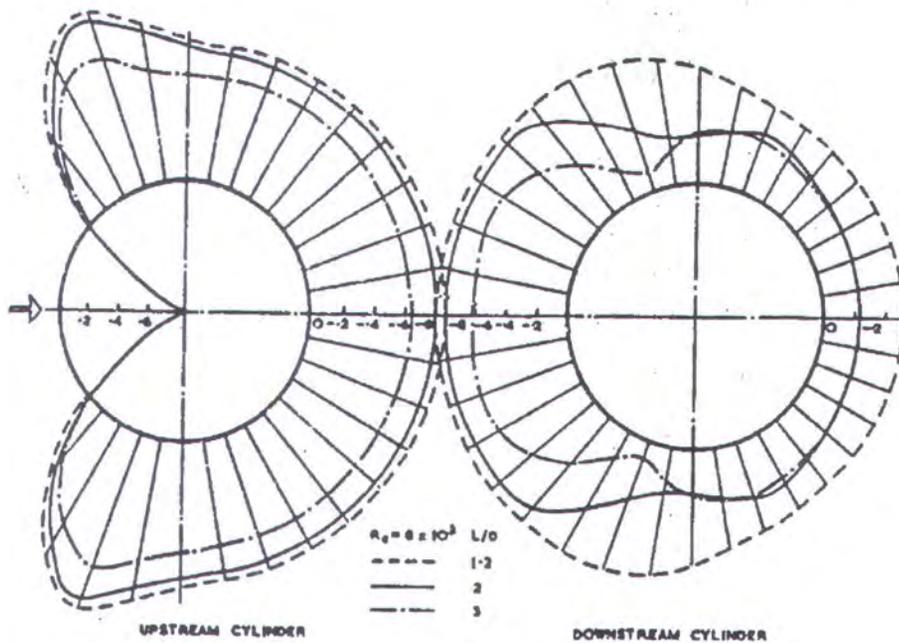


pada pola aliran yang stabil ke lainnya pada critical spacing. Hal ini dapat dilihat pada gambar 2.12.

Pengaruh minimum koefisien drag pada upstream silinder, kurva A, serupa dengan yang ditunjukkan oleh downstream silinder, kurva B. Dalam hal ini plot kurva A dan kurva B ditunjukkan oleh masing-masing silinder sedangkan plot kurva C merupakan gabungan dari keduanya yang disusun secara *tandem*. Adapun distribusi tekanan disekitar downstream silinder ditunjukkan adanya dua feature yang tidak biasa. Pertama, sisi permukaan silinder yang saling berhadapan menunjukkan adanya tekanan negatif yang rendah. Dan hampir sama dengan tekanan yang ditunjukkan base dari upstream silinder. Hal ini mengindikasikan bahwa aliran yang ada dicelah itu hampir *stagnant*. Kedua, tekanan negatif pada permukaan depan downstream silinder melebihi tekanan yang berada di *base*-nya. Oleh karena itu, downstream silinder menimbulkan tekanan yang mendesak pada sisi belakang upstream silinder.



Gambar 2. 12 Pengaruh koefisien Drag pada susunan *Tandem*

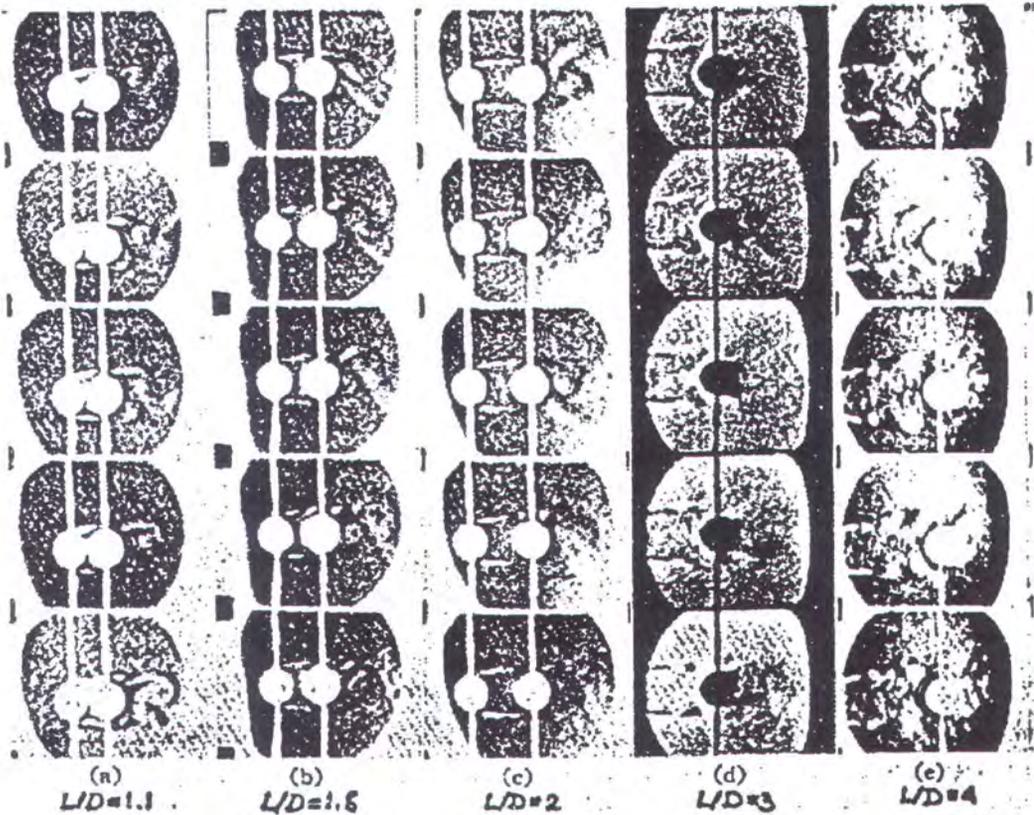


Gambar 2. 13. Distribusi Tekanan Disekitar Silinder untuk Susunan Tandem

Pengamatan ulekan dari fluida pada silinder dengan susunan *tandem arrangement* pada nilai Re rendah, menunjukkan bahwa vortex street selalu terbentuk dibelakang downstream silinder. Tetapi pada jarak lebih dari $4D$ maka akan terbentuk dibelakang upstream silinder. **Zdravkovich** (1977) dari **Indiyono Thesis** (1996) selanjutnya menginvestigasi mengenai dua perbedaan tipe aliran yang terjadi disekitar *tandem circular cylinder*, antara lain mengenai distribusi tekanan disekitar silinder dan profile kecepatan yang melintasi celah dan ulekannya yang menimbulkan adanya vortex shedding. Pola aliran pertama tidak membentuk vortex shedding dibelakang upstream silinder yang secara jelas berpengaruh terhadap pembentukan vortex shedding dibelakang downstream silinder. Pola aliran yang kedua menghasilkan vortex shedding yang periodik dibelakang masing-masing silinder seperti pada gambar 2.14.



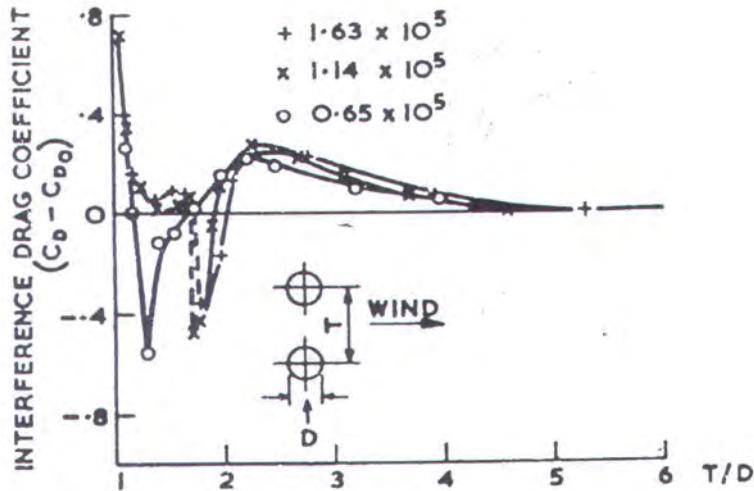
Pada eksperimen dengan range Re antara 2×10^3 sampai 4×10^3 , dapat dilihat bahwa tidak terdapat vortex shedding dibelakang upstream silinder (a), (b), (c) dan (d). Sedangkan vortices yang besar terjadi pada (e).



Gambar 2.14. Visualisasi aliran pada susunan *Tandem*

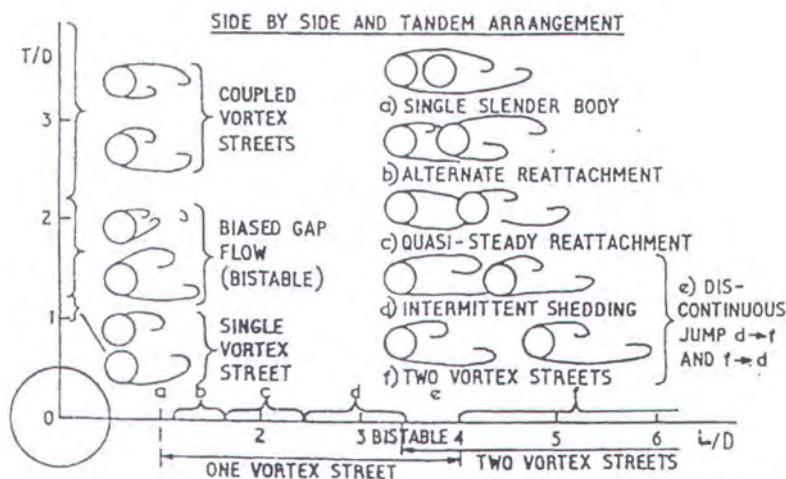
II. 4. 2. Side by Side Arrangement

Dalam eksperimen yang dilakukan dengan susunan silinder “*side by side*”, **Zdravkovich** (1977) dari **Indiyono Thesis** (1996) menemukan adanya pengaruh drag yang sama dengan tandem arrangement. Seperti pada gambar 2.15 ditunjukkan bahwa pengaruh drag adalah nol pada kondisi jarak antar silinder lebih besar $5D$. Hal ini berlaku pada eksperimen dengan nilai Re 10^5 sampai $Re \approx 2 \times 10^5$.



Gambar 2.15. Pengaruh koefisien Drag pada susunan *Side by Side*

Zdravkovich (1977) dari Indiyono Thesis (1996) memberikan catatan bahwa dengan adanya rasio jarak antar silinder dibawah 2D, maka ini memungkinkan untuk mendapatkan nilai positive dan negative dari pengaruh drag. Perubahan tersebut terjadi secara cepat seiring perubahan jarak dan akan menghasilkan regime aliran yang konstan jika jaraknya juga konstan. Perbedaan regime aliran ini didapatkan dengan 2 buah silinder yang disusun secara side by side atau tandem arrangement seperti yang terlihat pada gambar 2.16.



Gambar 2.16. Regime aliran pada susunan *Tandem* dan *Side by Side*



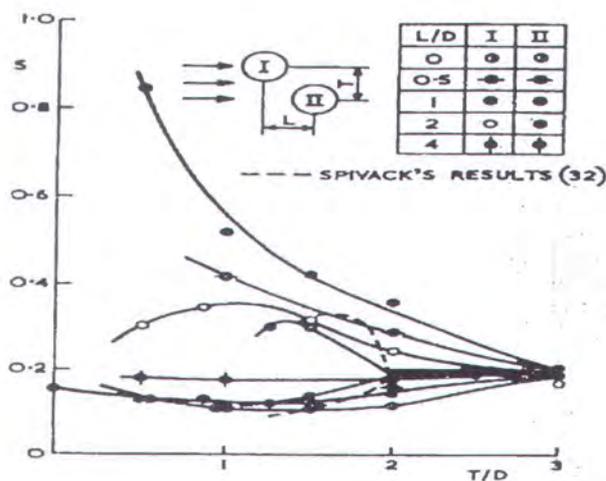
II. 4. 3. Staggered Arrangement

Pada aplikasi offshore, banyak dijumpai silinder yang disusun secara *staggered* dan dikenai aliran arus dan gelombang yang kontinyu. Sistematika pengukuran distribusi tekanan pada permukaan disekitar satu atau dua silinder dengan variasi *staggered arrangement* dikemukakan oleh Hori (1959) dari Indiyono Thesis (1996). Dalam eksperimennya (lihat pada gambar 2.17), Hori (1959) dari Indiyono Thesis (1996), memutar sepasang silinder model dan mengekspose pada *staggered arrangement* pada arah *headflow* dengan jarak antarannya ($T/D = 1.2, 2.0, 3.0$). Dia mengatakan bahwa ada 3 kondisi yang dapat diambil dari eksperimennya untuk *staggered arrangement* pada upstream silinder yaitu :

- lift force dapat diabaikan dan mengurangi drag force
- small repulsive lift force dan mengurangi drag force
- repulsive lift force dan penambahan drag force

sedangkan untuk downstream silinder dapat dikategorikan dalam 2 hal :

- lift force dapat diabaikan dan penambahan drag force (tidak ada pengaruh)
- lift force negative dan pengurangan drag force (downstream silinder dominan)



Gambar 2.17. Angka Strouhal untuk 2 silinder pada susunan *Staggered*



II.5. Rumusan dasar pemodelan peristiwa aliran

Gambaran lengkap mengenai pembebanan fluida dari **Indiyono Thesis** (1996), diambil dari *Navier-Stokes equation*. Dan hal ini merupakan sesuatu yang kompleks untuk dipraktikkan pada model gelombang untuk konteks yang sebenarnya. Oleh karena itu perlu adanya beberapa asumsi yang tepat mengenai fluida natural. Dalam hal ini, fluida diasumsikan sebagai incompressible, inviscid dan irrotational. Dengan kata lain bahwa gaya viscous dari fluida diabaikan dan kecepatan angular dari fluida juga dianggap nol. Dalam kasus ini, velocity potential ϕ yang ada berdasarkan **Laplace equation** dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \quad (2.29)$$

Untuk incompressible dan irrotational flow, complex potential $\mathbf{W}(z)$ didefinisikan sebagai velocity potential, ϕ , dan stream function, ψ , dimana keduanya ini merupakan *complex plane* yaitu :

$$\mathbf{W}(z) = \phi(z) + i\psi(z) \quad (2.30)$$

Pada teori aliran potential, model aliran yang kompleks dapat dikembangkan sebagai *linear superposition*. Sebagai contohnya adalah sebuah titik *source or sink* dengan strength m dari velocity potential dan stream function dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\phi = \frac{m}{2\pi} \ln(r) \quad (2.31)$$

$$\psi = \frac{m}{2\pi} \theta \quad (2.32)$$



dimana r dan θ merupakan koordinat polar relative terhadap pusat dari source. Kombinasi dari kedua parameter r dan θ adalah dapat membentuk *doublet of strength, μ* ,

$$\phi = \frac{\mu}{r} \cos \theta \quad (2.33)$$

$$\psi = \frac{\mu}{r} \sin \theta \quad (2.34)$$

dan jika keduanya digabungkan dengan uniform stream, u_∞ , maka

$$\phi = u_\infty r \cos \theta \quad (2.35)$$

$$\psi = u_\infty r \sin \theta \quad (2.36)$$

selanjutnya untuk uniform flow disekitar silinder dengan radius a didapatkan

$$\phi = \left(r + \frac{a^2}{r} \right) u_\infty \cos \theta \quad (2.37)$$

$$\psi = \left(r - \frac{a^2}{r} \right) u_\infty \sin \theta \quad (2.38)$$

dimana u_∞ merupakan *free stream velocity*.

Persamaan-persamaan ini dapat dituliskan secara mudah dipahami dalam satu persamaan mengenai complex potential. Sebagai contohnya, pada complex potential untuk uniform stream dan doublet, yang dinyatakan, $W(z) = u_\infty z$ dan $W(z) = \mu / z$, sehingga didapatkan complex potential dari aliran disekitar silinder adalah :

$$W(z) = \left(z + \frac{a^2}{z} \right) u_\infty \quad (2.40)$$

Untuk point vortex, dengan adanya circulation Γ , maka potential dan stream function dapat dinyatakan sebagai berikut :



$$\phi = \frac{\Gamma}{2\pi}\theta \quad (2.41)$$

$$\psi = \frac{\Gamma}{2\pi}\ln r \quad (2.42)$$

sehingga untuk complex potential function pada point vortex yang terpusat pada point z_p dapat diekspresikan sebagai

$$W(z) = \frac{i\Gamma}{2\pi}\ln(z - z_p) \quad (2.43)$$

Berdasarkan rumusan 2.16 dinyatakan bahwa normal velocity pada permukaan

silinder adalah $u_r = \frac{\partial\phi}{\partial r}$ yang nilainya nol dan tangensial velocity u_θ pada

sembarang titik dalam aliran dinyatakan :

$$u_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial\phi}{\partial\theta} = -u_\infty \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) \sin\theta \quad (2.44)$$

jika suatu titik vortex ditambahkan dalam aliran pada sembarang titik diluar

geometri silinder, maka boundary conditionnya, $\frac{\partial\phi}{\partial r} \Big|_{r=a}$, akan berubah. Akan

tetapi ini memungkinkan untuk menambahkan gambaran pusaran didalam

silinder sehingga mempermudah untuk *re-instate* pada boundary condition.

Complex potential untuk image vortex (Milne Thompson, 1968) dari Indiyono

Thesis (1996) dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$W(z) = -\left(\frac{i\Gamma}{2\pi}\right)\ln\left(z - \frac{a^2}{z_p}\right) \quad (2.45)$$

sedangkan $\overline{z_p}$ merupakan nilai *complex conjugate* dari z_p .

Potensial kompleks untuk vortex (pusaran) pada titik z_p disekitar silinder pada

uniform stream dinyatakan sebagai berikut :



$$W(z) = \left(z + \frac{a^2}{z} \right) + \frac{i\Gamma}{2\pi} \ln(z - z_p) - \frac{i\Gamma}{2\pi} \ln\left(z - \frac{a^2}{z_p} \right) \quad (2.46)$$

Gaya in-line per unit panjang pada silinder dalam keadaan uniform stream dapat dihitung dengan mengintegrasikan komponen in-line dari tekanan, seperti pada *unsteady Bernoulli equation*, diatas permukaan silinder. Untuk *complex potential*-nya dapat dituliskan sebagai berikut :

$$F = \frac{1}{2} i\rho \oint_s \left(\frac{d\bar{w}}{dz} \right)^2 d\bar{z} - i\rho \frac{\partial}{\partial t} \oint_s w dz \quad (2.47)$$

dan persamaan ini dikenal dengan **Blasius' equation** (Sarpkaya, 1968).

Jika persamaan complex potential (2.40) disubstitusikan pada *Blasius' equation*, gaya in-line per unit panjang adalah bernilai nol pada aliran steady dan untuk unsteady diturunkan sebagai berikut : (Sarpkaya, 1968)

$$F = 2\rho\pi a^2 \frac{\partial u_\infty}{\partial t} \quad (2.48)$$

sehingga teori aliran potential yang dipakai pada *unsteady uni-directional flow* disekitar silinder dihasilkan rumusan gaya inersia yaitu :

$$F = \rho \cdot A \cdot C_m \frac{du_\infty}{dt} \quad (2.49)$$

dimana *A* merupakan *cross sectional area* dari silinder dan koefisien inersianya diambil harga 2 (max).



II. 6. Teori CFD (CFX 5.4.1)

Computational Fluids Dynamics (CFD) merupakan analisa sistem yang mencakup aliran fluida, perpindahan panas dan fenomena yang terkait seperti reaksi kimia dengan menggunakan simulasi berbasis komputer (*numerical*). Teknik ini sangat berguna dan dapat diaplikasikan pada bidang industri dan non industri.

Code CFD terstruktur atas algoritma numerik, sehingga dapat digunakan untuk menyelesaikan problem suatu aliran fluida. Code CFD disini terdiri atas tiga (3) elemen utama yakni: (i) *pre-processor*, (ii) *solver* dan (iii) *post-processor*.

II. 6. 1. Pre-processor

Tahap *pre-processor* terdiri dari input problem untuk program CFD dengan menggunakan *operator-friendly interface*. Input problem tadi ditransformasikan ke dalam bentuk yang sesuai dengan yang digunakan oleh *solver*. Aktifitas *user* pada tahap ini antara lain:

- Mendefinisikan geometri wilayah kajian
- Pembentukan grid-sub divisi domain, dengan syarat tidak *overlap* terhadap sub-domains: suatu *grid* (atau *mesh*) *cell* (atau volume kendali atau elemen)
- Pemilihan fenomena fisik dan kimia yang harus dimodelkan
- Mendefinisikan properti fluida
- Spesifikasi kondisi boundary pada cell yang sesuai dengan atau menyentuh *domain boundary*

Penyelesaian masalah aliran yang berupa kecepatan, tekanan atau temperature didefinisikan pada simpul-simpul setiap *cell*. Jumlah *cell* dalam *grid* (*mesh*) menentukan akurasi penyelesaian CFD. Pada umumnya semakin banyak *cell*



semakin baik akurasi penyelesaiannya. Akan tetapi sebagai konsekuensinya, biaya yang berkaitan dengan investasi hardware dan waktu perhitungan yang diperlukan menjadi lebih besar. Untuk hasil yang optimal, biasanya pembuatan mesh dilakukan tidak seragam/*uniform*. Daerah yang memiliki gradient perubahan bentuk sangat tajam, proses meshing dilakukan sangat halus, sedang pada daerah lainnya dibuat agak kasar.

II. 6. 2. Solver

Ada 4 teknik solusi numerik berbeda yakni: *finite difference*, *finite element*, *spectral method* dan *finite volume*. Secara umum uraian metode numerik bentuk basis solver melalui langkah sebagai berikut:

- Aproksimasi variable aliran yang tidak diketahui dengan menggunakan fungsi sederhana.
- Diskritisasi dengan substitusi aproksimasi kedalam persamaan aliran *governing* dan diikuti manipulasi matematika.
- Solusi persamaan aljabar

Dalam tahap ini akan dilakukan perhitungan tentang model yang kita buat, secara iterasi. Semakin kecil tingkat kesalahan yang kita tentukan, maka semakin banyak iterasi yang akan dilakukan. Metode numerik yang biasa digunakan dalam teknik CFD dapat dikelompokkan menjadi *finite difference*, *finite element*, *metode spectral* dan *finite volume*. Langkah-langkah yang dikerjakan dalam metode numerik *flow solver* adalah sebagai berikut :

- Pendekatan variable dari aliran yang tidak diketahui dengan fungsi yang sederhana.



- Diskritisasi pergantian fungsi tersebut menjadi persamaan aliran dan dilanjutkan dengan manipulasi persamaan matematika.
- Penyelesaian persamaan aljabar.

Dalam tahap ini akan dilakukan perhitungan tentang model yang kita buat, secara iterasi. Semakin kecil tingkat kesalahan yang kita tentukan, maka semakin banyak iterasi yang akan dilakukan.

A. Metode Beda Hingga (Finite Difference Method)

Fungsi potensial aliran Φ yang tidak diketahui ditentukan pada titik-titik simpul grid. Ekspansi deret Taylor sering digunakan untuk memperoleh pendekatan dalam bentuk *finite difference*, dari turunan-turunan potensial aliran Φ tersebut diatas. Dengan mensubstitusi setiap turunan yang ada pada persamaan aliran dengan pendekatan tersebut, maka akan diperoleh suatu persamaan aljabar untuk setiap titik grid.

Persamaan Dasar yang Digunakan

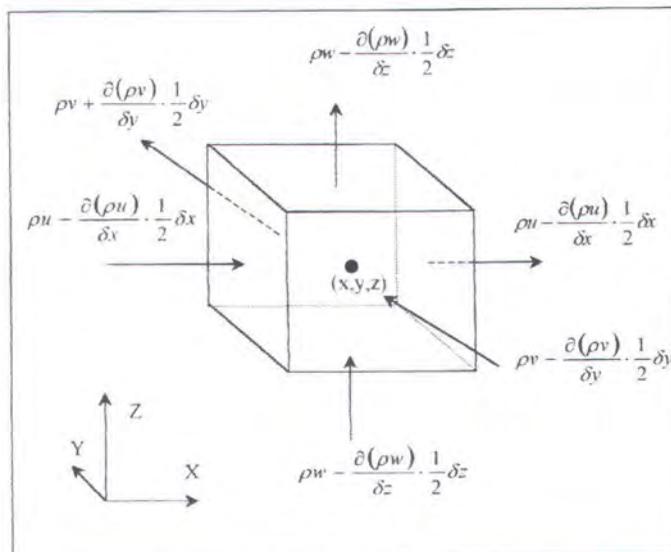
Beberapa hukum fisika yang biasanya digunakan pada analisa masalah aliran fluida terdiri dari hukum kekekalan massa dan hukum kekekalan momentum.

- **Hukum Kekekalan Massa**

Berdasarkan keseimbangan massa elemen fluida incompressible yang masuk dan keluar elemen fluida adalah sama sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 2.17, maka diperoleh persamaan berikut :

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.50)$$

dalam bentuk vektor yaitu: $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0$



Gambar 2.18. Aliran massa pada elemen fluida *incompressible*

Dari rumusan 2.50, suku pertama menunjukkan perubahan rata-rata kerapatan fluida per satuan waktu (massa per satuan volume). Suku kedua menunjukkan massa aliran yang meninggalkan elemen fluida, dan disebut dengan suku konveksi. Pada fluida yang bersifat *incompressible* (misal cairan), kerapatannya bersifat tetap yakni $\text{div } \mathbf{U} = 0$, sehingga persamaan menjadi:

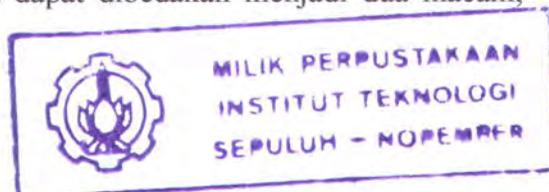
$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

- **Hukum Kekekalan Momentum**

Hukum Newton II menyatakan bahwa perubahan momentum yang terjadi pada partikel fluida adalah sama dengan jumlah gaya-gaya pada partikel tersebut. Pertambahan momentum per satuan volume dari partikel fluida diberikan oleh persamaan berikut, untuk ketiga arah sumbu.

$$\rho \cdot \frac{Du}{Dt} \quad \rho \cdot \frac{Dv}{Dt} \quad \rho \cdot \frac{Dw}{Dt} \tag{2.51}$$

Gaya yang bekerja pada partikel fluida dapat dibedakan menjadi dua macam, yaitu :





Bila pengaruh *body force* dinyatakan sebagai besaran *source*, S_{MX} sedang persamaan momentum untuk arah sumbu x dapat diperoleh sebagai hubungan perubahan momentum pada partikel fluida sama dengan jumlah seluruh gaya-gaya akibat tegangan permukaan, persamaan (2-53) ditambah dengan perubahan momentum akibat adanya *source*, maka persamaan momentum arah sumbu x dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (2.54)$$

Komponen persamaan momentum untuk arah sumbu y dinyatakan sebagai berikut :

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (2.55)$$

komponen persamaan momentum untuk arah sumbu z dinyatakan sebagai berikut

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad (2.56)$$

B. Metode Elemen Hingga (Finite Elemen Method)

Metode ini menggunakan fungsi bentuk sederhana (linear atau kuadrat) pada elemen yang menggambarkan variasi aliran Φ . Persamaan pengendali dapat dipenuhi dengan penyelesaian Φ secara eksak. Jika perkiraan persamaan tersebut tidak terpenuhi, sisa (residual) dapat diukur tingkat kesalahannya. Kemudian sisa tersebut diminimumkan dengan cara mengalikannya dengan fungsi berat dan mengintegalkannya. Hasilnya merupakan fungsi aljabar untuk koefisien yang tidak diketahui dari fungsi perkiraan.



C. Metode Spektral (Spectral Method)

Metode ini didekati dengan deret Fourier atau deret polynomial Chebyshev. Tidak seperti metode beda dan elemen hingga yang memiliki pendekatan tidak local tetapi valid melalui *computational domain*. Pada metode ini kita menurunkan persamaan yang tidak diketahui tersebut ke dalam persamaan pengendali dengan fungsi deret.

D. Metode Volume Hingga (Finite Volume Method)

Metode ini dikembangkan sebagai formulasi khusus metode beda hingga. Secara global metode beda hingga memiliki algoritma numerik sebagai berikut :

1. Pengintegralan persamaan pengendali aliran fluida terhadap seluruh control volume dari domain penyelesaian.
2. Pendiskritan yang meliputi substitusi berbagai pendekatan beda hingga dari suku-suku persamaan yang diintegrasikan tersebut diatas yang menggambarkan proses aliran seperti konveksi, difusi dan *sources*. Pada tahap ini persamaan integral akan diubah menjadi persamaan aljabar.
3. Penyelesaian persamaan aljabar dengan metode iterasi.

Langkah pertama tersebut di atas, membedakan metode Finite Volume dari teknik-teknik CFD lainnya. CFD Code meliputi teknik-teknik pendiskritan yang cocok untuk menyelesaikan fenomena perpindahan (transport), konveksi (akibat aliran fluida) dan difusi (akibat adanya perbedaan Φ antara satu titik dengan titik lainnya serta source (berhubungan dengan muncul dan hilangnya Φ)). Kekentalan dari variable aliran dalam finite control volume dapat diekspresikan dalam persamaan keseimbangan antara proses kenaikan dan penurunan, yaitu :



$$\begin{array}{ccccccc} \text{Perubahan Total} & & \text{Perubahan } \phi & & \text{Perubahan } \phi \text{ difusi} & & \text{Perubahan} \\ \phi \text{ dalam control} & & \text{dari konveksi} & & \text{kedalam control} & & \phi \text{ kedalam} \\ \text{volume terhadap} & = & \text{kedalam} & + & \text{volume} & + & \text{control} \\ \text{waktu} & & \text{control volume} & & & & \text{volume} \end{array}$$

Persamaan Navier Stokes untuk Fluida Newtonian

Aliran fluida mengandung besaran yang tidak diketahui yaitu komponen tegangan kekentalan τ_{ij} . Dalam aliran fluida, tegangan kekentalan tersebut dapat dinyatakan sebagai fungsi deformasi lokal. Pada analisa tiga dimensi, deformasi lokal tersebut terdiri dari *deformasi linear* dan *deformasi volumetric*.

- **Deformasi linear**, dibedakan menjadi :

1. Komponen deformasi elongasi, yang dinyatakan sebagai berikut :

$$e_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad e_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad e_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2.57)$$

2. Komponen deformasi elongasi geser, yang dinyatakan sebagai berikut :

$$e_{xy} = e_{yx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (2.58)$$

$$e_{xz} = e_{zx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)$$

$$e_{yz} = e_{zy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

- **Deformasi volumetric**, dinyatakan sebagai berikut :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } \mathbf{u} \quad (2.59)$$

Pada fluida yang bersifat Newtonian, tegangan kekentalan berbanding lurus terhadap deformasi. Dengan memasukkan besaran-besaran viskositas μ untuk deformasi linear dan λ untuk deformasi volumetric maka diperoleh komponen tegangan kekentalan sebagai berikut :



$$\begin{aligned}
 \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \\
 \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \\
 \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \\
 \tau_{xy} = \tau_{yx} &= \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\
 \tau_{xz} = \tau_{zx} &= \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\
 \tau_{yz} = \tau_{zy} &= \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)
 \end{aligned} \tag{2.60}$$

dengan substitusi persamaan (2-60) ke dalam persamaan (2-54) sampai (2-56) maka akan diperoleh persamaan Navier-Stokes, yang nantinya digunakan dalam metode finite volume.

$$\begin{aligned}
 \rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \cdot \operatorname{grad} \cdot u) + S_{Mx} \\
 \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \cdot \operatorname{grad} \cdot v) + S_{My} \\
 \rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \cdot \operatorname{grad} \cdot w) + S_{Mz}
 \end{aligned} \tag{2.61}$$

II. 6. 3. Post-processor

Seperti pada tahap *pre-processor*, para ahli melakukan sejumlah besar pengembangan pada bidang *post-processing*. Untuk meningkatkan *engineering workstation*, dimana kini banyak diantaranya telah memiliki kemampuan grafis dan paket *CFD* utama dengan dilengkapi alat bantu visualisasi data multifungsi.

Diantaranya adalah :

- Kemampuan untuk menampilkan geometry domain dan grid.
- Plot vektor
- Garis dan kontur plot berwarna
- Plot surface 2D dan 3D



- Particle tracking
- Manipulasi tampilan (translasi, rotasi, skala dsb)
- Output postscript berwarna

Perkembangan terbaru fasilitas yang ada adalah tersedianya animasi untuk tampilan hasil dinamis dan tambahan grafis terhadap seluruh hasil *code trusty alphanumeric output* dan memiliki fasilitas ekspor data manipulasi eksternal lanjut terhadap *code*. Seperti halnya pada cabang CFD yang lain, maka output grafis *code CFX* memiliki keunggulan dalam mengkomunikasikan ide terhadap *non-specialist*.

Dalam proses set-up dan running simulasi CFX, ada tahapan identifikasi dan formulasi permasalahan aliran dengan pertimbangan fenomena fisika dan kimia. Pemahaman yang cukup baik diperlukan dalam menyelesaikan algoritma penyelesaian numeric. Ada 3 konsep matematika yang digunakan dalam menentukan berhasil atau tidaknya algoritma, yaitu :

1. Konvergensi, yaitu sifat metode numeric untuk menghasilkan penyelesaian eksakta dimana *grid spacing*, ukuran *control volume* atau ukuran elemen dikurangi mendekati nol. Konvergensi biasanya sulit untuk didapatkan secara teoritis. Untuk kondisi lapangan menggunakan kesamaan *Lax* yang menyatakan bahwa untuk permasalahan linear memerlukan konvergensi.
2. Konsistensi, yaitu urutan numeric untuk menghasilkan sistem persamaan aljabar yang dapat diperlihatkan sama (equivalen) dengan persamaan pengendali sebagai jarak grid mendekati nol.
3. Stabilitas, yaitu penggunaan factor kesalahan sebagai indikasi metode numerik. Jika sebuah teknik tidak stabil dalam setiap kesalahan pembulatan pada data awal maka dapat menyebabkan terjadinya osilasi atau divergensi.



CFX memberikan hasil fisik yang realistis dengan akurasi yang baik pada simulasi dengan grid yang berhingga. Ada tiga sifat perhitungan finite volume, yaitu *Conservativeness*, *Boundedness* dan *Transportiveness*. Ketiganya didesain menjadi bagian berhingga yang dapat menunjukkan keberhasilan simulasi CFX. Disamping itu ketiganya umumnya digunakan sebagai alternatif konsep matematika yang akurat. Skema numeric memiliki sifat *conservativeness* yang dapat mempertahankan kekekalan sifat-sifat fluida secara global untuk seluruh domain penyelesaiannya. Pendekatan volume hingga dapat menjamin tetap berlangsungnya kekentalan property fluida Φ untuk tiap control volume. Proses aliran terdiri dari dua, yaitu konveksi dan difusi. Keduanya dapat dihitung pengaruh arahnya dengan bagian finite volume, yaitu *transportiveness*. Sedangkan *boundedness* dapat mempertahankan kestabilan suatu metode numeric yang mensyaratkan adanya batasan harga minimum dan maksimum dari variabel-variabel aliran.

II. 6. 4. Proses Validasi

Proses perhitungan dengan pendekatan CFX dilakukan dengan beberapa tahap validasi, yaitu :

1. Convergence

Pada tahap ini proses iterasi perhitungan akan selalu dikontrol dengan persamaan pengendali. Jika hasil perhitungan belum sesuai dengan tingkat kesalahan yang ditentukan, maka komputasi akan terus berjalan.

2. Grid Independence

Besarnya jumlah cell yang kita gunakan dalam perhitungan akan menentukan keakuratan hasil yang didapat. Tetapi tidak selamanya dengan jumlah cell yang banyak akan menambah keakuratan hasil perhitungan. Dengan



demikian pengguna dituntut untuk dapat menentukan jumlah cell yang optimum, agar waktu dan memori komputer yang terpakai tidak terlalu besar.

3. Verifikasi hasil dengan teori atau data lain

Keakuratan hasil perhitungan dengan pendekatan CFX perlu dibandingkan dengan teori atau data lain yang sudah ada. Sehingga hasil perhitungan tidak disangsikan lagi.

Model Matematika dan Algoritma Solusi pada CFX-Solver 5.41

Persamaan governing

Persamaan *solver* pada *software* CFX-5 menggunakan persamaan *unsteady Navier-Stokes* dalam format kekekalan bentuk atau *conservation form*.

A. Persamaan Transport

Para umum persamaan massa, momentum dan kekekalan energi dapat ditulis sebagai berikut:

Persamaan kontinuitas

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (2.62)$$

Persamaan Momentum

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot (-p \delta + \mu (\nabla U + (\nabla U)^T)) + S_M \quad (2.63)$$

Persamaan Energi

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_g \quad (2.64)$$

h_{tot} didefinisikan sebagai entalpi total spesifik, pada beberapa kasus umum, properti variabel dan aliran compressible diberikan dalam bentuk enthalpi statik (termodinamika) spesifik, h , yakni:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2 \quad (2.65)$$

dimana :

$$h = h(p, T) \quad (2.66)$$



Jika *viscous work* berperan penting, maka syarat ekstra perlu ditambahkan pada ruas kanan persamaan energi diatas untuk menghitung efek lapisan atau *viscous shear* dan persamaan energi, sehingga persamaan berubah menjadi

$$\frac{\partial \rho h_{fof}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{fof}) = \nabla (\lambda \nabla T) + (\nabla \cdot (\mu (\nabla U (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot \delta) U) + S_E) \quad (2.67)$$

Pada kelima persamaan diatas, terdapat tujuh variabel yang tidak diketahui yakni: u, v, w, p, T, ρ, h . Variabel tersebut dapat diselesaikan dengan menggunakan bantuan *equation of state*, yang berhubungan dengan *densitas* terhadap tekanan dan temperatur; dan *constitutive equation*, yang berhubungan dengan enthalpi terhadap temperatur dan tekanan.

Model Fluida dan equations of state

Densitas fluida umum dapat dijelaskan sebagai fungsi temperatur, tekanan dan beberapa variabel tambahan:

$$\rho = \rho(p, T, AV_1, AV_2 \dots AV_n) \quad (2.68)$$

Kapasitas panas spesifik, c_p , untuk fluida umum dapat dideskripsikan sebagai fungsi temperatur, tekanan dan beberapa variabel tambahan:

$$c_p = c_p(p, T, AV_1, AV_2 \dots AV_n) \quad (2.69)$$

Untuk fluida ideal, densitas didefinisikan melalui hukum Fluida Ideal. Sehingga pada *software* CFX-5, koefisien c_p merupakan fungsi temperatur :

$$c_p = c_p(T) \quad (2.70)$$

B. Equation of state untuk densitas

Equation of state yang dimaksud adalah persamaan aljabar termodinamika untuk densitas fluida. Pada kondisi fluida ideal, hubungan dideskripsikan oleh hukum Fluida Ideal:



$$\rho = \frac{w(p + p_{ref})}{R_0 T} \quad (2.71)$$

Dimana w adalah berat molekular fluida, dan R_0 adalah konstanta Fluida Universal. Rasio panas spesifik, γ , dihitung dari spesifikasi c_p dan berat molekular:

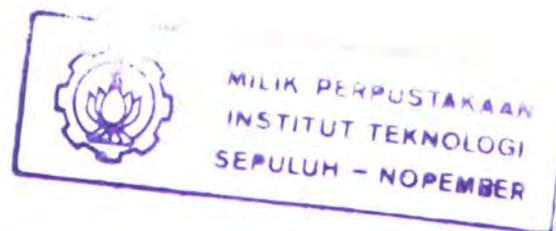
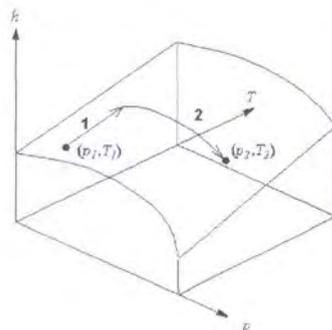
$$R = \frac{R_0}{w} \quad (2.72)$$

Dimana R adalah konstanta Fluida Spesifik, dan,

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (2.73)$$

C. Equation of state untuk entalpi (persamaan constitutive)

Persamaan *constitutive* yang dimaksud adalah persamaan aljabar termodinamika untuk entalpi fluida. Selain untuk properti fluida umum, hubungan tekanan-temperatur-entalpi dihitung menggunakan tabel *property* dan integral dari turunan definisi perubahan entalpi menggunakan simbol r dan c_p . Tabel *property* dibentuk menggunakan batasan temperatur *upper* dan *lower*, dan tekanan. Kemudian, untuk beberapa perubahan umum, dari kondisi (p_1, T_1) ke (p_2, T_2) , maka perubahan enthalpi, dh , dihitung dalam dua tahap: pertama pada tekanan konstan, kemudian pada temperatur konstan.



Gambar 2.20. Arah perhitungan tekanan dan temperatur dari titik 1 ke titik 2



Perubahan total entalpi dihitung menggunakan :

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT + \int_{p_1}^{p_2} \left[v - T_2 \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right) \right] dp \quad (2.74)$$

Langkah pertama adalah terhadap perubahan entalpi untuk fluida ideal. Langkah kedua adalah ‘koreksi’ yang disyaratkan pada aliran nyata. *Solver* pada *software* CFX-5 menggunakan titik interpolasi bilangan konstanta atau *fixed number of interpolation points*, untuk membentuk tabel properti yang berisi akurasi estimasi terbaik untuk batas *upper* dan *ground*.

Catatan:

Bahwa di CFX-5, persamaan entalpi diatas dihitung saat *user* mendefinisikan nilai referensi *Variabel Tambahan*, sehingga perkiraan efek termodinamika dapat dimodelkan.

Jika hubungan densitas fluida didasarkan pada fluida ideal, maka perubahan entalpi statis berubah sesuai dengan rumus:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \quad (2.75)$$

Jika densitas fluida dan kapasitas panas spesifik adalah konstan maka perubahan pada entalpi statis berubah :

$$dh = c_p pT + \frac{dp}{\rho} \quad (2.76)$$

D. Konjugasi Heat Transfer

Software CFX-5 memiliki fasilitas untuk membuat wilayah solid, sehingga persamaan perpindahan panas dapat diselesaikan, tetapi tidak melalui aliran, dikenal sebagai perpindahan panas konjugasi atau *conjugate heat transfer* dan *solid regions*, secara umum dikenal sebagai *Solid Sub-domains*.



Dalam *Solid Sub-domains*, rumus kekekalan persamaan energi disederhanakan (karena tidak ada aliran didalam *solid* tersebut), jadi konduksi hanya merupakan bentuk perpindahan panas. Konduksi panas melalui benda *solid* mengikuti persamaan transport sebagai berikut:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \quad (2.77)$$

Dimana ρ , c_p and λ adalah densitas, kapasitas panas spesifik dan konduktivitas suhu *solid*.

E. Model Full Buoyancy

Untuk perhitungan aliran *buoyancy* dimana densitas adalah fungsi tekanan, temperatur atau variabel tambahan, maka digunakan model *full buoyancy*. *Full buoyancy* diimplementasikan dengan menambahkan *source term* terhadap persamaan momentum. *Source term* gaya *buoyancy* adalah fungsi variasi densitas lokal :

$$S_{M,buoy} = (\rho - \rho_{ref})g \quad (2.78)$$

F. Model Boussinesq

Untuk aliran *buoyant* yang bergerak akibat adanya perbedaan temperatur (*walaupun kecil*), maka variasi densitas dalam fluida terlalu kecil untuk mencegah pembulatan nilai *error* dalam perhitungan *source term*. Jika densitas dijaga sebagai konstanta, maka model Boussinesq digunakan dan *source term* diberikan oleh rumusan berikut:

$$S_{M,buoy} = (\rho - \rho_{ref})g \quad (2.79)$$

Sebagai fungsi dimana taksiran Boussinesq terhadap variasi densitas lokal didefinisikan:



$$\rho = \rho_0 \beta (T - T_{ref}) \quad (2.80)$$

Dimana β adalah *ekspansivitas thermal*, T_{ref} adalah temperatur referensi *Buoyancy* dan ρ adalah konstanta densitas fluida. Taksiran ini, berguna untuk kasus aliran dengan bilangan Mach rendah ($M < 0.1$), dimana perbedaan temperatur relatif kecil ($\beta (T - T_{ref}) < 0,1$).

Sumber Momentum dan Energy

A. Sumber Momentum

Sources (dan *sinks*) momentum tiap unit volume dapat ditentukan untuk *Sub-domains*. *Sources* dapat ditentukan secara langsung melalui komponen momentum secara individual:

$$\begin{aligned} S_{M,x} &= S_{spec,x} i \\ S_{M,y} &= S_{spec,y} j \\ S_{M,z} &= S_{spec} k \end{aligned} \quad (2.81)$$

Kuantitas $S_{spec,x}$ merupakan komponen momentum khusus. Tahanan fluida *isotropic* dapat ditentukan melalui penggunaan koefisien tahanan *linear* dan *quadratic* (C_{R1} dan C_{R2}). Komponen momentum *source* dimodelkan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} S_{M,x} &= -C_{R1} U_x - C_{R2} |U_x| U_x \\ S_{M,y} &= -C_{R1} U_y - C_{R2} |U_y| U_y \\ S_{M,z} &= -C_{R2} U_z - C_{R2} |U_z| U_z \end{aligned} \quad (2.82)$$

Korelasi antara *linear* dan *quadratic pressure drop*, dapat dimodelkan menggunakan formula dengan menghitung gradien *pressure drop* suatu model tahanan. Sebagai contoh, hubungan korelasi *pressure drop quadratic* :

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = K U_x^2 \quad (2.83)$$

Dapat di modelkan menggunakan koefisien *single quadratic resistance*, dimana

$$C_{R2} = K \quad (2.84)$$



Catatan:

Selama solusi, kecepatan diambil sebagai kecepatan fluida *superficial*, yakni kecepatan yang diselesaikan dengan kode. Kecepatan fluida melalui tahanan berbeda terhadap *volume/face area restrictions*, dan harus dimasukkan kedalam perhitungan ketika proses perhitungan nilai koefisien tahanan digunakan.

B. Sumber Energi

Sumber energi (*Sources of energy*) dapat ditentukan dengan *Sub-domains* melalui penentuan nilai *source* dan koefisien *source* linear:

$$S_E = S_{spec,E} + C_E T \quad (2.85)$$

Sources beberapa Variabel Tambahan yang telah ditentukan dapat diperoleh dari *Sub-domains* melalui penentuan nilai *source* dan koefisien *linear source*:

$$S_\Phi = S_{spec,\Phi} + C_{AV} \Phi \quad (2.86)$$

Model Turbulensi

A. Model Persamaan Zero

Model persamaan zero adalah suatu konsep sederhana *viskositas-eddy* yang menggunakan persamaan aljabar untuk menghitung kontribusi viskositas dari turbulensi *eddy*.

Turbulensi viskositas dimodelkan sebagai produk skala kecepatan turbulensi, U_t , dan skala panjang turbulensi, l_t , diperkenalkan oleh Prandtl dan Kolmogorov;

$$\mu_t = \rho \cdot f_\mu U_t l_t \quad (2.87)$$

Dimana f_μ adalah konstanta *proporsionalitas*. Skala kecepatan diambil untuk menjadi kecepatan maximum dalam domain fluida. Sedangkan skala panjang diturunkan menggunakan formula: (V_D = volume domain fluida)

$$l_t = \frac{V_D^{\frac{1}{3}}}{7} \quad (2.88)$$



B. Model $k-\varepsilon$

Model $k-\varepsilon$ (k -epsilon) menggunakan hipotesa viskositas-*eddy* untuk kondisi turbulen. Model $k-\varepsilon$ memperkenalkan dua variabel baru dalam system persamaan yakni :

k adalah energi kinetik turbulensi, didefinisikan sebagai varian fluktuasi dalam kecepatan dan berdimensi L^2T^{-2} , misal m^2/s^2 .

ε adalah laju pada dissipasi fluktuasi kecepatan dan memiliki k tiap unit waktu (L^2T^{-3}), misal m^2/s^3 .

Persamaan kontinuitas kemudian menjadi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (2.89)$$

dan persamaan momentum menjadi:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (2.90)$$

Dimana B adalah jumlah gaya pada body, μ_{eff} adalah perhitungan viskositas efektif untuk turbulensi, dan p' adalah tekanan yang telah dimodifikasi sehingga rumusan menjadi :

$$P' = P + \frac{2}{2} \rho k \quad (2.91)$$

Model $k-\varepsilon$, serupa dengan model persamaan zero, berbasis konsep viskositas eddy, sehingga :

$$2 - \mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2.92)$$

Dimana μ_t adalah viskositas turbulensi. Model $k-\varepsilon$ mengasumsikan bahwa viskositas turbulensi memiliki hubungan terhadap energi kinetik turbulensi dan dissipasi berdasarkan rumusan berikut:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.93)$$

Dimana C_μ adalah konstanta turbulensi.



Nilai k dan ε didapat dari persamaan *differential transport* untuk energi kinetik turbulensi dan laju dissipasi turbulensi adalah:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \nabla k \right) &= P - \rho \varepsilon \\ \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) &= \frac{\varepsilon}{k} (C_{\Lambda} P - C_s \rho \varepsilon) \end{aligned} \quad (2.94)$$

Dimana $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k dan σ_ε adalah konstanta. Maka untuk perhitungan P atau *produk shear terhadap turbulensi*, untuk aliran *incompressible* adalah:

$$P = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) \quad (2.95)$$

C. Model RNG k- ε

Model RNG k - ε adalah alternatif terhadap model k - ε standar. Berbasis pada analisa renormalisasi group persamaan *Navier-Stokes*. Persamaan transport turbulensi terbentuk dan dissipasi serupa dengan standar model k - ε , tetapi dengan konstanta model berbeda, konstanta $C_{\varepsilon 1}$ diganti dengan fungsi $C_{\varepsilon 1RNG}$. Sehingga persamaan *transport* untuk dissipasi turbulensi menjadi:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{\varepsilon RNG}} \nabla \varepsilon \right) = \frac{\varepsilon}{k} (C_{ARNG} P - C_{ARNG} \rho \varepsilon) \quad (2.96)$$

$$C_{\varepsilon 1RNG} = 1.42 - f_\eta \quad (2.97)$$

dimana:

$$f_\eta = \frac{\eta \cdot \left(1 - \frac{\eta}{4.38} \right)}{\left(1 + \beta_{RNG} \eta^3 \right)} \quad (2.98)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P}{\rho C_{\mu RNG} \varepsilon}} \quad (2.99)$$



D. Model Reynolds stress

Alternatif penggunaan model viskositas eddy di CFX-5 adalah model *differential Reynolds stress*, dimana persamaan *differential transport* diselesaikan secara individual untuk mencapai tiap komponen *Reynolds stress*. *Exact production term* dan pemodelan *inherent stress an-isotropies* memberikan hasil superior untuk aliran dengan kurva *streamline* dan dalam sistem yang berotasi. *Solver* pada *software* CFX-5 menyelesaikan persamaan *transport* dari *Reynolds stresses*:

$$\frac{\partial \overline{\rho u \otimes u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes \overline{u \otimes u}) = P + \phi - \left[\left(\mu + \frac{2}{3} c_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \nabla \right] \cdot (\overline{\rho u \otimes u}) - \frac{2}{3} \rho \varepsilon \delta \quad (2.100)$$

yang dapat ditulis dalam notasi indeks sebagai berikut :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \overline{\rho u_i u_j}) = P_{ij} + \phi_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{2}{3} c_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \overline{\rho u_i u_j}}{\partial x_k} \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon \rho \quad (2.101)$$

dimana ϕ adalah korelasi antara tekanan-strain, dan P , *exact production term*, yang didapat melalui:

$$P = -\rho (\overline{u \otimes u} (\nabla U))^T + (\nabla U) \overline{u \otimes u} \quad (2.102)$$

Sebagai dissipasi turbulensi nampak pada persamaan *individual stress*, suatu persamaan untuk menyelesaikan ε , sehingga bentuk akhir:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (c_A P - c_A \rho \varepsilon) + \nabla \cdot \left[\frac{1}{a_{RS}} \left(\mu + \rho C_{RS} \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \nabla \cdot \varepsilon \right] \quad (2.103)$$

Dalam persamaan tersebut, koefisien difusi *isotropic* awal diganti dengan formula *isotropic*, yang menambah *specified* pada model *Reynolds stress*.



- *Pressure-strain terms*

Term terpenting dalam model *Reynolds stress* adalah korelasi antara tekanan-*strain*, ϕ . Korelasi tekanan-*strain* dapat dinyatakan dalam bentuk umum .

$$\phi = \phi_1 + \phi_2 \tag{2.104}$$

Dimana

$$\begin{aligned} \phi_1 &= -\rho\varepsilon \left(C_{s1}u + C_{s2} \left(uu - \frac{1}{3}u \bullet u \delta \right) \right) \\ \phi_2 &= -C_{r1}Pu + C_{r2}\rho kS - C_{r3}\rho kS \sqrt{u \bullet u} \\ &+ C_{r4}\rho k \left(uS^T + Su^T - \frac{2}{3}u \bullet S \delta \right) \\ &+ C_{r5}\rho k (uW^T + Wu^T) \end{aligned} \tag{2.105}$$

Dan

$$\begin{aligned} u &= \frac{\overline{u \otimes u}}{k} - \frac{2}{3}\delta \\ S &= \frac{1}{2}(\nabla U + (\nabla U^T)) \\ W &= -\frac{1}{2}(\nabla U - (\nabla U^T)) \end{aligned} \tag{2.106}$$

Dalam formula ini, a adalah tensor *isotropic*, S adalah laju *strain* dan W adalah *vortisitas*. Bentuk umum ini dapat digunakan untuk model linear dan korelasi kuadratik dengan menggunakan nilai yang tepat untuk konstanta. Konstanta model dapat didata sebagai berikut :

Tabel 2.1. Nilai konstanta Untuk Tiap Model Pada Pressure Strain Terms.

Model	$C_{\mu R\epsilon}$	C_{s2}	C_b	C_{s1}	C_{u2}		
LRR-P	0.1152	1.10	0.22	1.45	1.9		
LRR-QI	0.1152	1.10	0.22	1.45	1.9		
SSG	0.1	1.36	0.22	1.45	1.83		
Model	C_{s1}	C_{s2}	C_{r1}	C_{r2}	C_{r3}	C_{r4}	C_{r5}
LRR-P	1.8	0.0	0.0	0.8	0.0	0.6	0.6
LRR-QI	1.8	0.0	0.0	0.8	0.0	0.873	0.655
SSG	1.7	-1.05	0.9	0.8	0.65	0.625	0.2



- *Different models*

Ada tiga *different Reynolds stress models* yang tersedia di CFX-5. Dikenal dengan nama LRR-IP, LRR-QI dan SSG. Tiap model memiliki konstanta *different model*. Model LRR-IP dan LRR-QI dikembangkan oleh Launder, Reece dan Rodi. “IP” melambangkan *Isotropisation of Production*, dan “QI” melambangkan *Quasi-Isotropic*. Pada model tersebut, hubungan tekanan-strain adalah linear. Model LRR-IP adalah versi termudah dengan keakuratan yang minim tetapi lebih stabil. Model SSG dikembangkan oleh Speziale, Sarkar and Gatski^[6]. Model ini menggunakan relasi kuadratik untuk korelasi tekanan-strain.

Pemodelan Aliran di Dekat Dinding (Wall)

Heat flux pada dinding dapat pula dimodelkan menggunakan pendekatan fungsi dinding. Caranya dengan mempergunakan asumsi seperti diatas, maka profil temperatur *non-dimensional* dekat dinding akan mengikuti suatu profil logaritma universal, dimana temperatur *non-dimensional*, T^+ , didefinisikan sebagai:

$$T^+ = \frac{\rho c_p u^* (T_w - T_f)}{q_w} \quad (2.107)$$

Dimana T_w adalah temperatur pada dinding, T_f adalah temperatur fluida (non-dimensi), c_p adalah kapasitas panas fluida dan q_w flux panas pada dinding.

Distribusi temperatur non-dimensi dmodelkan sebagai berikut :

$$T^+ = \frac{1}{2} \log(y + E) \quad (2.108)$$

Dimana konstanta model thermal berbeda terhadap momentum. Kombinasi dua persamaan akan mengarah pada bentuk sederhana untuk model *wall heat flux*:

$$q_w = \frac{\lambda}{y} (T_w - T_f) \left(\frac{y^+}{T^+} Pr \right) \quad (2.109)$$

dimana λ adalah konduktivitas thermal fluida dan Pr adalah bilangan *fluid*

$$Prandtl, \quad Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (2.110)$$



Model *wall function* untuk T^+ juga dimodifikasi dalam wilayah *laminar sub-layer*.

Boundary condition

A. Inlet (subsonic)

- *Massa dan Momentum*

Magnitude kecepatan *inlet* ditentukan dan arah diambil normal terhadap boundary. Batasan arah mensyaratkan bahwa, D_i , parallel terhadap *boundary surface normal*, yang dihitung pada tiap *element face* pada *Inlet boundary*.

- *Komponen Kecepatan Cartesian*

Komponen kecepatan *boundary* ditetapkan, dengan *non-zero resultant* kedalam domain.

$$U_{Inlet} = U_{Spec}j + W_{Spec}k \quad (2.111)$$

- *Tekanan Total*

Tekanan Total, p_{tot} , untuk fluida *incompressible* didefinisikan sebagai

$$P_{tot} = P_{stat} + \frac{1}{2}\rho U^2 \quad (2.112)$$

dan ditentukan menggunakan tekanan total relatif dari arah aliran.

Catatan :

Saat ini perhitungan g diatas hanya dilakukan, dimana C_p adalah konstanta. Di kasus lain, g diatur pada nilai 1.4. Jika anda menggunakan ekspresi untuk C_p , maka anda harus secara manual menambah nilai g menggunakan parameter ahli “*Specific Heat Ratio*”.



Batas normal terhadap pilihan *boundary* adalah sama seperti pada pilihan kecepatan normal (*normal speed*). Secara alternatif, vektor arah dapat ditentukan secara eksplisit menggunakan tiga komponen. Pada kedua kasus *boundary* aliran massa adalah suatu hasil implisit simulasi aliran.

- *Laju Aliran Massa*

Batas laju aliran massa, ditentukan sepanjang arah komponen. Dimana *influx* massa dihitung menggunakan rumus

$$\rho U = \int_s \frac{\dot{m}}{dA} \quad \text{dan} \quad \int_s dA$$

yang merupakan integrasi luasan *boundary surface* pada suatu resolusi mesh yang diberikan. Area tersebut berbeda dengan resolusi mesh karena resolusi mesh menentukan bagaimana *boundary surface* diselesaikan. Nilai ρU dijaga tetap konstan diatas seluruh *boundary surface*.

- *Turbulensi*

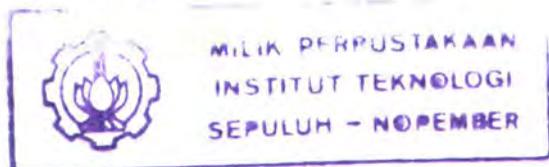
Untuk model turbulensi $k-\varepsilon$ dan model *Reynolds stress* kuantitas turbulensi *Inlet*, k dan ε , ditentukan secara langsung atau dihitung menggunakan skala distribusi pada *Inlet* dengan mengacu pada intensitas turbulensi, I , dimana:

$$I = \frac{u}{U} \quad (2.113)$$

Aliran *Inlet* k dan ε melibatkan *advection* dan *diffusion*.

$$\begin{aligned} Q_{Inlet}^k &= Q_{advect}^k + Q_{diffus}^k \\ Q_{Inlet}^\varepsilon &= Q_{advect}^\varepsilon + Q_{diffus}^\varepsilon \end{aligned} \quad (2.114)$$

Aliran *advection* dievaluasi menggunakan perhitungan nilai *Inlet* k dan ε ,





$$\begin{aligned} Q_{advet}^k &= \dot{m} k_{spec} \\ Q_{advet}^\varepsilon &= \dot{m} \varepsilon_{spec} \end{aligned} \quad (2.115)$$

Assumsi aliran diffusi diabaikan dan dibandingkan terhadap *advection*, dan ekuivalen/mendekati zero.

⇒ Intensitas Default dan Skala Panjang Autocompute

Ketika intensitas turbulensi *Inlet* dipilih, maka nilai diatur mendekati:

$$I = \frac{u}{U} = 0.037 \quad (2.116)$$

dengan suatu nilai taksiran untuk aliran pipa internal. Energi turbulensi *inlet* dihitung menggunakan:

$$k_{Inlet} = \frac{3}{2} I^2 U^2 \quad (2.117)$$

dan dissipasi turbulensi dihitung menggunakan:

$$\varepsilon_{Inlet} = \rho C_\mu \frac{k^2}{\mu_t} \quad (2.118)$$

dimana :

$$\mu_t = 1000 I \mu \quad (2.119)$$

⇒ Intensitas dan Autocompute Length Scale

Intensitas turbulensi ditentukan secara langsung dan distribusi k dan ε pada perhitungan *inlet* menggunakan hubungan *Default Intensity* dan pilihan *Autocompute Length Scale*.

⇒ Intensity dan Length Scale

Intensitas turbulensi dan *length scale* ditentukan pada langkah awal perhitungan.

Energi kinetik turbulensi dan dissipasi dihitung menggunakan rumus:

$$k_{Inlet} = \frac{3}{2} I^2 U^2 \quad (2.120)$$

dan



$$\varepsilon_{Inlet} = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_t} \quad (2.121)$$

- *k dan Epsilon*

Baik k dan ε ditentukan secara langsung:

$$k_{Inlet} = k_{spec} \quad \text{dan} \quad \varepsilon_{Inlet} = \varepsilon_{spec}$$

Ketika model *Reynolds stress* digunakan, *boundary conditions* inlet ditentukan dengan opsi turbulensi serupa untuk model k - ε , dan *stress tensors* diekstrak menggunakan nilai perhitungan k . Ini dilakukan dengan sumsi bahwa *boundary* inlet menjadi *isotropic* dengan memperhatikan *Reynolds stresses*, komponen *normal stress* dan komponen *shear stress* mendekati nilai zero.

$$u_x u_x = u_y u_y = u_z u_z = \frac{1}{3} k \quad (2.122)$$

- *Heat Transfer*

(1) Temperatur Static

Temperatur *Inlet Static* ditentukan menggunakan rumus,

$$T_{statInlet} = T_{spec} \quad (2.123)$$

Aliran energi *inlet* mencakup *advection* dan *diffusion*,

$$Q_{Inlet} = Q_{advect} + Q_{diffus} \quad (2.124)$$

Aliran energi *advection* merupakan fungsi entalpi total spesifik, h_{tot}

$$Q_{advect} = \dot{m} h_{tot} \quad (2.125)$$

dimana h_{tot} dihitung dari entalpi statis spesifik, h_{stat} , dan kecepatan *boundary* pada *inlet*,

$$h_{tot} = h_{stat} + \frac{1}{2} U^2 \quad (2.126)$$

Entalpi statis dihitung menggunakan nilai T_{spec} yang telah ditentukan, nilai *boundary* U dan p , dan hubungan termodinamika $h = h(p, T)$ pada fluida. Evaluasi



U bergantung pada keaslian spesifikasi momentum dan massa untuk *boundary condition*. Dan aliran energi *inlet* melalui diffusi diasumsikan dapat diabaikan untuk kondisi *advection*, dan mendekati *zero*.

(2) Temperatur Total

Boundary advection dan *diffusion terms* untuk temperatur total yang telah ditentukan, dievaluasi dengan seksama seperti pada penentuan temperatur statis, kecuali temperatur statis secara dinamis dihitung dari definisi temperatur total,

$$T_{tot,Inlet} = T_{spec} \quad (2.127)$$

Sedangkan untuk fluida dengan konstanta kapasitas panas:

$$T_{stat,Inlet} = T_{tot,Inlet} - \frac{U^2}{2c_p} \quad (2.128)$$

- *Variable Tambahan*

Nilai variable Tambahan ditentukan secara eksplisit pada *inlet*.

$$\phi_{Inlet} = \phi_{spec} \quad (2.129)$$

Aliran *inlet* Φ mencakup *advection* dan *diffusion*,

$$Q_{Inlet}^{\Phi} = Q_{advect}^{\Phi} + Q_{diffus}^{\Phi} \quad (2.130)$$

dan kuantitas *advection* dievaluasi menggunakan nilai Φ ,

$$Q_{advect}^{\Phi} = \dot{m}\Phi_{spec} \quad (2.131)$$

Aliran diffusi pada inlet diassumsikan dapat diabaikan sebagai pembanding *advection*, dan mendekati zero.

B. Outlet (subsonic)

- *Tekanan Statis uniform*

Tekanan statis relatif pada *Outlet boundary* didapat sebagai berikut :

$$P_{stat,Outlet} = P_{spec} \quad (2.132)$$



- *Normal Speed Out*

Magnitude kecepatan pada *outlet* ditentukan dan arah diambil normal terhadap *boundary* pada resolusi *mesh*.

⇒ **Komponen kecepatan Cartesian**

Komponen kecepatan *boundary* ditentukan, melalui hasil resultan non-zero (tidak nol).

$$U_{Outlet} = U_{spec} i + V_{spec} j + W_{spec} k \quad (2.133)$$

⇒ **Tekanan Statis rata-rata**

Outlet Relative Static Pressure persamaannya adalah

$$P_{av} = \frac{1}{A_s} \int P dA \quad (2.134)$$

⇒ **Mass Flow Rate out**

Distribusi massa di daerah Outlet ditentukan oleh aliran total masa yang dinyatakan dalam persamaan:

$$\dot{m} = \rho A F \quad (2.135)$$

dimana nilai F dihitung sehingga:

$$\dot{m}_{tot} = \sum_{all} \dot{m} \quad (2.136)$$

dan hasil akhirnya adalah mencakup seluruh elemen permukaan *boundary* dimana *total mass flow*-nya adalah *desired*. Sehingga F dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F = \frac{\dot{m}_{tot}}{\sum_{all} \rho A U} \quad (2.137)$$

Umumnya, F lebih besar dari atau kurang dari *unity*.



⇒ Turbulence, Heat Transfer and Additional Variables

Untuk nilai perhitungan scalar, CFX-5 Solver menggunakan batasan konstanta gradien (*generally non-zero*) di Outlet boundary.

- *Heat Transfer*

(1). **Temperatur Statis**

Temperatur statis ditentukan pada *Opening boundary*: $T_{stat,Opening} = T_{spec}$

(2). **Additional Variables**

Nilai Variabel Tambahan ditentukan pada *Opening boundary*: $\Phi_{Opening} = \Phi_{spec}$

C. Wall

- *No Slip (Stationary)*

Kecepatan fluida pada *Wall boundary* diatur mendekati *zero*, sehingga *boundary condition* untuk kecepatan menjadi:

$$U_{Wall} = 0 \quad (2.138)$$

- *Free Slip*

Dalam kasus ini, komponen kecepatan parallel terhadap Wall, memiliki nilai *finite* (yang dihitung), tetapi kecepatan normal terhadap Wall, dan *wall shear stress*, diatur mendekati *zero*:

$$\begin{aligned} U_{n,Wall} &= 0 \\ \tau_w &= 0 \end{aligned} \quad (2.139)$$

- *No Slip (Moving)*

Untuk kasus berikut, fluida pada *Wall boundary* bergerak pada kecepatan yang sama *Wall*. Sehingga, *boundary condition*:

$$U_{Wall} = U_{spec}j + V_{spec}j + W_{spec}k \quad (2.140)$$



- *Counter Rotating Wall*

Untuk simulasi *rotating frame*, *Wall boundary* dapat di tentukan sebagai *counter-rotating* dengan mempertimbangkan rotasi domain. Dalam kasus ini, fluida pada *Wall boundary* bergerak dengan kecepatan:

$$U_{wall} = -\omega R \quad (2.141)$$

Dimana R adalah jarak radial dari axis rotasi terhadap *Wall*.

- *Turbulensi*

Perlakuan *Wall boundary conditions* untuk aliran turbulen adalah sama seperti aliran laminar, kecuali untuk *No Slip*.

- *Perpindahan panas*

Adiabatic Wall boundary condition tidak memungkinkan terjadinya perpindahan panas pada *Wall boundary*:

$$q_{wall} = 0 \quad (2.142)$$

(1) Fixed Temperature

Temperatur *static* ditentukan pada *wall boundary*:

$$T_{statWall} = T_{spec} \quad (2.143)$$

(2) Heat Flux

Heat flux pada *Wall boundary* ditetapkan sebagai:

$$q_{Wall} = q_{spec} \quad (2.144)$$

Koefisien perpindahan panas *Heat flux* pada *Wall boundary* dihitung menggunakan:

$$q_w = h_c (T_s - T_p) \quad (2.145)$$



Dimana h_c adalah koefisien perpindahan panas pada sisi dalam (telah ditentukan), T_s adalah temperatur *outside*, (yakni *outside* Domain Fluida) dan T_p adalah temperatur pada *internal near-wall boundary element centre node*.

- *Variabel Tambahan*

Opsi untuk penentuan kuantitas Variabel Tambahan pada *Wall boundaries* adalah analogi terhadap perpindahan panas.

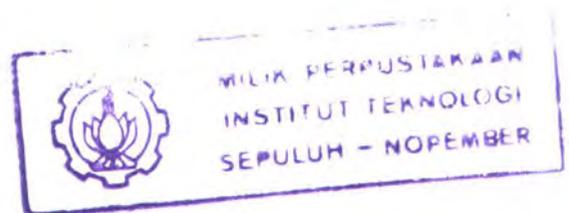
- *Bidang Simetri*

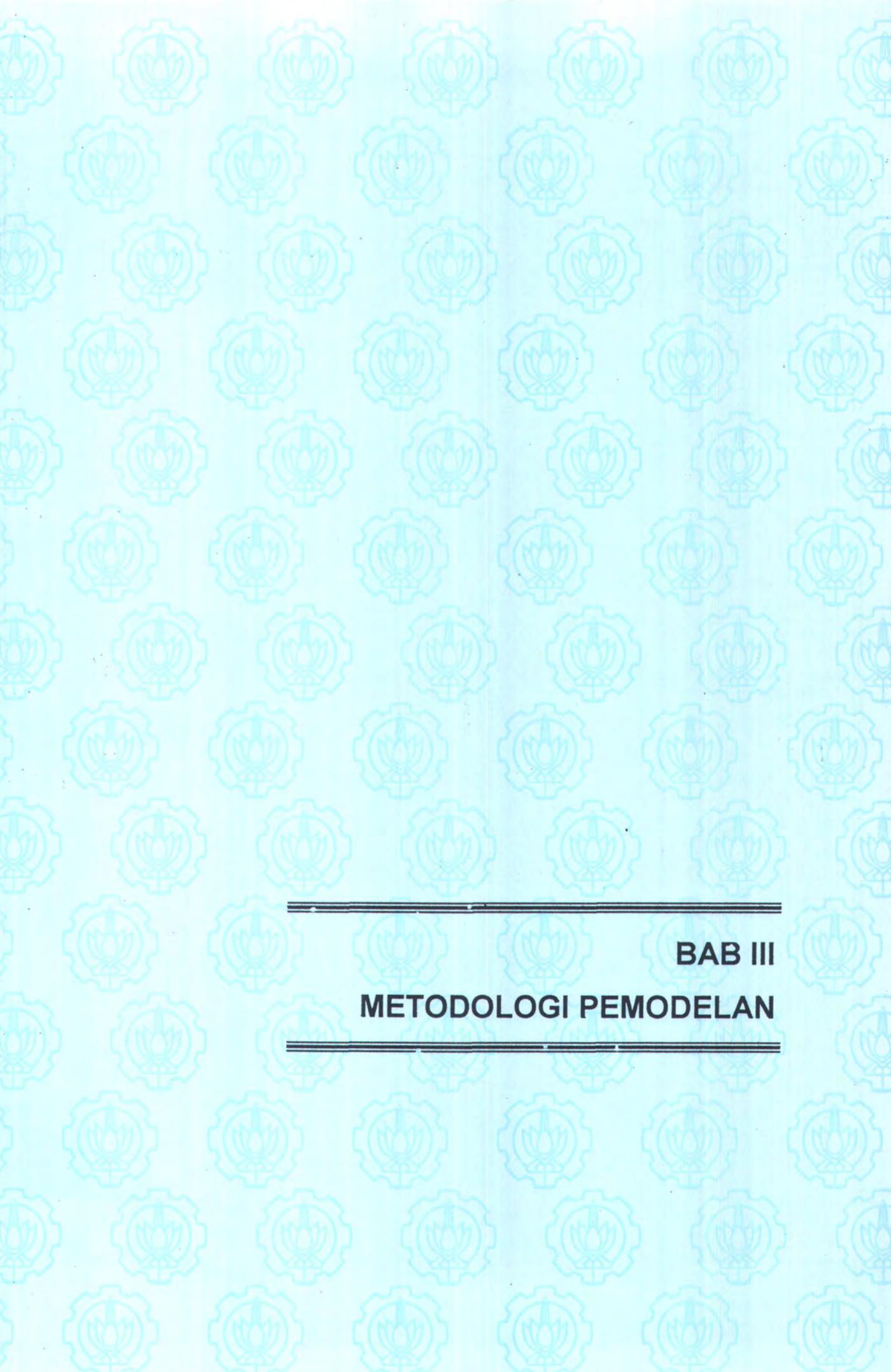
Bidang Simetri *boundary condition* membebaskan pembatas dengan ‘cermin’ aliran pada kedua sisi. Sebagai contoh, komponen kecepatan normal pada *boundary* bidang simetri diatur mendekati zero:

$$U_n = 0 \quad (2.146)$$

dan gradien normal variable scalar terhadap *boundary* juga di atur mendekati zero:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (2.147)$$





BAB III
METODOLOGI PEMODELAN



BAB III

METODE PEMODELAN

III.1. Studi Literatur

Studi literatur merupakan langkah awal yang harus dilakukan agar penelitian yang dilakukan dapat mencapai tujuan yang diinginkan. Khususnya dalam hal ini adalah hal-hal yang berhubungan dengan penelitian mengenai interaksi antar silinder yang disusun secara staggered atau tandem dengan adanya variasi sudut datang arus dan gelombang sebagai beban hidrodinamisnya. Berdasarkan hasil studi literatur ini diperoleh informasi bahwa hasil penelitian-penelitian mengenai interaksi antar silinder pada kasus stabilitas sistem konstruksi fixed bangunan lepas pantai terhadap gaya transversal akibat beban gelombang dan arus masih sangat terbatas dan umumnya kurang menjadi perhatian utama dalam perencanaan konstruksi.

Dengan keterbatasan tersebut penulis akan tetap berusaha mendapatkan informasi-informasi yang berhubungan dengan materi penelitian sehingga dapat memberikan kontribusi atau masukan terhadap pengujian dan perbandingan eksperimen yang dilakukan hasil penelitian dengan metode lain. Juga dapat memperjelas dasar pemikiran dan teori yang akan digunakan serta langkah-langkah yang perlu dilakukan pada saat pengujian atau eksperimen. Sehingga studi literatur ini sangat menentukan jalannya penelitian untuk mendapatkan hasil eksperimen atau pengujian seperti yang diinginkan dengan menggunakan metode lain. Adapun metode yang digunakan dalam pemodelan ini adalah dengan mensimulasikan model penelitian pada software **CFX**.



III.2. Langkah Pemodelan

Konsep design yang akan dipakai sebagai standart acuan pemodelan adalah *numerical modeling* (Lampiran 13) dari **Indiyono Thesis** (1996). Namun pemodelan yang akan dilakukan untuk penelitian ini digunakan software yang dinamakan **CFX**

5.4.1. Pada software tersebut dimiliki sebuah internal software yang disebut *pre-processor*. *Pre-processor* ini dinamakan **CFX Builds** dan berfungsi sebagai alat bantu untuk memodelkan bentuk geometri silinder. Dengan mengacu pada data yang ada maka dapat dibuat bentuk geometri model untuk kasus satu silinder dan dua silinder. Sedangkan *processor* dan *post-processor*-nya terdapat pada software **CFX** sendiri yaitu **CFX Solver Manager** dan **CFX Visualisasi**. Adapun meshing yang digunakan dalam pemodelan geometri model dengan menggunakan software **CFX Builds** adalah *metode meshing volume* atau *FVM (Finite Volume Method)*.

CFX 5.4.1 disini menyediakan fasilitas untuk proses analisa *fluid dynamic* melalui 3 tahapan yang telah tersebut diatas yakni *pre-processor*, *processor*, *post-processor*. Pada langkah pemodelan yang pertama yaitu pada *pre-processor*, langkah yang dilakukan adalah:

1. Geometri Modelling
2. Fluid Domain
3. Boundary Conditions
4. Initial Conditions
5. Meshing
6. Solver Control
7. Definition File

Dalam hal ini masukan data untuk beberapa langkah tersebut, disesuaikan dengan kondisi obyek yang akan dianalisa dan batasan masalah yang ada. Berikut ini akan diuraikan mengenai langkah pemodelan diatas:



III.2.1. Pemodelan Geometri Silinder Pada CFX

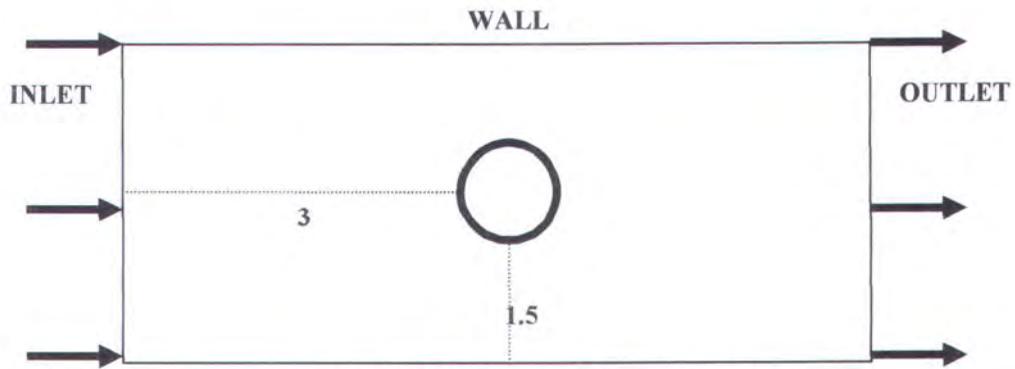
III.2.1.a. Satu Silinder

Untuk pemodelan pada satu silinder, maka dibuat geometri satu silinder dengan ukuran yang sudah ditentukan sebelumnya yakni satu silinder dengan diameter (ϕ) = 1 meter dan panjang $L = 0.5$ meter.. Skala yang digunakan dalam pemodelan geometri ini adalah 1 : 1. Untuk kasus satu silinder ini, variasi nilai Re yang akan dipakai sebagai faktor nilai validasi dari (Indiyono, 1996) adalah **5000, 10000, 15000, 50000, 100000, 150000, 200000, 300000, 600000, 1000000**. Berdasarkan rumusan dan validasi nilai Re dan nilai ν (viskositas kinematis air) tersebut maka untuk tiap-tiap nilai Re didapatkan kecepatan steady fluida yaitu sebesar **0.0556 m/s, 0.0112 m/s, 0.0168 m/s, 0.056 m/s, 0.112 m/s, 0.168 m/s, 0.224 m/s, 0.34 m/s, 0.67 m/s, 1.12 m/s**.

Tabel 3.1. Variasi Re dan Kecepatan pada kasus 1 silinder (Steady)

Re	ν (m ² /s)	D (m)	V (m/s)
5000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.0056
10000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.0112
15000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.0168
50000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.056
100000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.112
150000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.168
200000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.224
300000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.34
600000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	0.67
1000000	$1,12 \times 10^{-6}$	1	1.12

Berdasarkan data diatas maka percobaan secara numerik pada software **CFX** akan dilakukan sebanyak 10 kali untuk masing-masing kecepatan dengan kondisi aliran *steady*.



Gambar 3.1. Geometri kasus 1 silinder

Dalam tahap ini pemodelan akan dibagi menjadi 2 bagian yaitu pemodelan pada *silinder*-nya sendiri dan pada *wall*. Kedua kondisi tersebut akan didefinisikan sebagai *Solid Silinder* dan *Solid Wall*. Kedua geometri solid ini akan digabungkan menjadi *Solid 1*.

Sedangkan pada keadaan *oscillatory flow*, variabel yang digunakan sebagai faktor validasi adalah dari variasi nilai Keulegan-Carpenter (KC) dan variasi nilai KC disini adalah 5 – 30. Sehingga dari faktor nilai KC tersebut berdasarkan rumusan maka didapatkan nilai kecepatan maximum (*velocity amplitude*) fluida untuk keadaan *oscillatory flow* adalah :

Tabel 3.2. Variasi Re dan Kecepatan pada kasus 1 silinder (Oscillatory)

KC	T (detik)	D (m)	Vm (m/s)
5	9,1	1	0,55
10	9,1	1	1,09
15	9,1	1	1,65
20	9,1	1	2,19
25	9,1	1	2,74
30	9,1	1	3,29

Dari data diatas maka dapat diketahui bahwa percobaan yang akan dilakukan untuk kondisi aliran *oscillatory flow* adalah sebanyak 6 kali.



III.2.1.b. Dua Silinder

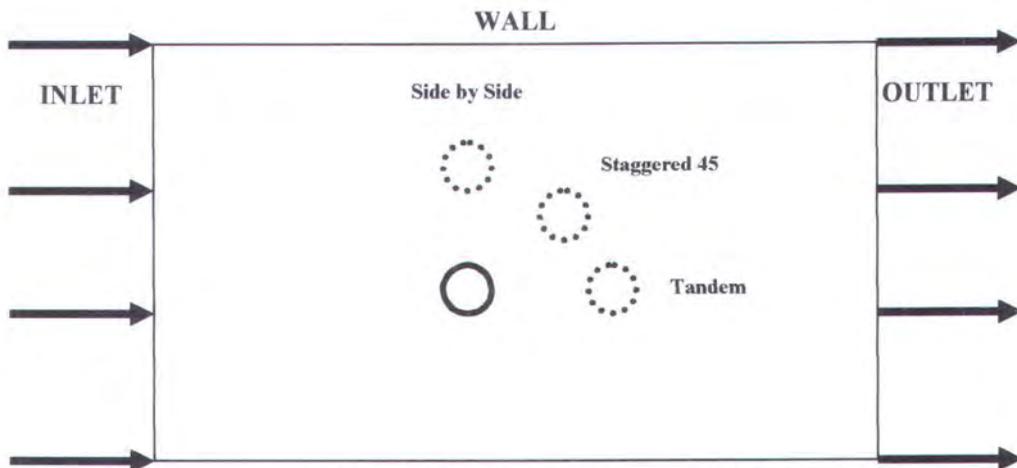
Untuk pemodelan pada satu silinder, maka dibuat geometri satu silinder dengan ukuran yang sudah ditentukan yakni satu silinder dengan diameter (ϕ) = 1 meter dan panjang tiap silinder (L) = 0.5 meter. Skala yang digunakan dalam pemodelan geometri ini adalah 1 : 1. Sebagaimana pada pemodelan satu silinder, pada pemodelan dua silinder ini mempunyai langkah-langkah sama dengan pemodelan satu silinder. Hanyasanya pada kasus dua silinder ini letak *upstream cylinder* dan *downstream cylinder* membentuk sudut 0° , 45° , 90° terhadap aliran arus. Dengan perkataan lain bahwa susunannya adalah *Tandem*, *Side by Side* dan *Staggered Arrangement* dengan variasi jaraknya adalah $1D - 4D$.

Pada kasus ini variasi nilai Re yang digunakan sebagai faktor validasi (Zdravkovich, 1977) untuk setiap susunannya adalah **3000, 65000, 114000, 163000, 300000, 1000000**. Dari variasi nilai Re tersebut maka berdasarkan rumusan didapatkan variasi nilai kecepataannya untuk keadaan steady flow pada masing-masing Re adalah sebagai berikut :

Tabel 3.3. Variasi Re dan Kecepatan pada kasus 2 silinder

Re	v	D (m)	V (m/s)
3000	0,00000112	1	0,003
65000	0,00000112	1	0,073
114000	0,00000112	1	0,128
163000	0,00000112	1	0,183
300000	0,00000112	1	0,34
1000000	0,00000112	1	1,12

Berdasarkan data diatas maka variasi percobaan yang akan dilakukan untuk masing-masing susunan dengan variasi jaraknya $1D - 4D$ adalah sebanyak 24 kali.



Gambar 3.2. Geometri kasus 2 silinder

III.2.2. Penentuan Fluid Domain

Fluid Domain adalah model fisik fluida untuk analisa CFD. Geometri volume fluida dan daerah kerjanya dibuat pada tahap ini. Menu domain option yang dipilih untuk masukan data adalah:

- Tekanan : 101300 Pa
- Tipe Simulasi : Steady State (*Steady flow*)
: Transient (*Oscillatory flow*)
(Timestep = 0,91 dan Time Duration = 18,2)
- Domain motion : Stationary

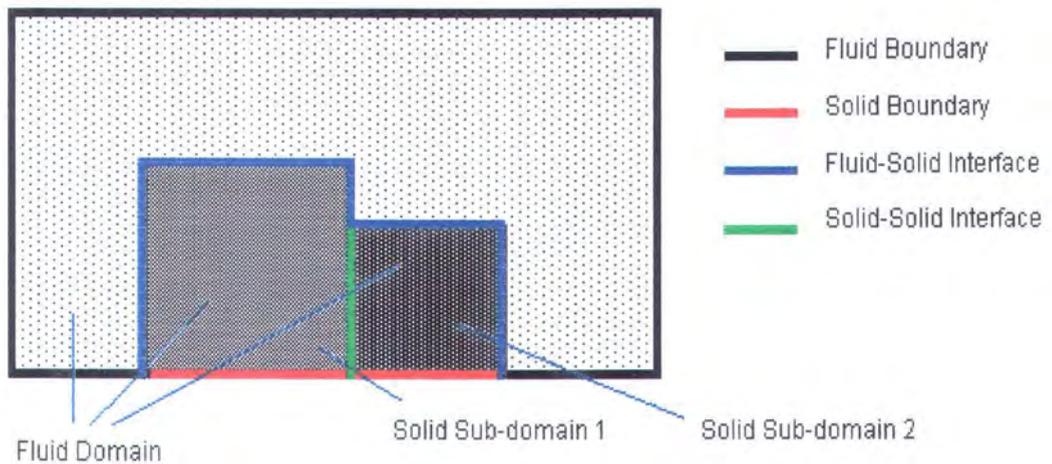
Sedangkan domain option untuk model fluida maka yang dipilih yaitu:

- Turbulence Model : k-epsilon
- Heat Transfer Model : No Heat Transfer
- Bouyancy Model : Non-Bouyancy

III.2.3. Penentuan Boundary Condition

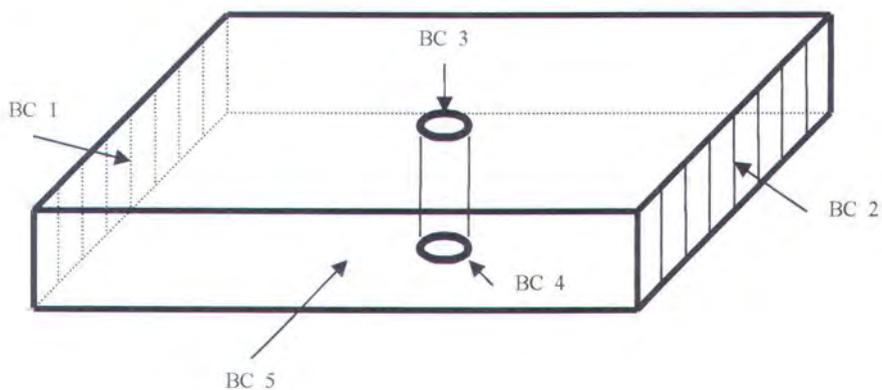
Boundary condition pada CFD digunakan untuk menentukan sifat atau kondisi dari *surface* di Fluid Domain dan Sub-Fluid Domain. Untuk uji aliran fluida dengan menggunakan CFD, penentuan variabel *boundary condition* disini sangat berperan. Dari bentuk geometri silinder dan tunnel (solid dan surface) yang telah

dibuat pada tahap *Geometri Modelling*, langkah selanjutnya adalah penentuan *Boundary Condition*. Gambar 3.3 menunjukkan cara menentukan boundary condition untuk tipe *fluid boundary*, *solid boundary*, *fluid-solid interface*, *solid-solid interface*.



Gambar 3.3. Cara menentukan *boundary condition*

Sedangkan model percobaan untuk penelitian pada bentuk silinder dapat dilihat pada gambar 3.4, dengan *boundary condition* yang telah ditentukan pada tabel 3.4 yakni:



Gambar 3.4. Geometri model percobaan secara universal





Tabel 3.4. Identifikasi Boundary Condaton pada model silinder

Boundary Condition	Nama	Jenis	Geometri	Tipe
Boundary Condition 1	Inlet	<i>Fluid Boundary</i>	Surface	INLET
Boundary Condition 2	Outlet	<i>Fluid Boundary</i>	Surface	OUTLET
Boundary Condition 3	Wall	<i>Fluid Boundary</i>	Surface	WALL
Boundary Condition 4	Default	<i>Fluid Boundary</i>	Surface	WALL
Boundary Condition 5	Default	<i>Fluid Boundary</i>	Surface	WALL

Dari kelima boundary condition diatas sudah dikenali oleh CFX-nya sendiri karena pada CFX boundary condition yang disediakan adalah tipe inlet, outlet, opening, wall, components model dan additional variabel detail.

- **Inlet**

Tipe Inlet dan data yang akan digunakan untuk dipilih pada geometri *Inlet* adalah:

Flow Regime : Subsonic

Mass and Momentum : Normal Speed ($V =$ berdasarkan Re)

Heat Transfer : -

Temperature : $16^{\circ} C$

- **Outlet**

Tipe Outlet dan data yang akan digunakan untuk dipilih pada geometri *outlet* adalah:

Flow Regime : Subsonic

Mass and Momentum : Static Pressure (0.0)

- **Wall (Silinder)**

Tipe wall dan data yang akan digunakan adalah:

Wall type : Exterior wall

Wall influence on wall : No slip (stationey)

Wall roughness : Smooth wall

Heat transfer : -



III.2.4. Initial Condition

Initial Condition disini merupakan tahapan atau kondisi awal yang diperlukan pada model berupa masukan data yang akan digunakan sebagai variabel iterasi pada perhitungan *steady state* atau *transient*. Adapun variabel yang dimasukkan dalam tahap ini adalah kecepatan awal fluida.

III.2.5. Meshing Geometri

Meshing geometri merupakan faktor utama dalam proses iterasi yang akan dilakukan sehubungan dengan pemodelan aliran fluida dengan menggunakan CFD. Meshing disini hanya mengikuti default software CFX yang selalu berubah secara *automatic*, artinya menyesuaikan dengan kondisi input data sebelumnya. Pada bagian ini, model *diskritisasi* CFD yang harus disempurnakan adalah membangun *mesh* dimana proses ini sangat menentukan cepat lambatnya proses iterasi di *Solver*. Untuk analisa CFD, pada software CFX ini diberikan 2 macam pembuatan bentuk mesh yaitu:

1. *Advancing Front and Inflation (AFI)*

Meshing yang dibentuk melalui software CFX-Build.

2. *Volume Mesh Import*

Meshing yang didapatkan dari software lain, seperti FLUENT, FLOW-3D, PATRAN dll.

Pada software CFX ini, *meshing* pada CFX-Build digunakan berdasarkan diskritisasi elemen triangular/tetrahedral. Sedangkan pada software CFX 5 Solver mampu menganalisa bentuk elemen 3D termasuk elemen prismatic, pyramidal, hexahedral dan *hybrid mesh* yaitu memakai lebih dari elemen-elemen tersebut dalam satu geometri. Dalam percobaan ini yang perlu diperhatikan adalah:



1. Set mesh parameter

Pada tahapan ini, data yang dipakai bisa mengikuti *default* dari software namun kurang *smooth* untuk analisa fluidanya. Oleh karena itu untuk konfigurasi pemodelan percobaan ini maka perlu modifikasi pada tahapan ini yakni pada *volume mesh spacing* dan *surface mesh spacing*.

Volume mesh spacing umumnya untuk menentukan *edge length* yang akan digunakan untuk skala maksimum *background volume mesh*. Nilai *default*-nya sebesar 0,25 (2,5 %) dari ukuran geometri model. Sedangkan pada *surface volume mesh* terdapat 4 pilihan yaitu:

- *Use Volume Spacing*
- *Angular Resolution*
- *Relatif Error*
- *Constant*

Pada percobaan ini *volume mesh spacing* digunakan maksimum *edge length* sebesar **0.15** (1,5%) untuk model 1 silinder dan **0.2** (2%) untuk model 2 silinder. Hal ini ditujukan untuk mendapatkan bentuk geometri *meshing* yang halus pada model silinder.

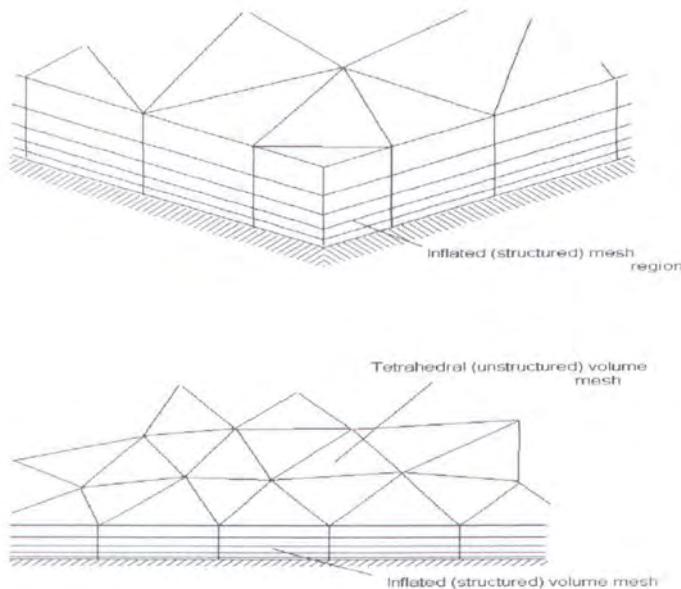
2. Set inflation parameter

Di daerah dekat dinding solid (*wall*), efek *boundary* akan menyebabkan timbulnya gradient kecepatan lebih dari normalnya untuk *surface*. Untuk analisa numeriknya, efisiensi *mesh* pada daerah tersebut dibutuhkan *aspect ratio* yang tinggi per elemennya. Jika tetrahedral yang digunakan dengan *surface mesh* yang halus, yang perlu dihindari adalah munculnya distorsi elemen tetrahedral pada *surface*, seperti terlihat pada gambar 3.5.



Oleh karena itu untuk amannya maka digunakan *triangular meshing* pada kasus silinder ini karena mampu menyelesaikan distorsi elemen pada dinding *surface* pada *gradient* kecepatannya. Untuk itu data inputan yang digunakan untuk menyelesaikan masalah ini maka mengikuti *default*-nya yaitu:

- *Number of layer* : 5
- *Geometri Expansion Factor* : 1.3
- *Inflation Thickness Multiplier* : 1
- *Advanced Quality Checking* :
 - a. *Number of spreading interaction* : 0
 - b. *Minimum Internal Angel (degrees)*: 2.5



Gambar 3.5. Struktur Inflated volume mesh

3. Mesh Control

Mesh control berfungsi sebagai optimalisasi bentuk *meshing*. Bentuk silinder yang dimodelkan pada tunnel, untuk mengoptimalkan dan efisiensi *meshing* semua titik, tidak diperlukan *meshing* yang tinggi atau halus. Dengan menggunakan *mesh control* kita dapat menentukan daerah *surface* yang



dibuat tinggi jumlah *mesh*-nya. Terdapat 4 tipe bentuk *mesh* yang ada pada CFX-Build yaitu:

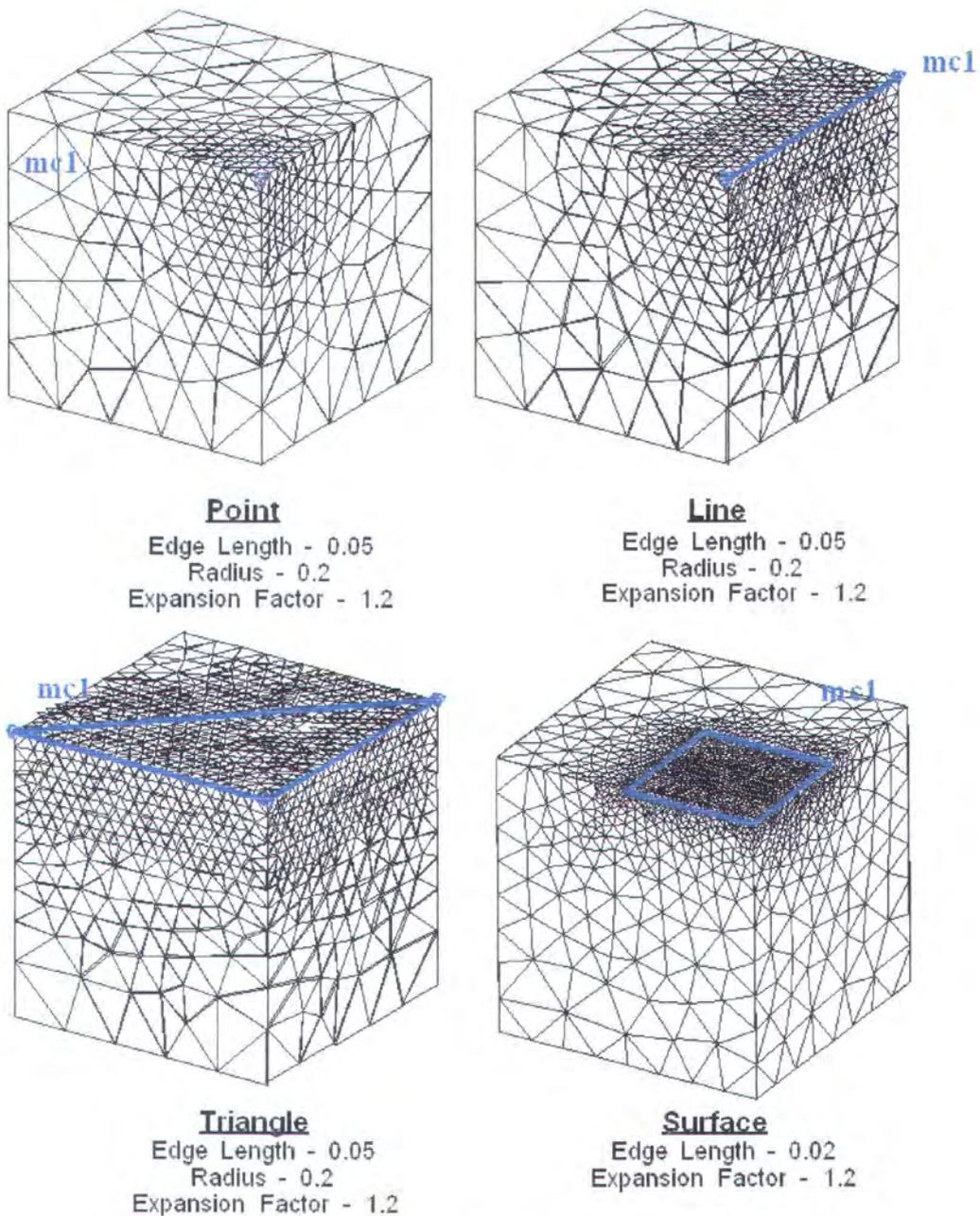
- *Type Point*
- *Type Line*
- *Type Triangle*
- *Type Surface*

Pada gambar 3.6 ditunjukkan bentuk *meshing* berdasarkan ke empat tipe tersebut diatas.

4. Inflated Boundary

Pada tahapan ini kita menentukan *surface* yang akan dipilih untuk menjadi daerah *boundary condition*. Data inputan yang perlu dilakukan adalah menentukan tipe *inflation*. CFX-Build memberikan dua tipe untuk *inflated boundary*, yaitu *boundary condition* dan *surfaces*. Pada tahap ini, nilai *maksimum thickness* akan muncul mengikuti *default* berdasarkan inputan data sebelumnya namun nilai ini bisa dimodifikasi sesuai kebutuhan.

Pada kasus percobaan silinder ini, *inflated boundary* menggunakan tipe *boundary condition*. Di tipe ini yang akan dipilih adalah tipe geometri dengan *fluid boundary* jenis dinding (*wall*). Model geometri silinder di CFX-Build terdapat tiga tipe *surface* dengan jenis *wall* yaitu untuk *surface*: *ground*, *upper* dan *wall tunnel*.



Gambar 3.6. Empat (4) Tipe bentuk *mesh control*

III.2.5. Solver Manager

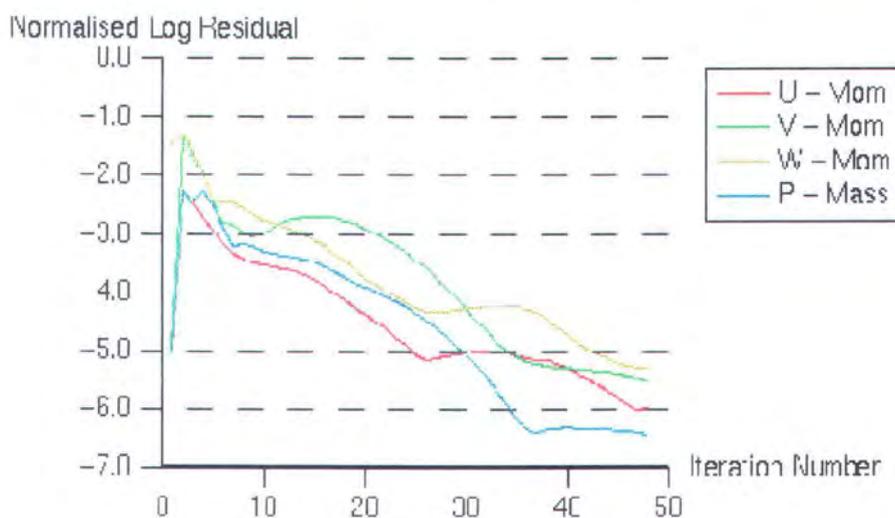
Tahapan ini digunakan untuk menentukan *step iteration* yang diinginkan. *Step iteration* di CFX tersedia antara 10-1000. Pada percobaan kali ini, *step iteration* yang dipakai adalah 30-40 kali dengan metode timestep bernilai 1.



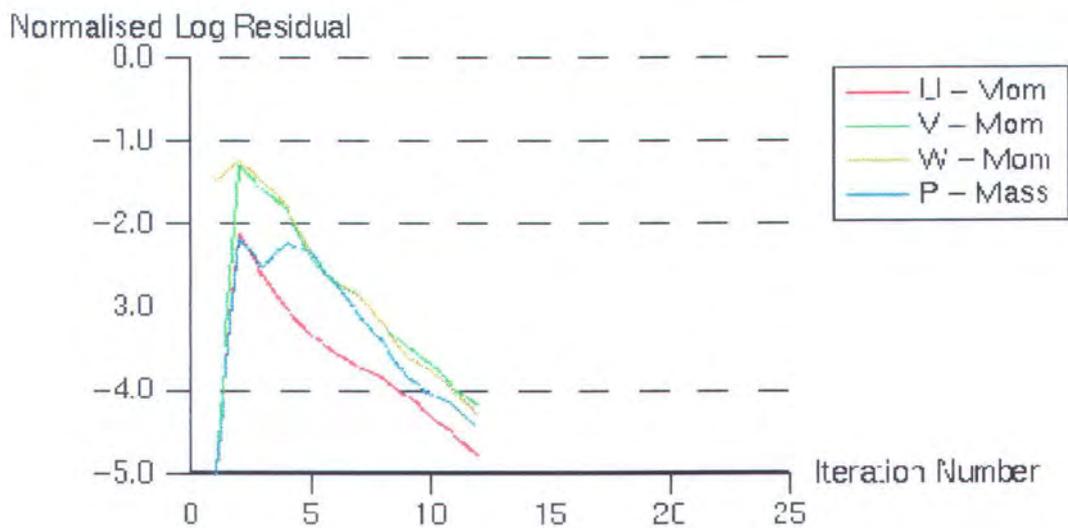
III.2.6. Definition File

Tahapan ini berfungsi menghimpun semua informasi dan data input yang akan digunakan sebagai variabel *processing* pada tahapan *solver*. Jika ada data input yang salah (*error*) maka secara otomatis akan diminta untuk men-*set* ulang data input yang akan diproses secara *default* dari software CFX. Berdasarkan data dan validasi yang ada, maka percobaan yang akan dilakukan kali ini sebanyak 88 kali percobaan dengan variabel kecepatan dan bentuk geometri yang berbeda.

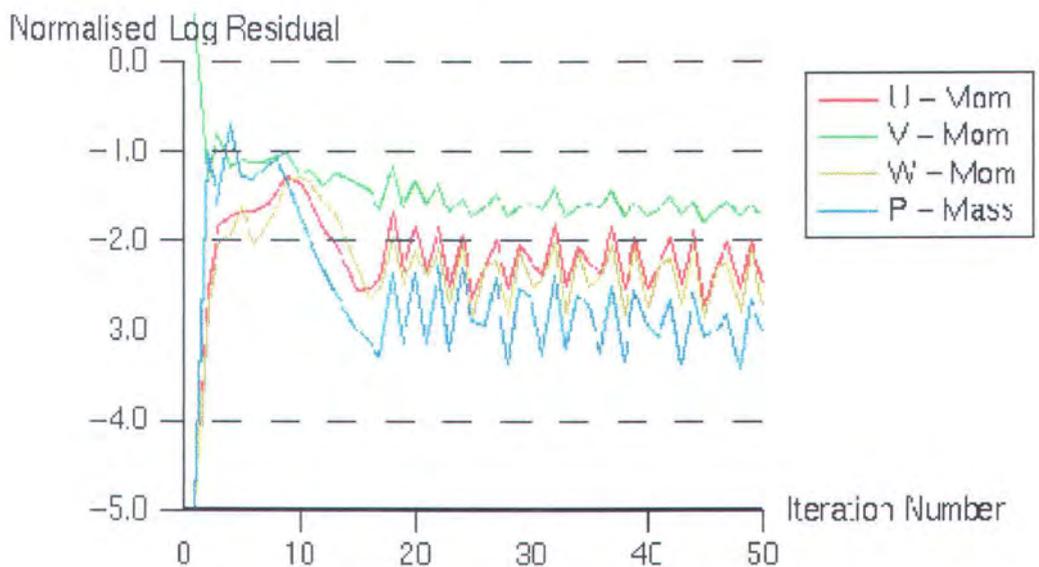
Jika sebanyak 88 model tersebut memenuhi syarat *processing*, maka langkah selanjutnya adalah melakukan *iterasi* dengan *solver manager*. Dari tahap ini kita akan mengetahui *convergensi* iterasi yang terjadi seperti terlihat pada gambar 3.7.a., yakni menunjukkan bentuk grafik *convergensi* yang baik, dan pada gambar 3.7.b., yakni menunjukkan bentuk grafik *convergensi* yang cepat dan pada gambar 3.7.c., yakni menunjukkan grafik *convergensi* yang tidak diinginkan (*error*). Untuk kasus seperti pada gambar 3.7.c. maka variabel yang harus diperbaiki adalah pada tahapan *pre-processor*.



Gambar 3.7.a. Grafik konvergensi normal



Gambar 3.7.b. Grafik konvergensi cepat



Gambar 3.7.c. Grafik konvergensi error

Pada tahap *solver* ini akan didapatkan hasil iterasi dan yang diambil adalah hasil iterasi berupa gaya dan momen yang terjadi didaerah sekitar silinder. Dari hasil tersebut kemudian akan dicari *lift coefisien* (C_L), *drag coefisien* (C_D) dan *inersia coefisien* (C_M). Selanjutnya pada tahap *visualisasi*, kita akan dapatkan *image* dari fenomena aliran yang terjadi disekitar silinder berupa distribusi tekanan (*pressure distribution*), gradient tekanan, *velocity*, total tekanan dll.





III.3. Analisa Hasil

Analisa hasil disini akan diulas lebih mendalam pada BAB IV. Namun mengenai garis besarnya dapat kita uraikan disini yakni:

1. Validasi

Untuk validasi analisa CFD yang berbasis perhitungan numerik perlu dilakukan validasi untuk meng-*compare* hasil percobaan/simulasi yang dilakukan dengan percobaan metode lain. Ada tiga tipe validasi yang harus dilakukan seperti yang dijelaskan pada sub-bab 2 yaitu:

- *Convergency* (Software CFX)
- *Grid Indepence* (Software CFX)
- *Verifikasi hasil dengan teori dan metode lain (Lampiran 12)*

2. Analisa Meshing

Analisa *meshing* bertujuan untuk mendapatkan bentuk visualisasi dan kuantitatif numerik yang akurat (halus). Untuk mendeteksi hasil *meshing* yang baik, dapat dilihat dengan kerapatan *vector visualisasi*, distribusi sifat fluida dengan *surface visualisasi* dan *stream visualisasi*.

3. Analisa Data

Analisa data yaitu mengambil data dari perhitungan numerik yang dilakukan pada tahap *CFX-Solver* dan *CFX-Visualisasi* dengan mengacu pada proses validasi dan analisa *meshing*.

4. Analisa Sifat Fluida di Sekitar Silinder

Analisa sifat fluida disekitar silinder adalah menterjemahkan *image* fenomena aliran fluida (*incompressible*) yang terjadi terhadap silinder dengan adanya variasi variabel kecepatan dan sudut datang (*angle of attack*). Sifat fluida yang akan dianalisa disini antara lain:



- *Density*
- *Eddy Viscosity*
- *Tekanan*
- *Gradient Tekanan*
- *Total Tekanan*
- *Kecepatan*

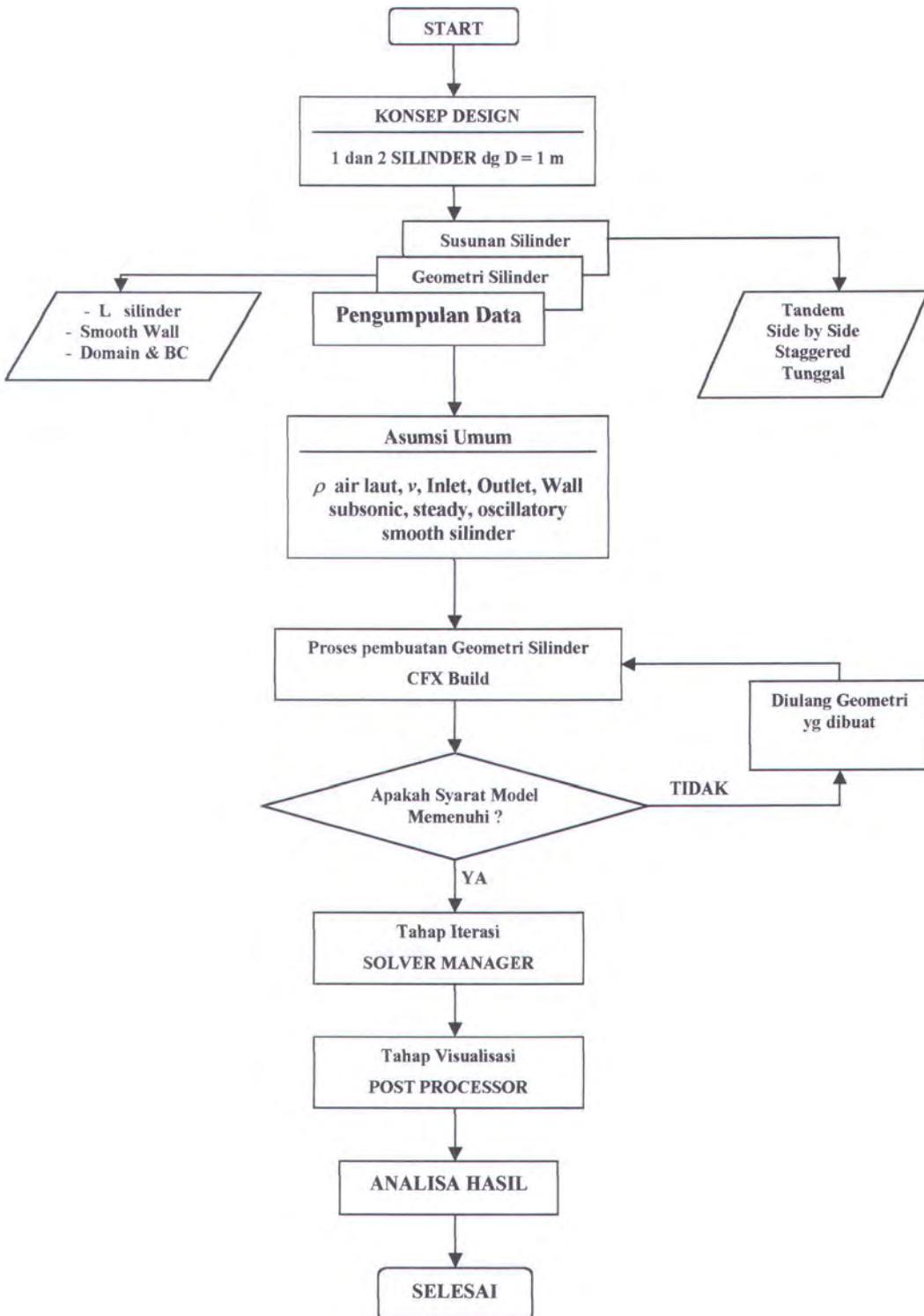
5. Analisa Grafik

Analisa grafik adalah mempresentasikan data yang telah dipilih dan memenuhi data validasi, kemudian diplotkan pada grafik *non-dimensional* berdasarkan grafik validasi. Adapun grafik yang dibuat adalah:

- Grafik koefisien *drag* vs *Re*
- Grafik koefisien *lift* vs *Re*
- Grafik koefisien *drag* vs *KC*
- Grafik koefisien *lift* vs *KC*
- Grafik koefisien *inersia* vs *KC*

6. Analisa Fenomena Aliran Untuk 2 Silinder

Analisa fenomena aliran untuk 2 silinder merupakan analisa yang dilakukan untuk mengetahui fenomena aliran yang terjadi pada *upsteam cylinder* dan *downstream cylinder* yang disusun secara *Tandem*, *Side by Side* dan *Staggered*.



Gambar 3.8. Flow Chart Pemodelan pada CFX 5.4.1.



BAB IV
ANALISA PEMODELAN DAN PEMBAHASAN



BAB IV

ANALISA PEMODELAN DAN PEMBAHASAN

IV.1. Validasi Geometri

Untuk mendapatkan hasil yang akurat dan memastikan ketepatan prosedur penyelesaian masalah dan pengambilan data, maka perlu dilakukan validasi. Seperti yang dijelaskan pada bab sebelumnya tentang proses validasi, terdapat tiga cara untuk validasi analisa CFD yaitu : *convergence*, *grid independence*, verifikasi hasil dengan teori atau data lain (**lampiran 12**).

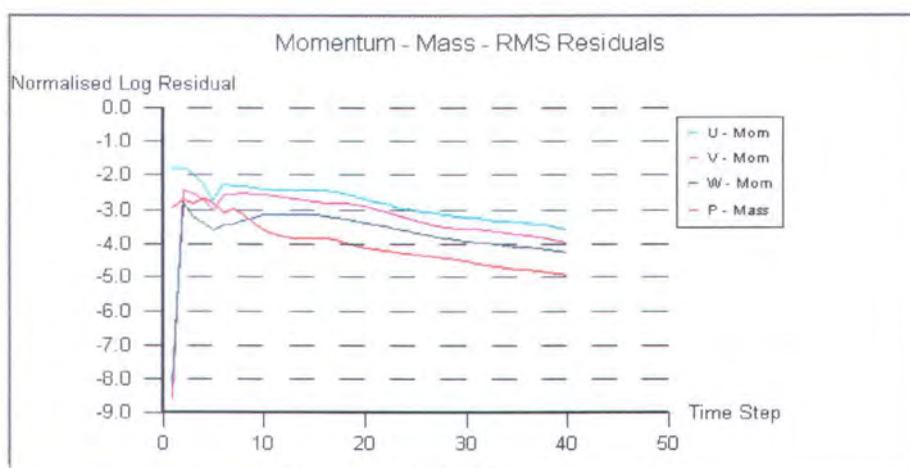
IV.1.1. Convergence

Convergence adalah sifat metode numerik untuk menghasilkan penyelesaian eksakta dengan cara *grid spacing*, ukuran *control volume* atau ukuran elemen hingga dikurangi mendekati nol. Pada tahap ini proses iterasi perhitungan akan selalu dikontrol dengan persamaan pengendali. Jika hasil perhitungan belum memenuhi tingkat kesalahan yang diijinkan, maka komputasi akan terus berjalan. Di CFX-Solver hasil dari persamaan pengendalinya ditampilkan dalam bentuk grafik. Gambar 4.1.a menunjukkan hasil konvergensi normal dari iterasi di *solver* untuk RMS Residual (Momentum dan Mass) untuk silinder.

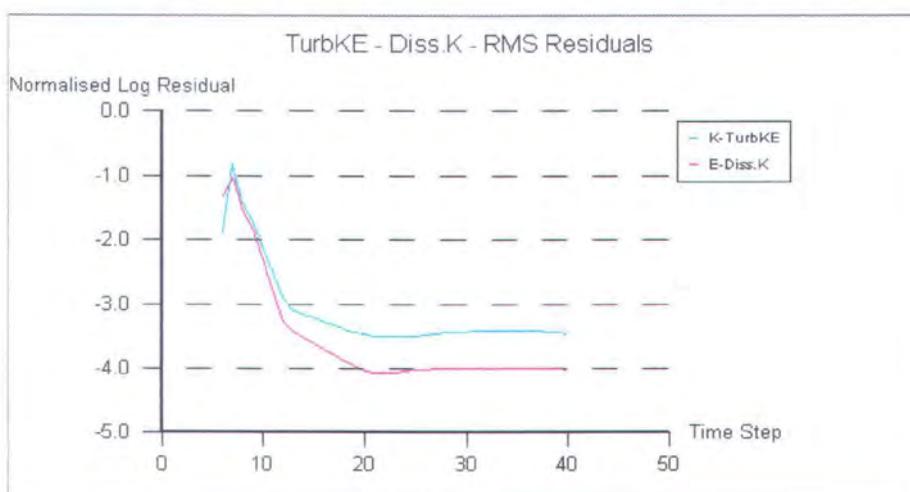
Dengan persamaan kekekalan massa (2-50) dan dinyatakan dengan persamaan yang ada di Software CFX (2-64) bentuk grafik sebagai **P=mass** (berwarna merah) telah ditunjukkan konvergensinya. Persamaan kekekalan momentum (2-54), (2-55), (2-56) yang dinyatakan dengan persamaan di Software CFX (2-63), serta persamaan kekekalan momentum kearah x ($u=mom$), y ($v=mom$) dan z ($w=mom$) dengan jelas ditunjukkan juga pada grafik dibawah. Gambar 4.1.c

menunjukkan bentuk grafik iterasi untuk persamaan energi (2-64), garis berwarna merah menunjukkan penurunan *Normal Log Residuals* dan pada *Time Step* kurang dari 40 iterasi akan berhenti. Sedangkan gambar 4.1.b menunjukkan penurunan grafik model turbulensi $k-\varepsilon$.

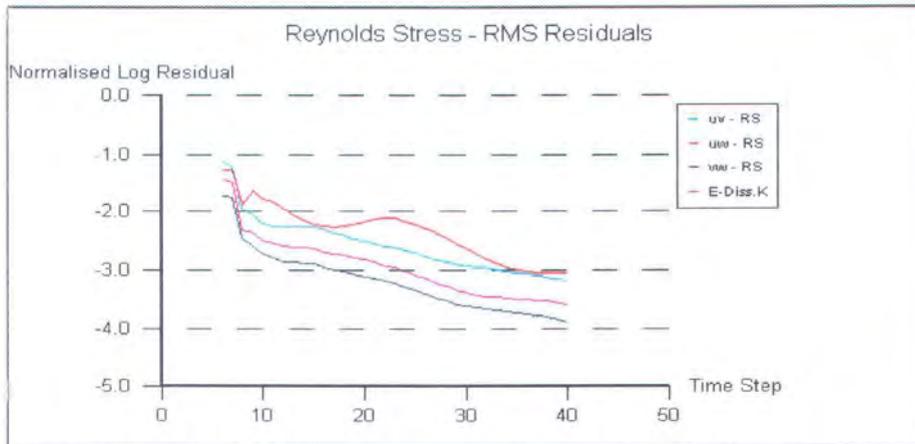
Sebagai contoh hasil numerik untuk kasus 1 silinder ataupun 2 silinder tersebut dapat digunakan. Grafik ini sesuai dengan anjuran dari software CFX seperti dijelaskan pada bab sebelumnya mengenai bentuk yang benar dari grafik konvergensi normal dan dapat dibandingkan dengan gambar 3.7.a. tentang konvergensi normal.



Gambar 4.1.a. Grafik RMS Residual (Momentum and Mass)



Gambar 4.1.b. Grafik model turbulensi $k-\varepsilon$



Gambar 4.1.c. Grafik Iterasi untuk persamaan Energi

Berdasarkan grafik validasi yang akan digunakan (kasus 2 silinder), maka pada tahap *Solver* ini sebanyak total 24 titik harus dicari hasil iterasinya dengan 3 sudut masuk berbeda (*tandem*, *staggered*, *side by side*) dan 6 variasi kecepatan arus yang berbeda, sehingga membutuhkan sebanyak 72 kali iterasi (untuk kasus 2 silinder). Sedangkan pada kasus 1 silinder maka dibutuhkan 10 titik untuk 10 macam besar kecepatan arus. Dari beberapa iterasi yang ada tersebut maka akan dihasilkan sejumlah titik yang menggambarkan fenomena fluida akibat pengaruh *lift*, *drag* dan *moment* yang berbeda. Hasil iterasi semua titik tersebut menunjukkan kemiripan grafik konvergensi seperti gambar 4.1.a.

IV.1.2. Grid Independence

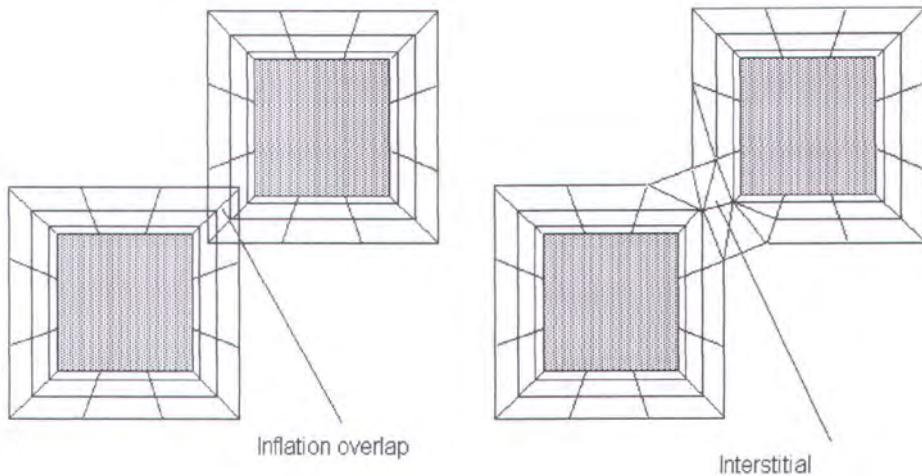
Besarnya jumlah *cell* yang kita gunakan dalam perhitungan menentukan keakuratan hasil yang didapat. Akan tetapi jumlah *cell* yang banyak tidak selamanya akan menambah keakuratan hasil perhitungan. Dengan demikian jumlah *cell* yang optimum dituntut untuk dapat ditentukan, agar waktu dan memori komputer yang terpakai tidak terlalu besar.



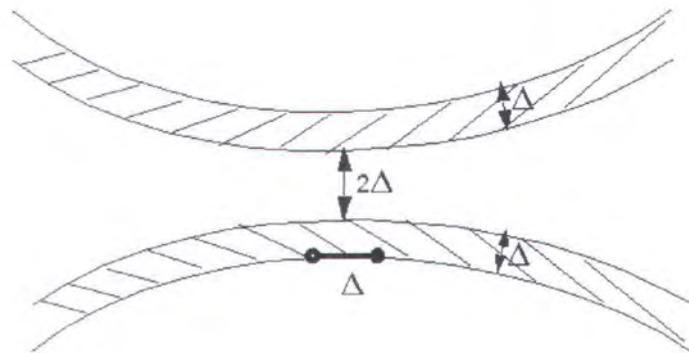
Untuk mendapatkan jumlah *cell* yang optimal adalah dengan cara memvariasikan jumlah *cell* dengan cara mengatur *Mesh Parameter* dan *Mesh Control* untuk satu titik simulasi. Bila perubahan *cell* sudah tidak mempengaruhi hasil atau nilai akhir iterasi, maka dipilih jumlah *cell* yang paling rendah. Misalnya untuk *surface edge length* : 0.25, 0.2, 0.1, 0.09 dimana untuk 0.25 menghasilkan nilai total *pressure* 154 Pa dan untuk 0.2, 0.1 dan 0.09 menghasilkan nilai total *pressure* sama yaitu 160 Pa. Maka untuk grid optimal dipilih *surface edge length* bernilai 0.2. Namun dalam kasus tugas akhir ini dipakai nilai 0.2.

Dari eksperimen yang dilakukan, diketahui terdapat adanya fenomena menarik. Untuk jumlah *cell* yang banyak pada kasus 2 silinder untuk semua sudut masuk (*tandem, staggered, side by side*) pada tahap solver iterasi akan mengalami premature iterasi pada iterasi ke-7 (*Outer Loop Iteration = 7*) seperti gambar 3.7.b. yang menggambarkan konvergensi terlalu dini. Namun pada iterasi selanjutnya tidak mengalami divergensi dan mulai membentuk model grafik konvergensi yang benar, seperti yang terlihat pada gambar 4.1.a. Meskipun demikian, ketelitian menentukan *mesh control* dan *inflated boundary* tetap perlu dilakukan.

Adapun fenomena yang tidak diinginkan adalah terjadinya prematur iterasi yang berulang-ulang, terjadinya *inflation overlap* dan *inflation gap*, karena adanya kesalahan di dalam pemilihan atau menentukan grid pada *mesh control* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.1 dan 4.2 dibawah ini :

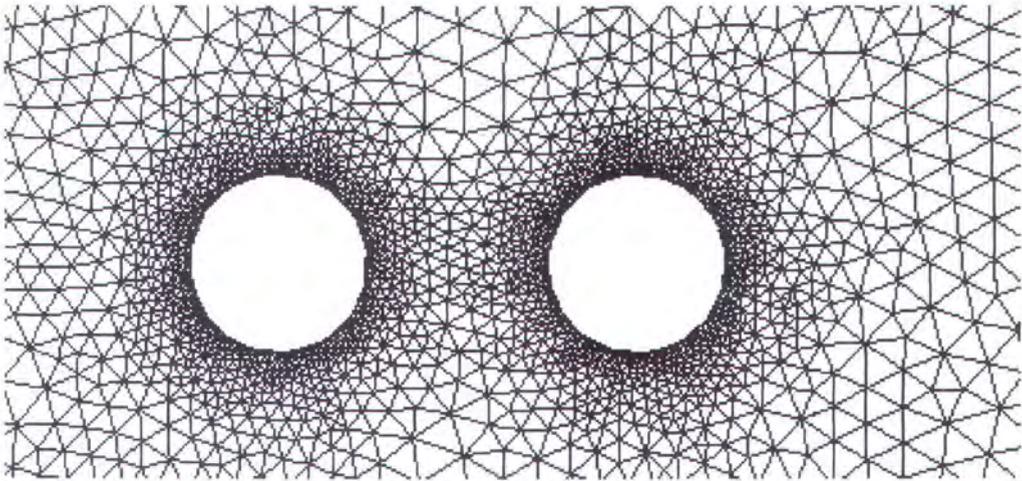


Gambar 4.2. Inflation Layer Interstitial

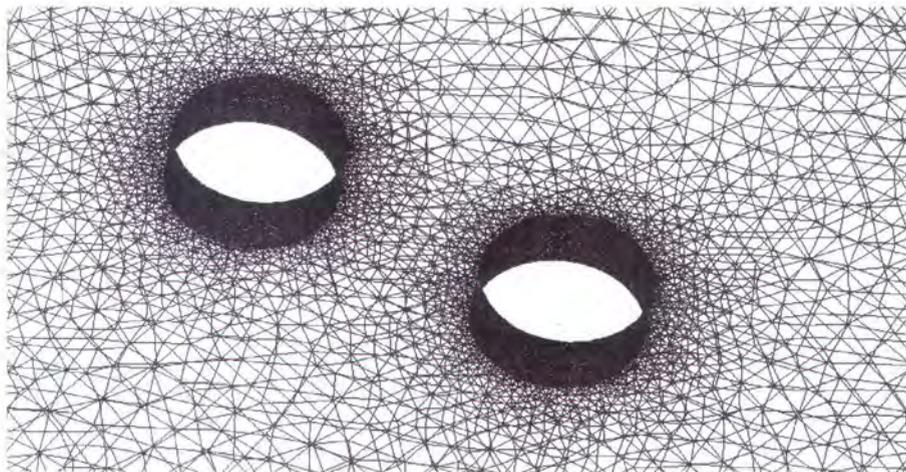


Gambar 4.3. Inflation Gap

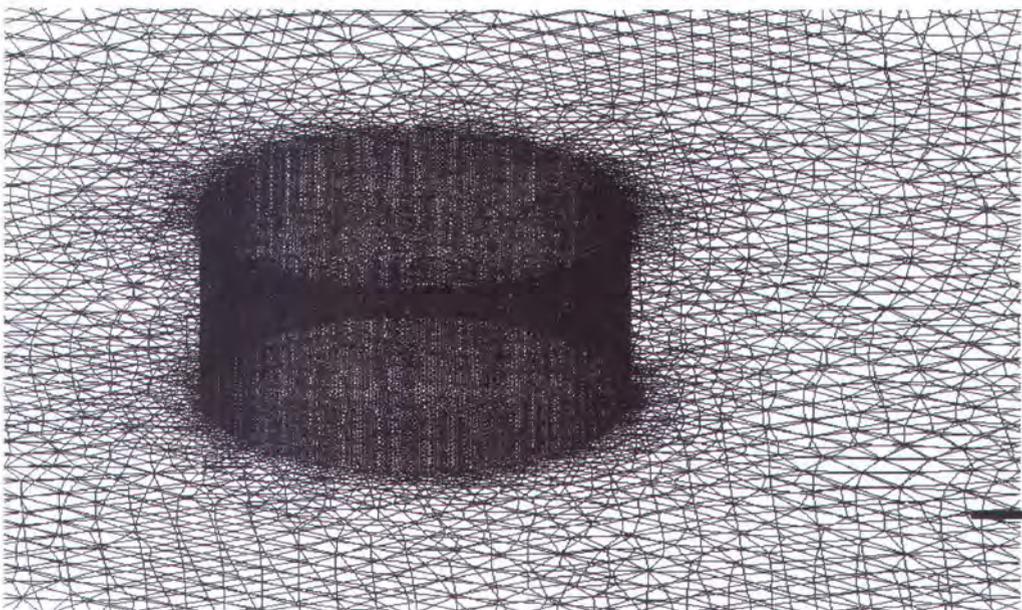
Untuk kasus 1 silinder dan 2 silinder dengan jumlah *cell* banyak atau grid yang rapat ditunjukkan pada gambar 4.4.a. dimana posisi silinder berada ditengah domain dengan komposisi volume *meshing* lebih rapat. Sedangkan gambar 4.4.c. menunjukkan grid yang besar pada Domain. Pada gambar 4.4.b. merupakan bentuk *meshing* dengan *length factor* 1,3. Adapun gambar yang menunjukkan bentuk dari *meshing* untuk kasus pada penelitian dengan CFX ini dapat dilihat pada beberapa gambar yang ada berikut ini yaitu :



Gambar 4.4.a. Meshing 2 Silinder ditengah Domain (lebih rapat – 2D)



Gambar 4.4.b. Grid yang rapat disekitar silinder dengan *length factor* = 1,3 (3D)



Gambar 4.4. c. Grid yang lebih besar pada daerah DOMAIN

DOMAIN



IV.2. Analisa Data

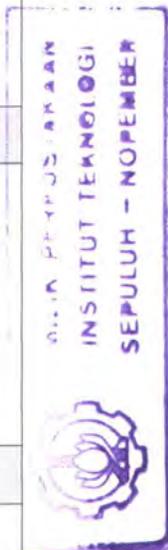
Data hasil perhitungan CFD di CFX-Visualise akan menghasilkan bentuk informasi yang dapat diambil berupa numerik dan grafis. Setiap titik yang di simulasikan menghasilkan data tentang variabel sifat-sifat fluida. Data yang dipakai adalah data yang telah divalidasi seperti yang dijelaskan pada bab sebelumnya. Adapun bentuk data di *CFX-Visualise* adalah:

- Data Export

Data Export terdiri dari *locator to export* dan *variable to export*. Data ini menunjukkan nilai numerik yang terdapat pada bagian *surface* yang dikenai *boundary condition* dengan nilai variabel berupa tekanan, density dan lain-lain lihat tabel 4.1.

Tabel 4.1 Data export : Locator, Variable dan Write Vector

Locator to export	
1. Inlet	3. Silinder
2. Outlet	4. Default
Variable to export	
1. Density	7. Turbulence Kinetic Energy
2. Eddy Viscosity	8. Velocity
3. Pressure	9. Volume of Finite Volume
4. Pressure Gradient	10. Wall Shear
5. Turbulence Eddy Dissipation	11. Yplus
6. Volume Fraction	12. Coordinate
Write vector as	
1. All Components	3. X Components only
2. Magnitude	4. Y Components only
	5. Z Components only



Data Export diatas memberikan informasi nilai secara numerik yang terdapat di beberapa titik pada *surface* yang dipilih. Nilai tersebut menunjukkan pada posisi



(x,y,z) yang berada pada *surface* yang dikenai sebagai *boundary condition* dan memiliki nilai variabel yang kita pilih. Contoh data export yang diambil di CFX-Visualise dapat dilihat pada lampiran 3. Dalam hal ini tidak semua variabel dari data export digunakan di dalam analisa fluida, karena ada beberapa variabel yang tidak menunjukkan suatu perubahan nilai numerik yang berarti, misalnya Yplus dan Coordinate.

- Quantitative Calculation

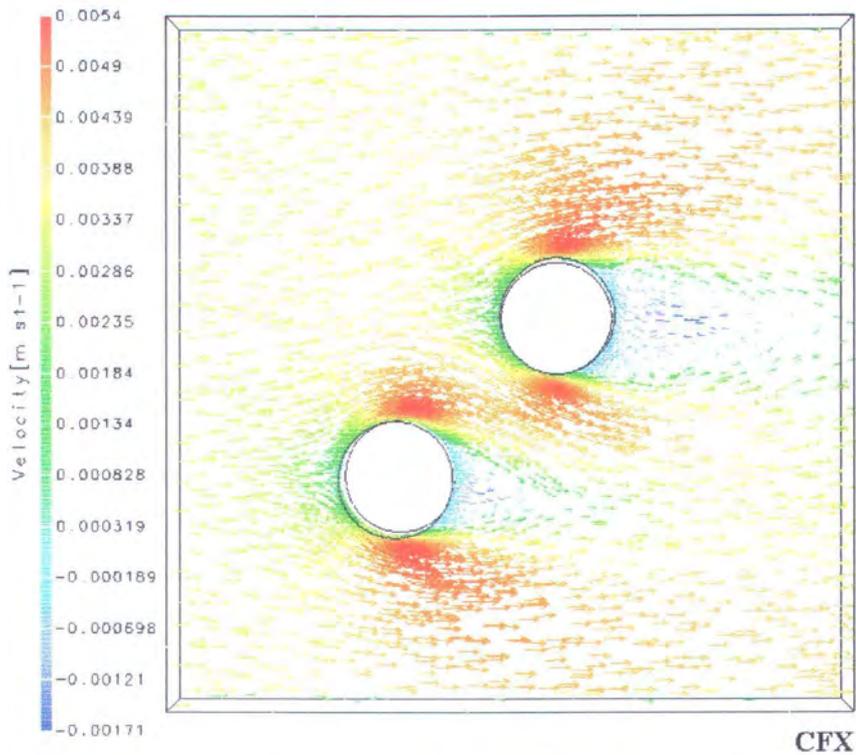
Quantitative Calculation menghasilkan nilai numerik variabel yang dipilih. Berbeda dengan Data Export, nilai numerik yang didapat di sini adalah nilai maksimum, minimum dan rata-rata dari variabel yang dipilih pada locator atau *surface* yang dikenai *boundary condition* pada tahap *pre-processor*. Misalnya untuk mengetahui besar tekanan maksimum, minimum dan rata-rata pada locator *silinder* dapat dilihat di Quantitative Calculation. Contoh hasilnya dapat di lihat pada lampiran 4.

Format variasi data sama dengan Data Export, yaitu *locator* dan *variable* sama dengan tabel 4.1. Dalam hal *write vector* tidak ada, akan tetapi CFX-Visualise memberikan tambahan kombinasi variabel yaitu untuk : *Velocity*, *Vol. Fraction* dan *Density*.

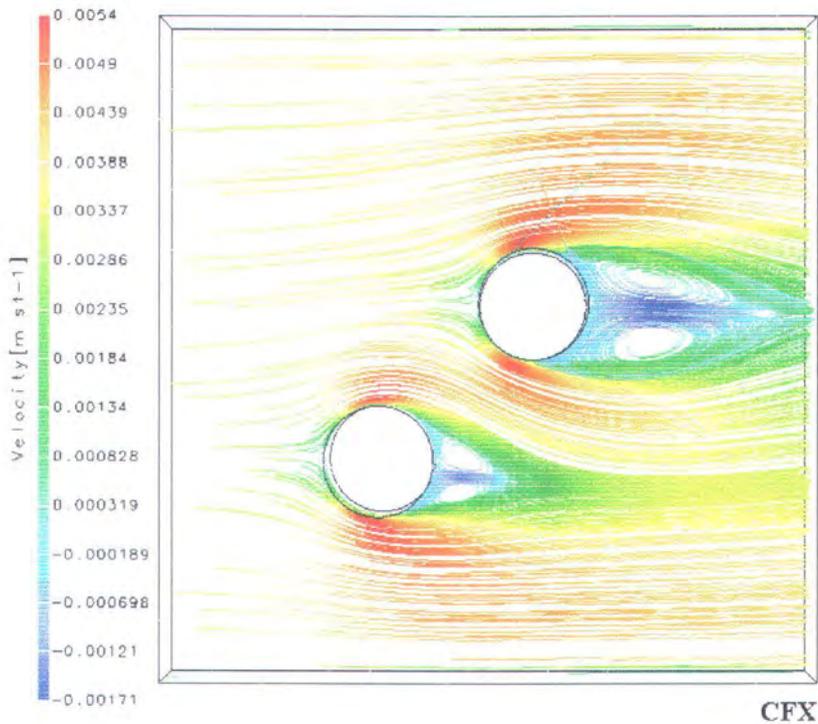
- Visualisasi grafis

Visualisasi grafis adalah informasi tentang adanya fenomena aliran dari sifat fluida dalam bentuk grafis. Visualisasi pada CFX-Visualize ada tiga (3) macam bentuk yakni visualisasi *vektor*, *stream* dan *surface*. Contoh dari hasil visualisasi grafis dapat dilihat pada gambar 4.5.a. yang merupakan fenomena dengan visualisasi grafisnya *vektor*. Visualisasi grafis *stream* dapat dilihat pada gambar

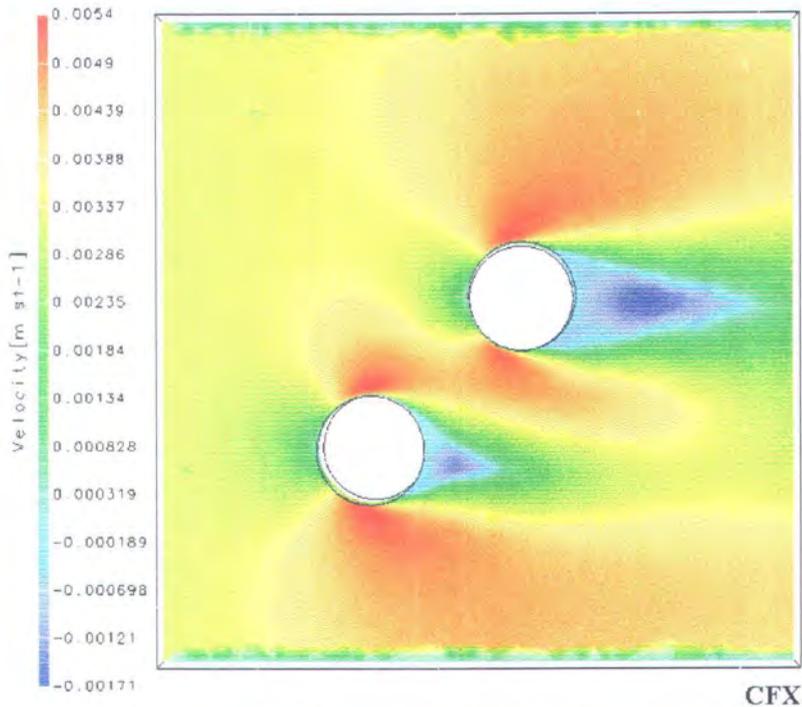
4.5.b. dan untuk visualisasi grafis *surface* dapat dilihat pada gambar 4.5.c.
dibawah ini yaitu :



Gambar 4.5.a. Contoh visualisasi dengan background *vektor*



Gambar 4.5.b. Contoh visualisasi dengan background *stream*

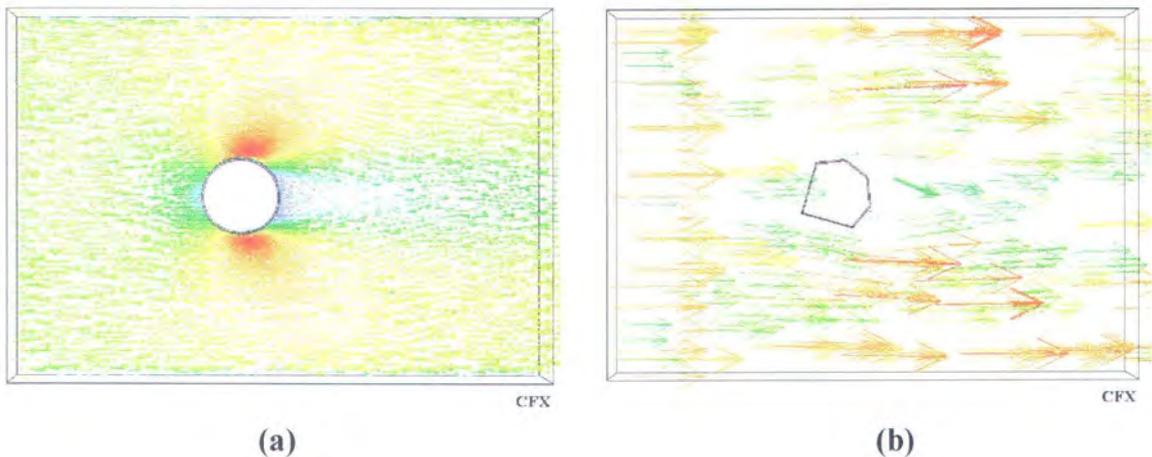


Gambar 4.5.c. Contoh visualisasi dengan background *surface*

Meshing tipe *triangle*, *line* dan *point* kerapatan gridnya semakin berkurang dibandingkan dengan tipe *surface* yang cenderung menyebar secara *uniform* di seluruh permukaan silinder. Pemilihan tipe *meshing surface* setelah data di kirim ke *solver* tidak terdapat kesalahan baik dari segi *inflated gap* dan *inflation overlap*. Sebaliknya untuk ketiga tipe lainnya akan muncul kesalahan tersebut. Hal ini disebabkan karena jarak yang terjadi antara dua solid menjadi sangat dekat, yaitu antara solid – silinder sebagai wall dengan solid – default sebagai Domain.

Tipe *surface* yang telah dipilih tersebut akan menghasilkan bentuk visualisasi di tahap *post-processor* seperti gambar 4.6.a, posisi silinder ditengah domain dengan *surface edge length* : 0.2 (grid rapat/cell banyak) dan pada gambar 4.6.b. dengan menggunakan *surface edge length* : 2.5 (grid renggang/cell sedikit). Dalam hal ini, jumlah dari aliran vector kecepatan dapat dilihat tingkat kerapatannya. Sedangkan pada gambar 4.6.b. dengan grid besar atau cell yang sedikit pada tahap

post-processor, kerapatan semakin berkurang, akibatnya bentuk *leading edge* tidak *arrounded* tetapi berbentuk tajam dan vector menembus model dari silinder. Maka untuk hasil numerik yang ditunjukkan pada gambar 4.6.b. tidak dapat dipakai untuk eksperimen pada semua titik.



Gambar 4.6. Contoh perbandingan hasil visualisasi vektor aliran kecepatan dengan jumlah cell yang berbeda. (a) Silinder dengan cell banyak – *surface edge length* = 0,2 ; (b) Silinder dengan cell sedikit – *surface edge length* = 2,5

IV.3. Analisa Sifat Fluida di Sekitar Silinder

Analisa sifat fluida di sekitar silinder bertujuan untuk menjelaskan fenomena yang terjadi terhadap silinder yang dialiri fluida *incompressible* dengan variasi sudut masuk terhadap bentuk silinder dan dengan adanya variasi kecepatan arus. Analisa di sini dilakukan dengan pendekatan visualisasi grafis dalam bentuk *vektor*, *surface* dan *stream*. Sifat –sifat fluida yang akan dianalisa di sekitar silinder adalah :

- *Density*
- *Eddy Viscosity*
- *Tekanan (Pressure)*
- *Gradient Tekanan (Pressure Gradient)*
- *Total Tekanan (Total Pressure)*
- *Kecepatan (Velocity)*



IV.3.1. Density

Hukum kekekalan massa menyatakan keseimbangan massa elemen fluida yang masuk dan keluar elemen fluida adalah sama sedangkan hukum kekekalan momentum menyatakan bahwa perubahan momentum yang terjadi pada partikel fluida adalah sama dengan jumlah gaya-gaya pada partikel tersebut. Persamaan kedua hukum tersebut dapat dilihat pada persamaan (2-50) sampai dengan (2-58).

Persamaan tersebut menunjukkan bahwa massa jenis (ρ) akan berpengaruh terhadap kedua hukum tersebut. Untuk fluida *incompressible*, perubahan massa jenis terhadap perubahan waktu akan mempengaruhi besar momentum dan energi.

Lampiran 9 menunjukkan tentang kondisi berat jenis fluida di sekitar silinder. Berat jenis pada silinder disini tidak menunjukkan peningkatan berarti. Namun pada kondisi isentropic yang sama, perubahan berat jenis akan mempengaruhi tekanan, artinya apabila berat jenis naik akan mengakibatkan tekanan naik.

IV.3.2. Eddy Viscosity

Pemodelan turbulen pada fluida dapat dilakukan dengan dua cara yaitu *classical model* dan *large eddy simulations*. *Classical model* menggunakan pendekatan persamaan Reynolds, sedangkan *large eddy simulations* (LES) menggunakan persamaan *space-filtered* yang mampu menterjemahkan turbulen pada daerah laminar. CFD code yang dipakai menggunakan *large eddy simulations* untuk efisiensi model turbulen. Lampiran 10 menunjukkan pengaruh *Eddy viscosity* pada daerah/*surface inlet* untuk aliran fluida masuk. Pengaruh ini menentukan apakah model silinder tersebut mengalami turbulen *Eddy Viscosity*. Pada lampiran tersebut, silinder masih bebas dari pengaruh *Eddy Viscosity*, yang mana hal ini berarti prosedur permodelan sudah tepat.



IV.3.3. Tekanan (Pressure)

Distribusi tekanan disekitar dinding silinder (wall) dapat dilihat pada lampiran 7. Pada gambar tersebut diilustrasikan bagaimana fenomena tekanan yang terjadi disekitar silinder dan arah tekanannya. Dan juga diperlihatkan tentang kontur tekanan yang terjadi akibat adanya kekuatan fluida masuk pada domain silinder. Tekanan disini melemah setelah berada pada belakang silinder.

IV.3.4. Gradien Tekanan (Pressure Gradient)

Distribusi gradien tekanan dapat dilihat pada lampiran 8. Pada kondisi *streamline*, gradien tekanan di tunjukkan pada lampiran 8. Gradien tekanan yang terbesar terdapat pada muka silinder, dimana hal ini menunjukkan perubahan tekanan maksimum terdapat pada daerah depan silinder.

IV.3.5. Total Tekanan (Total Pressure)

Total pressure atau total tekanan untuk silinder dengan sudut masuk 0^0 , 45^0 , dan 90^0 untuk kasus 2 silinder dapat dilihat pada lampiran 11. Sedangkan untuk kasus 1 silinder dapat dilihat pada lampiran 12. Untuk mendapatkan gaya *lift*, tekanan fluida di permukaan silinder sangat berpengaruh. Total tekanan disekitar beakang silinder akan mendekati nilai negatif dan didepan silinder total tekanan bernilai positif yang secara langsung akan menaikkan nilai *force - lift*.

IV.3.6. Kecepatan (Velocity)

Lampiran 6 menunjukkan tentang fenomena dari pengaruh kecepatan yang terjadi. Lampiran 6 untuk kasus 1 silinder dengan nilai kecepatan sebesar $v = 0.0056$ m/s dan $v = 1.12$ m/s. Pada tiap kecepatan tersebut memiliki fenomena yang cukup sama namun untuk kecepatan yang tinggi tidak terlihat adanya fenomena *wake* dibelakang silinder karena tekanan dari sisi domain cukup kuat. Pada kasus 1 silinder



ini, terdapat arah vektor kecepatan yang berputar balik (negatif) atau disebut sebagai *blockage effect*, yang dinamakan sebagai *vortex shedding*. Hal ini sangat berbahaya bila daerah putaran vektor kecepatan rendah tersebut semakin besar yang akibatnya akan kekurangan gaya *lift* yang akan berpengaruh terhadap stabilitas.

IV.4. Analisa Grafis

Pada tahapan analisa grafis merupakan tahapan untuk mempresentasikan data-data hasil eksperimen yang telah dilakukan dan telah dipilih serta memenuhi validasi, kemudian dari data-data tersebut dibuat plot grafik *non-dimensional* berdasarkan grafik validasi dari eksperimen yang telah dipublikasikan. Dalam hal ini, grafik yang akan dibuat dan dianalisa adalah :

- Grafik koefisien *lift vs Reynold Number*
- Grafik koefisien *drag vs Reynold Number*
- Grafik koefisien *lift vs KC*
- Grafik koefisien *drag vs KC*
- Grafik koefisien *inersia vs KC*

Hasil pada simulasi dari *solver manager* di lampiran 5 merupakan hasil yang berupa gaya-gaya (*force*) yang bekerja pada silinder model. Pada tiap-tiap eksperimen untuk kasus 1 silinder dan 2 silinder memiliki nilai gaya lift kearah sumbu y dan gaya drag kearah sumbu x serta nilai momen sebagai besaran gradient. Dalam tahap perhitungan, diketahui bahwa pada tugas akhir ini dilakukan bermacam-macam variasi eksperimen untuk kasus 1 silinder dan 2 silinder dengan variasi kecepatan yang merupakan komponen utama perhitungan koefisien. Dengan menggunakan persamaan-persamaan yang ada pada bab 2 yakni persamaan gaya lift, drag dan inersia pada persamaan (2.12), (2.13), (2.14) dengan variabel kecepatan



maksimum maka didapatkan nilai koefisien gaya hidrodinamis pada silinder adalah sebagai berikut :

IV.4.1. Kasus 1 silinder

A. Steady Flow

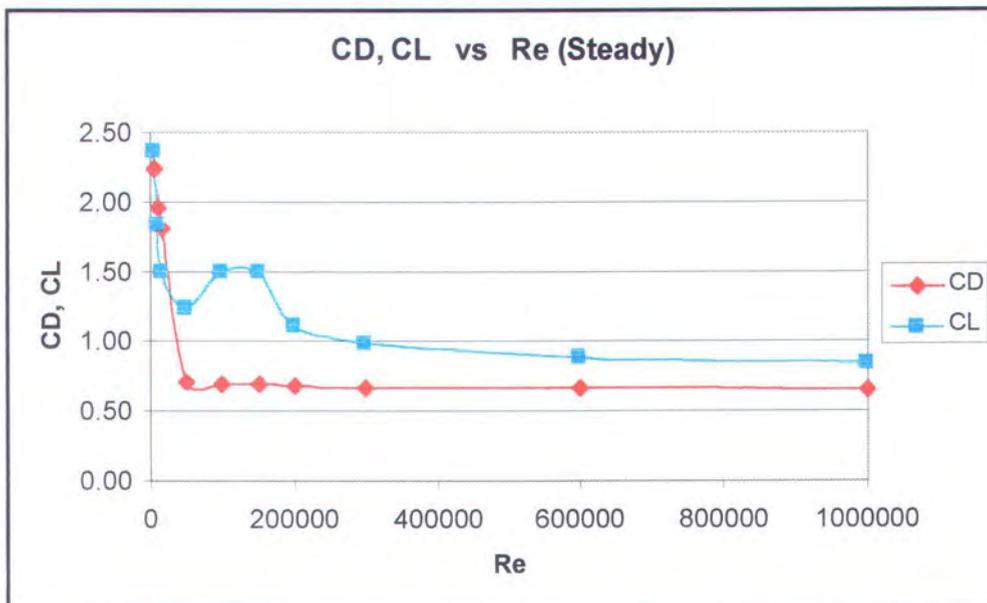
Tabel 4.2.a. Nilai gaya F_x dan F_y pada 1 silinder untuk tiap-tiap Re

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
5000	0.056	0,03805	0.0381
10000	0.0112	0,1259	0.0998
15000	0.0168	0,2619	0.2617
50000	0.056	2,1096	2.1906
100000	0.112	9,0569	9.028
150000	0.168	22,1596	21.1596
200000	0.224	39,371	39.371
300000	0.34	85,8302	85.82
600000	0.67	284,536	284.53
1000000	1.12	775,09	775.09

Tabel 4.2.b. Nilai C_D dan C_L untuk kasus 1 silinder (Steady Flow)

Re	C_D	C_L
5000	2.24	2.36
10000	1.96	1.84
15000	1.81	1.49
50000	0.70	1.24
100000	0.69	1.49
150000	0.69	1.50
200000	0.69	1.12
300000	0.68	1.00
600000	0.68	0.89
1000000	0.67	0.84

Dari tabel perhitungan diatas akan didapatkan plot grafik untuk masing-masing koefisien dengan variasi kecepatan untuk tiap Reynold Number yaitu :



Gambar 4.7. Grafik koefisien Drag dan Lift pada variasi Re

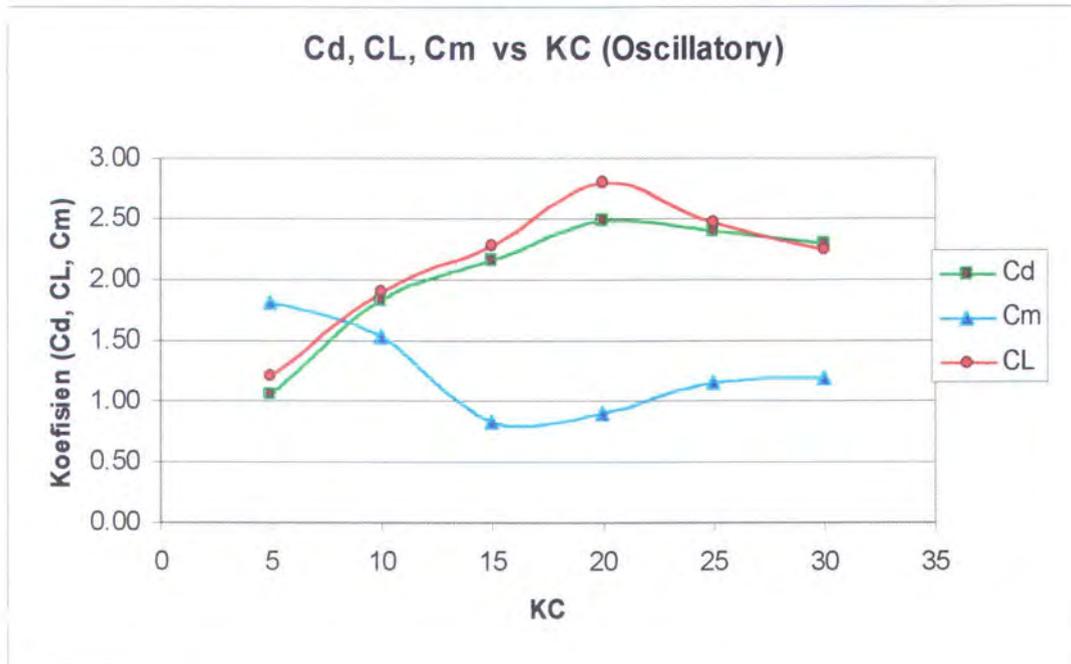
B. Oscillatory Flow

Tabel 4.3.a. Gaya F_x , F_y dan F_g pada 1 silinder untuk tiap-tiap KC

KC	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)	F_g (Kg/m ² s ²)
5	0.55	1313.45	104.22	2881.72
10	1.09	2284.95	609.15	2429.78
15	1.64	2697.8	1460.35	1305.1
20	2.19	3104.9	3047.36	1433.9
25	2.74	3006.95	4957.85	1848.6
30	3.29	2859.1	6888.97	1881.72

Tabel 4.3.b. Nilai C_D , C_L dan C_M pada 1 silinder (Oscillatory Flow)

KC	C_D	C_L	C_M
5	1.05	1.21	1.81
10	1.83	1.90	1.53
15	2.16	2.27	0.82
20	2.48	2.79	0.90
25	2.40	2.47	1.16
30	2.29	2.24	1.18



Gambar 4.8. Grafik C_D , C_L , dan C_M untuk 1 silinder pada variasi KC

IV.4.2. Kasus 2 silinder

Pada kasus 2 silinder ini agak berbeda dengan kasus 1 silinder. Untuk kasus 2 silinder ini, semua koefisien diambil dari kombinasi gaya hidrodinamis yang bekerja pada tiap-tiap silinder. Jadi koefisien gaya yang dihitung adalah hasil dari kombinasi gaya yang dihasilkan oleh kedua silinder dengan variasi susunan terhadap sudut masuk *fluid loading* yakni susunan yang disebut *Tandem* ($\theta = 0^\circ$), *Side by Side* ($\theta = 90^\circ$) dan *Staggered* ($\theta = 45^\circ$). Maka berdasarkan simulasi atau eksperimen yang telah dilakukan dengan menggunakan software CFX, maka akan didapatkan macam-macam gaya hidrodinamis yang bekerja pada silinder yang berperan dalam penentuan nilai koefisien lift, drag dan inersia yakni :



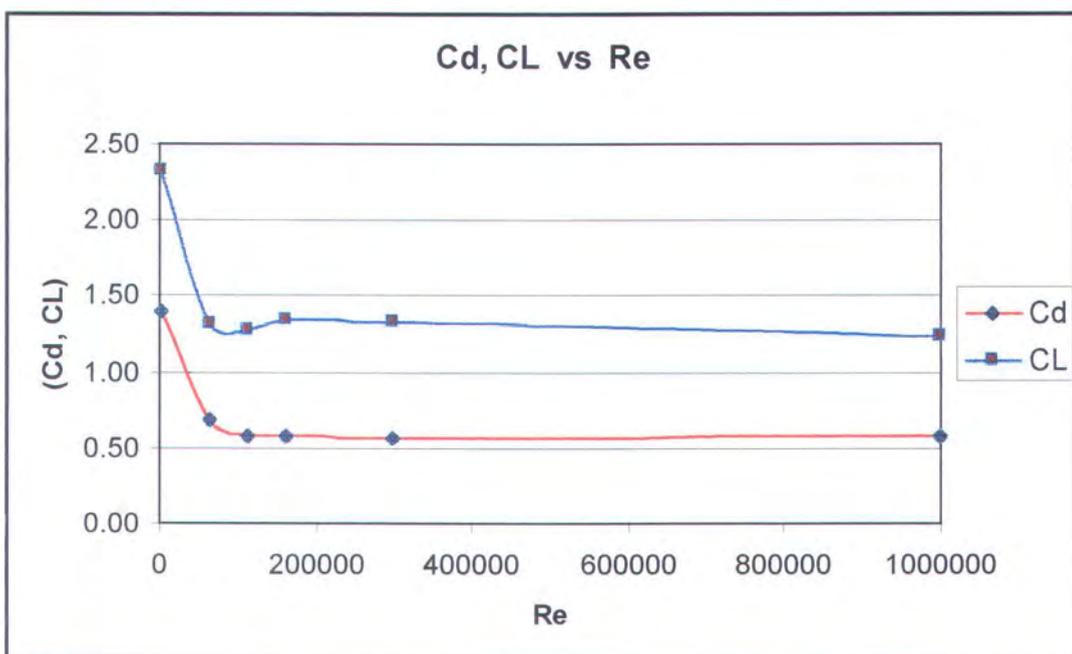
- Susunan Side by Side (90°) - $D/L = 1$ Diameter

Tabel 4.4.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 1$ Diameter

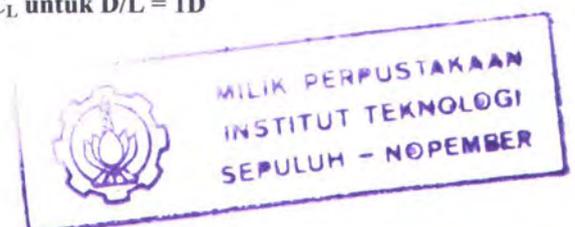
Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.01206	0.011
65000	0.073	3.7502	3.697
114000	0.128	11.2812	11.2165
163000	0.183	23.0571	22.9703
300000	0.34	79.0284	79.011
1000000	1.12	837.722	832.74

Tabel 4.4.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 1$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.40	2.32
65000	0.69	1.32
114000	0.58	1.27
163000	0.57	1.34
300000	0.57	1.33
1000000	0.57	1.23



Gambar 4.9.a. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 1D$





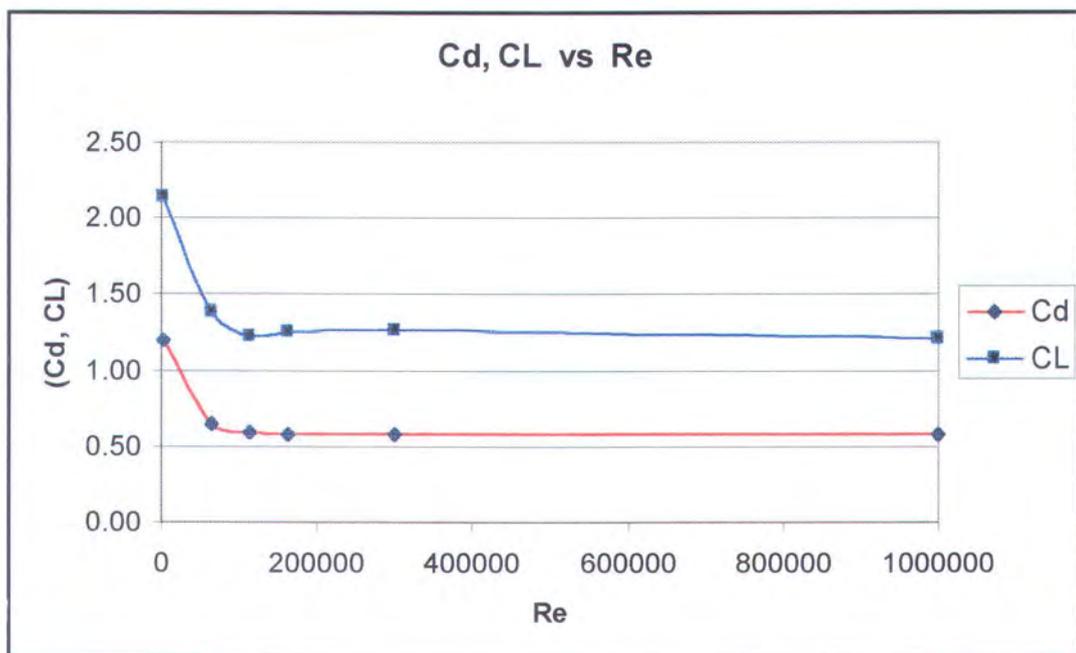
- Susunan Side by Side (90°) - $D/L = 2$ Diameter

Tabel 4.5.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 2$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.01033	0.0101
65000	0.073	3.4969	3.4772
114000	0.128	10.6324	10.554
163000	0.183	21.6004	21.6
300000	0.34	74.0844	73.988
1000000	1.12	797.758	797.32

Tabel 4.5.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 2$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.20	2.13
65000	0.64	1.38
114000	0.59	1.22
163000	0.58	1.24
300000	0.58	1.26
1000000	0.58	1.21



Gambar 4.9.b. Grafik C_D , C_L dan C_M untuk $D/L = 2D$



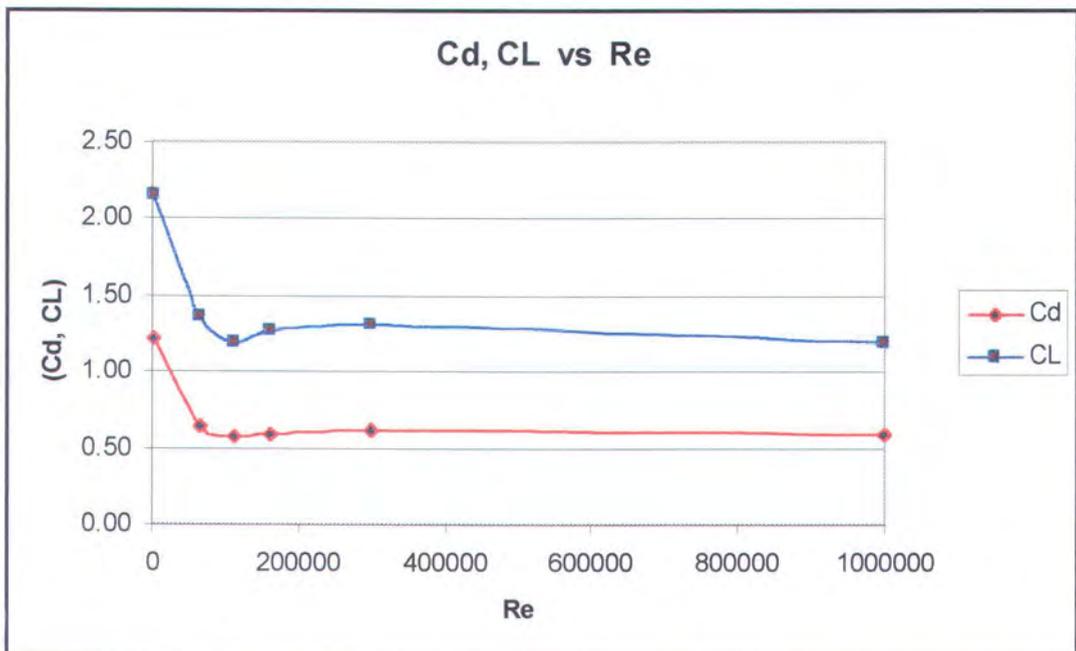
- Susunan Side by Side (90°) - $D/L = 3$ Diameter

Tabel 4.6.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 3$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.01044	0.0102
65000	0.073	3.4672	3.4155
114000	0.128	10.5273	10.258
163000	0.183	21.3781	20.988
300000	0.34	73.1788	73.077
1000000	1.12	785.669	785.15

Tabel 4.6.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 3$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.21	2.15
65000	0.64	1.36
114000	0.58	1.18
163000	0.59	1.26
300000	0.62	1.31
1000000	0.58	1.19



Gambar 4.9.c. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 3D$



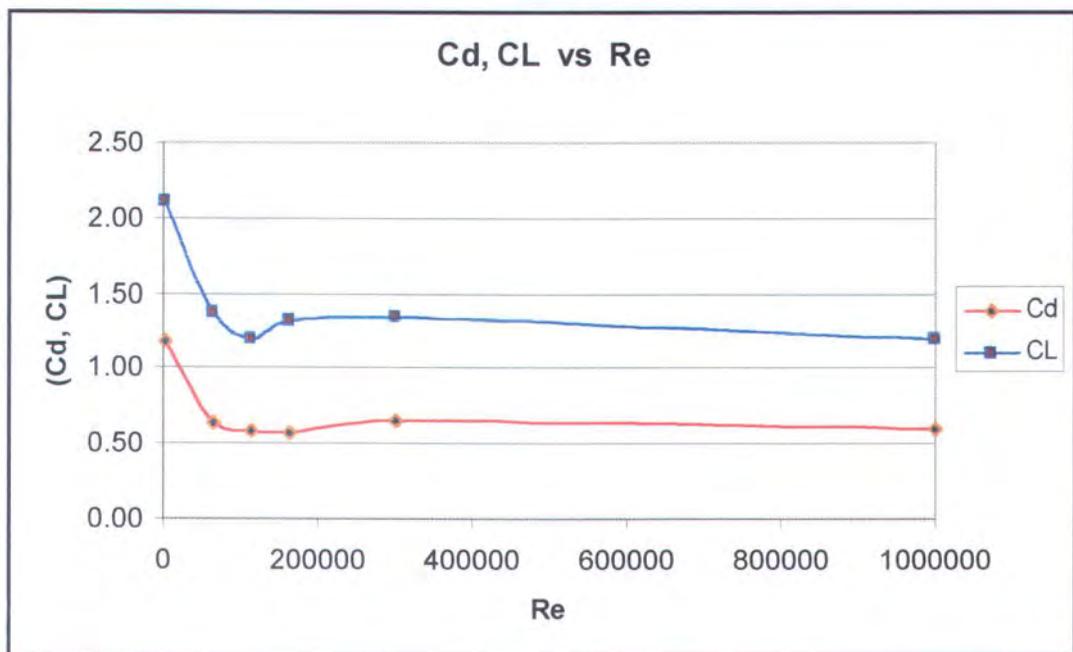
- Susunan Side by Side (90°) - $D/L = 4$ Diameter

Tabel 4.7.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 4$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.01014	0.0100
65000	0.073	3.4521	3.451
114000	0.128	10.4963	10.355
163000	0.183	21.3389	21.300
300000	0.34	73.1153	72.988
1000000	1.12	785.725	785.33

Tabel 4.7.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 4$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.18	2.11
65000	0.63	1.37
114000	0.58	1.20
163000	0.57	1.31
300000	0.65	1.35
1000000	0.59	1.20



Gambar 4.9.d. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 4D$



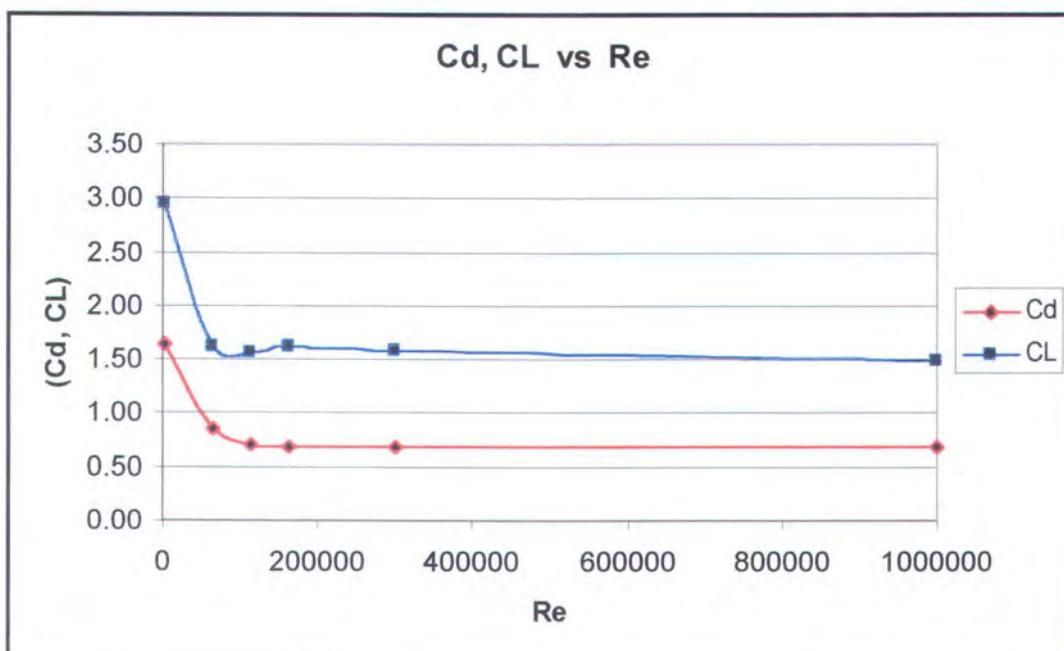
- Susunan Staggered (45°) - $D/L = 1$ Diameter

Tabel 4.8.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 1$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.01404	0.014
65000	0.073	4.6358	4.558
114000	0.128	13.8261	13.669
163000	0.183	27.8551	27.687
300000	0.34	94.3398	94.118
1000000	1.12	997.608	997.485

Tabel 4.8.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 1$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.63	2.96
65000	0.85	1.62
114000	0.71	1.55
163000	0.69	1.61
300000	0.68	1.58
1000000	0.68	1.48



Gambar 4.10.a. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 1D$



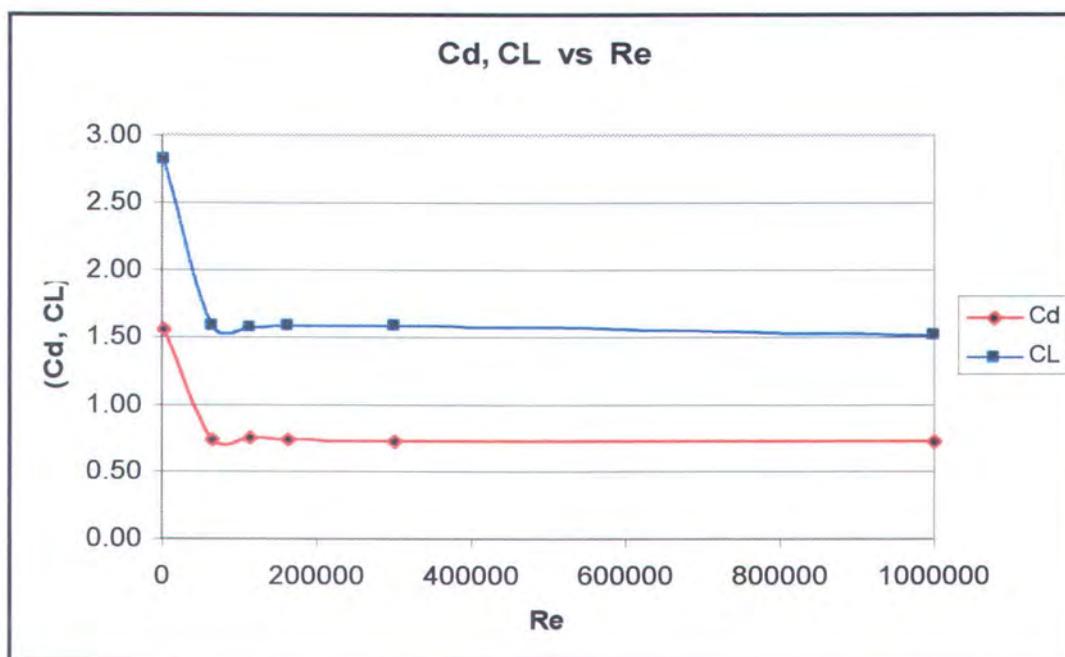
• Susunan Staggered (45°) - $D/L = 2$ Diameter

Tabel 4.9.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 2$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.01343	0.01335
65000	0.073	4.0216	3.982
114000	0.128	13.6288	13.551
163000	0.183	27.4581	27.443
300000	0.34	92.96	92.794
1000000	1.12	997.608	996.489

Tabel 4.9.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 2$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.56	2.82
65000	0.74	1.59
114000	0.75	1.56
163000	0.73	1.58
300000	0.73	1.58
1000000	0.72	1.52



Gambar 4.10.b. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 2D$



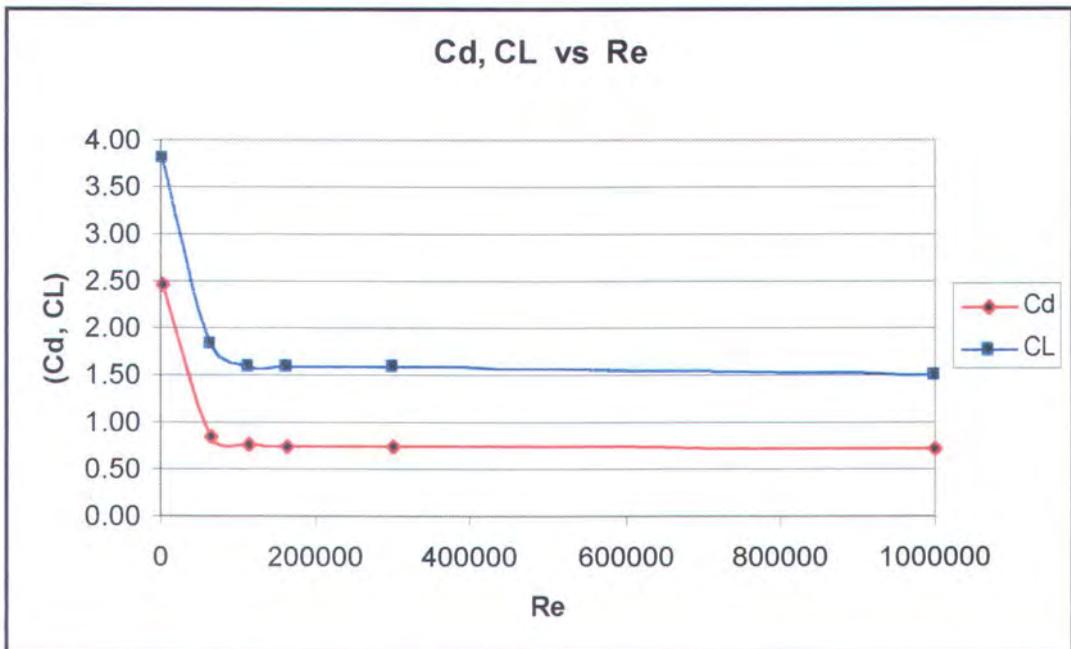
• Susunan Staggered (45°) - D/L = 3 Diameter

Tabel 4.10.a. Gaya Fx dan Fy pada 2 silinder dengan D/L = 3 Diameter

Re	V (m/s)	Fx (Kg/ms ²)	Fy (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.02118	0.018
65000	0.073	4.6014	4.559
114000	0.128	13.7147	13.7
163000	0.183	27.622	27.488
300000	0.34	93.4357	93.344
1000000	1.12	983.306	982.82

Tabel 4.10.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan D/L = 3 Diameter

Re	C _D	C _L
3000	2.46	3.80
65000	0.85	1.82
114000	0.76	1.58
163000	0.74	1.58
300000	0.73	1.59
1000000	0.71	1.50



Gambar 4.11.c. Grafik C_D dan C_L untuk D/L = 3D



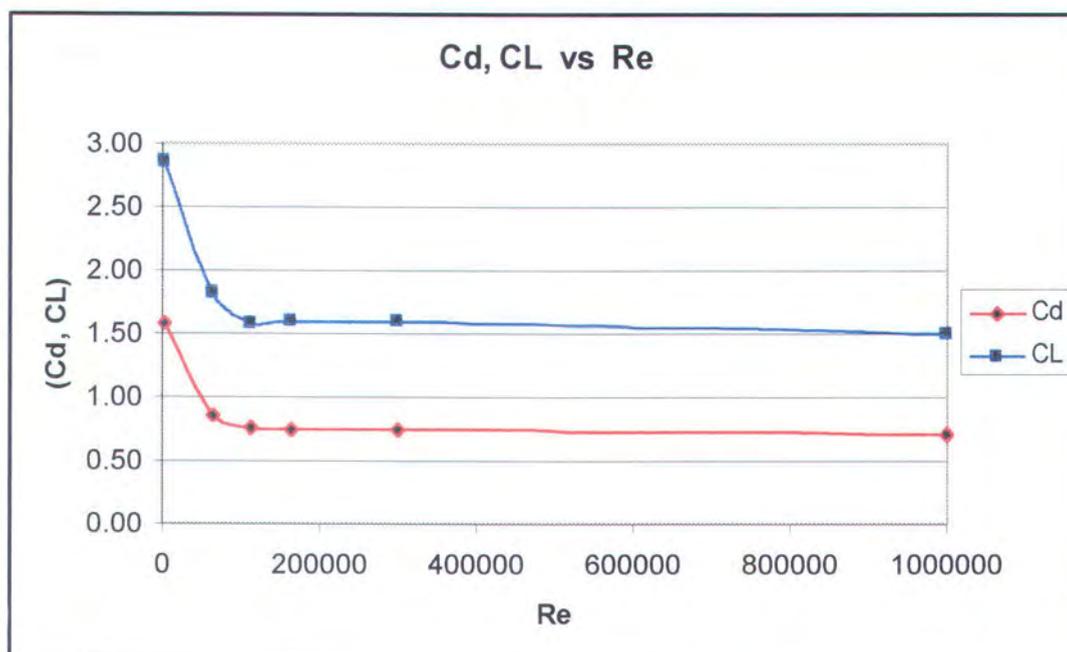
- Susunan Staggered (45°) - $D/L = 4$ Diameter

Tabel 4.11.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 4$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.01368	0.0135
65000	0.073	4.6447	4.596
114000	0.128	13.8302	13.745
163000	0.183	27.8384	27.778
300000	0.34	94.036	93.879
1000000	1.12	986.677	986.482

Tabel 4.11.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 4$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.59	2.85
65000	0.85	1.83
114000	0.76	1.59
163000	0.75	1.60
300000	0.73	1.60
1000000	0.72	1.60



Gambar 4.11.d. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 4D$



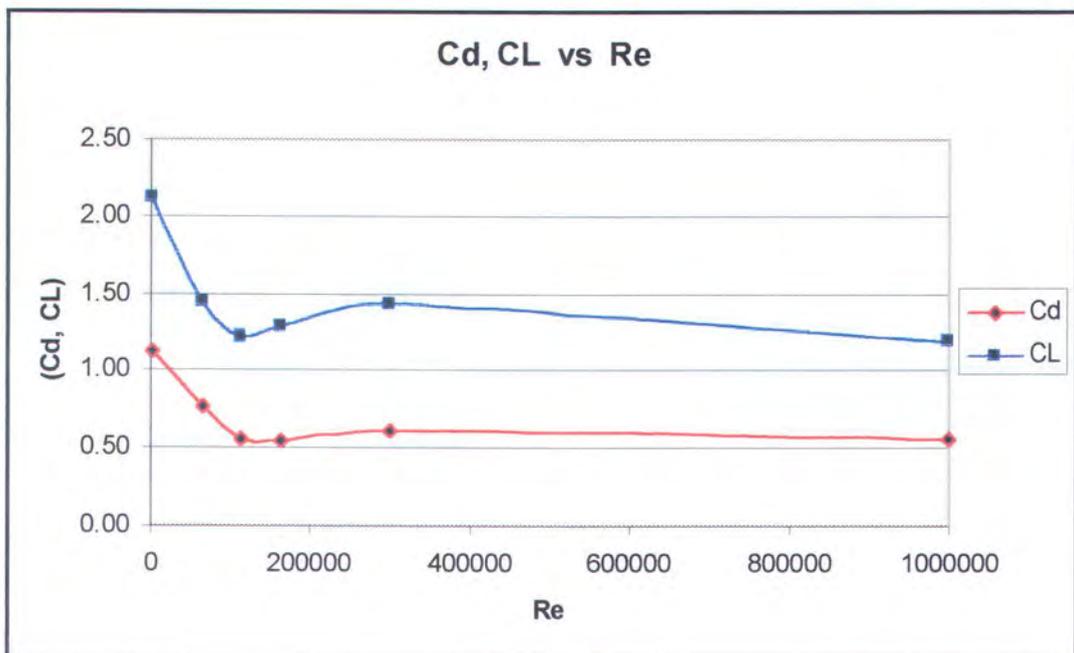
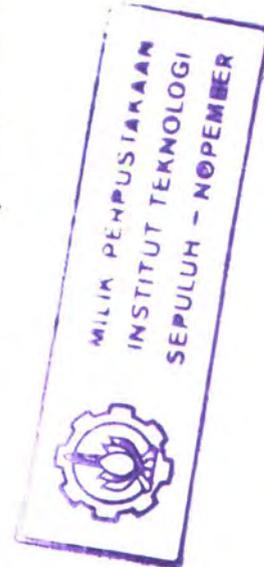
• Susunan Tandem (0°) - $D/L = 1$ Diameter

Tabel 4.12.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 1$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.0102	0.01
65000	0.073	4.1482	4.055
114000	0.128	10.8615	10.786
163000	0.183	22.0229	21.889
300000	0.34	85.121	84.998
1000000	1.12	804.254	804.161

Tabel 4.12.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 1$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.13	2.11
65000	0.76	1.44
114000	0.56	1.22
163000	0.55	1.28
300000	0.61	1.43
1000000	0.55	1.19



Gambar 4.12.a. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 1D$



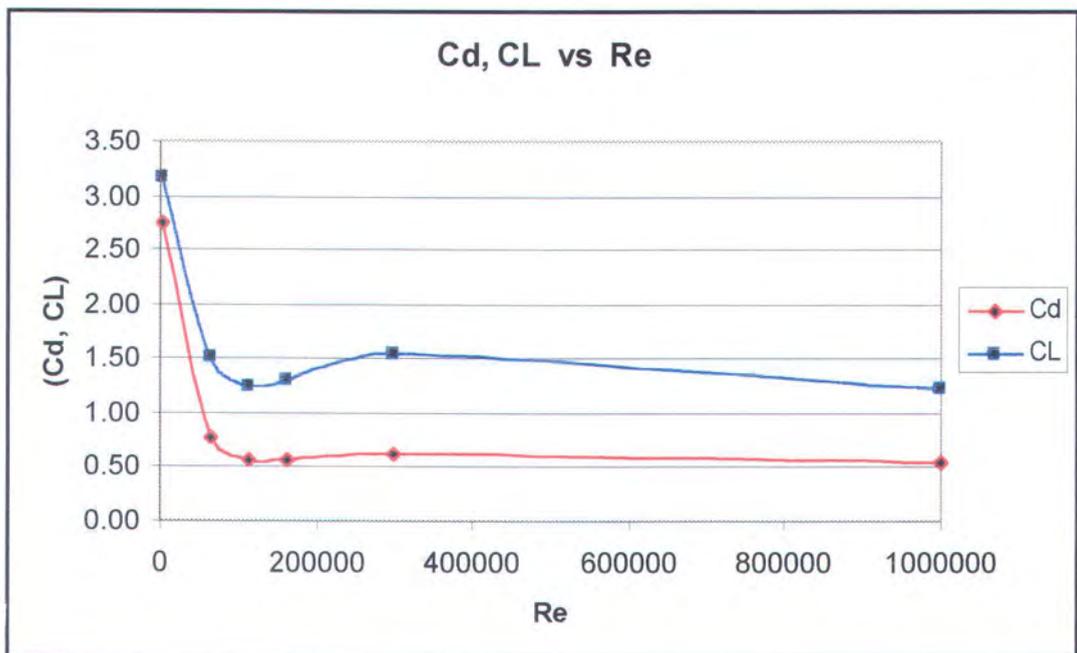
• Susunan Tandem (0°) - $D/L = 2$ Diameter

Tabel 4.13.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 2$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.02482	0.0222
65000	0.073	4.2293	4.2177
114000	0.128	10.9886	10.90
163000	0.183	22.3783	22.288
300000	0.34	86.3576	85.86
1000000	1.12	802.243	802.197

Tabel 4.13.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 2$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	2.75	3.16
65000	0.78	1.50
114000	0.56	1.24
163000	0.56	1.30
300000	0.62	1.54
1000000	0.55	1.22



Gambar 4.12.b. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 2D$



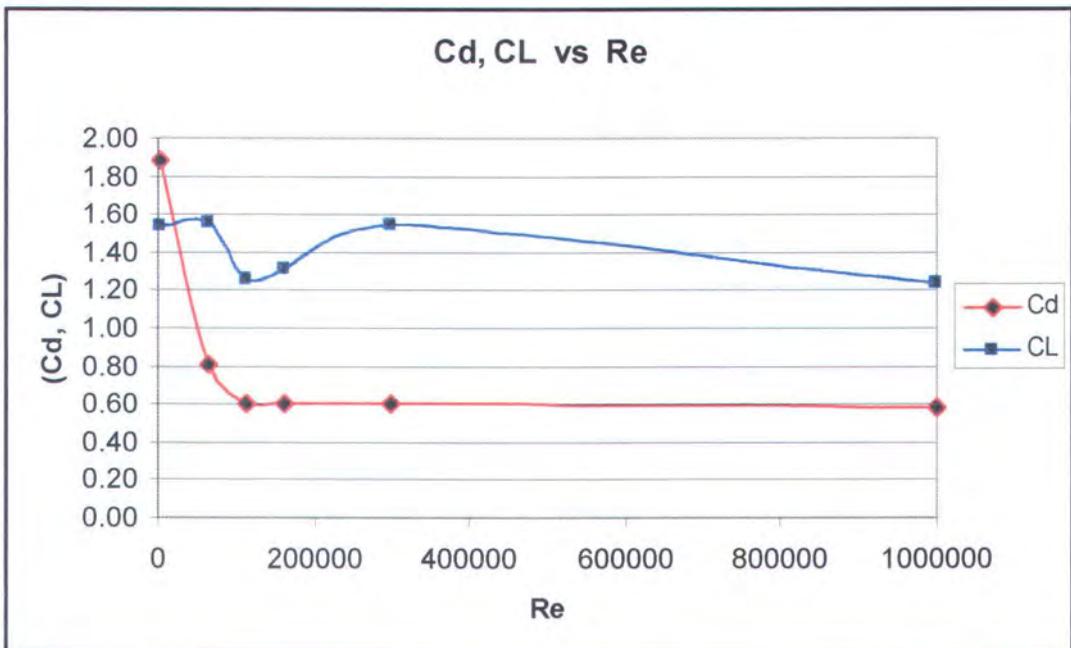
• Susunan Tandem (0°) - $D/L = 3$ Diameter

Tabel 4.14.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 3$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.01393	0.0108
65000	0.073	4.3809	4.377
114000	0.128	11.1006	11.1006
163000	0.183	22.4954	22.458
300000	0.34	86.4664	86.388
1000000	1.12	807.163	807.076

Tabel 4.14.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 3$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	1.88	1.54
65000	0.81	1.56
114000	0.60	1.26
163000	0.60	1.31
300000	0.60	1.55
1000000	0.59	1.23



Gambar 4.12.c. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 3D$



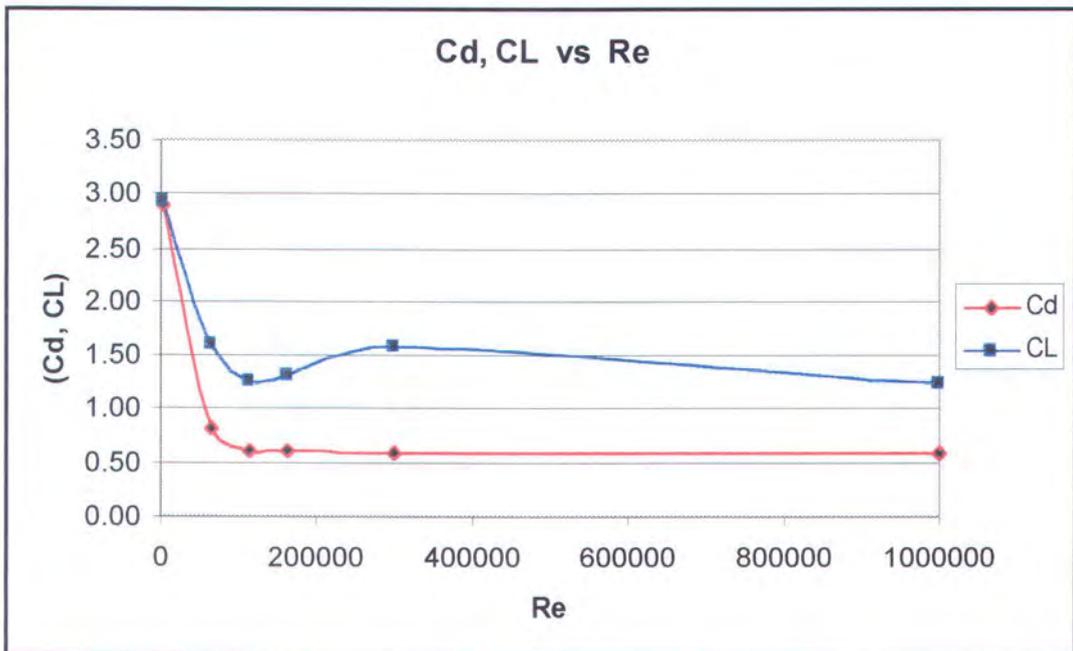
- Susunan Tandem (0°) - $D/L = 4$ Diameter

Tabel 4.15.a. Gaya F_x dan F_y pada 2 silinder dengan $D/L = 4$ Diameter

Re	V (m/s)	F_x (Kg/ms ²)	F_y (Kg/ms ²)
3000	0.033	0.02493	0.0206
65000	0.073	4.4723	4.4701
114000	0.128	11.1777	11.154
163000	0.183	22.6322	22.588
300000	0.34	88.2448	88.238
1000000	1.12	802.72	801.68

Tabel 4.15.b. Nilai C_D dan C_L pada 2 silinder dengan $D/L = 4$ Diameter

Re	C_D	C_L
3000	2.89	2.94
65000	0.82	1.59
114000	0.62	1.26
163000	0.61	1.32
300000	0.59	1.58
1000000	0.59	1.23



Gambar 4.12.d. Grafik C_D dan C_L untuk $D/L = 4D$



IV.5. Pembahasan

IV.5.1. Pembahasan I - (Kasus 1 silinder)

IV.5.1.a. Koefisien Drag vs Reynold number

Pada gambar 4.7 diatas menunjukkan fenomena yang terjadi untuk nilai koefisien drag terhadap variasi nilai Reynold number. Dari grafik tersebut terlihat bahwa terjadi penurunan nilai koefisien drag seiring dengan meningkatnya nilai Reynold number (Re). Pada nilai Re yang rendah terlihat bahwa nilai koefisien drag disini mempunyai harga yang lebih tinggi dibandingkan nilai koefisien drag pada Re yang tinggi. Dan terjadi kenaikan nilai drag pada $Re = 10^5$ dengan nilai kenaikan yang sangat kecil dan terjadi penurunan kembali pada $Re = 2 \times 10^5$. Dari grafik ini terlihat bahwa gaya hidrodinamis yang terjadi pada fenomena ini relevan terhadap besar dari nilai *fluid loading* (beban arus). Sedangkan drag akibat gelombang (gambar 4.8) menunjukkan bahwa terjadi kenaikan secara periodik seiring dengan meningkatnya nilai KC .

Fenomena drag karena beban arus dan gelombang ini terjadi karena adanya pengaruh dari domain yang dipakai dan adanya perpindahan pada regime aliran yakni dari *subcritical* ke *supercritical*. Fenomena drag disini menunjukkan bahwa pusaran cenderung menyempit pada titik *separation* menuju ke downstream silinder namun belum terjadi perubahan *boundary layer*. Boundary layer masih dalam keadaan regime *supercritical*. Adapun fenomena yang terjadi pada pemodelan secara numerik ini memiliki *trend* yang hampir sama dengan eksperimen oleh Sarpkaya (1977), Murray (1992) dan Indiyono (1996) dengan menggunakan U-Tube (lampiran 2), namun rata² besar nilai koefisiennya lebih besar dengan menggunakan metode numerik sebesar $\pm 15\%$.



IV.5.1.b. Koefisien Lift vs Reynold number

Berdasarkan gambar 4.7 dan 4.8 diatas, fenomena lift yang terjadi pada eksperimen ini menunjukkan bahwa nilai *liftforce* (gaya angkat) pada silinder mengalami penurunan pada nilai Re dan mengalami kenaikan pada variasi KC. Pada kondisi *subcritical*, C_L disini sangat tinggi nilai koefisiennya. Dan secara periodik, pada nilai KC = 20 mulai mengalami penurunan hingga KC = 30. Sedangkan untuk nilai $Re = 10^5$, menunjukkan bahwa nilai *lift* yang terjadi mengalami kenaikan dan dilanjutkan terjadinya penurunan kembali pada $Re = 1,5 \times 10^5$. Fenomena ini menunjukkan kelakuan untuk gaya *lift* akibat beban arus dan gelombang terhadap silinder. Fenomena *lift force* ini menunjukkan adanya sedikit perbedaan dengan validasi yang dilakukan oleh **Sarpkaya (1977)**, **Chakrabarti (1982a)**, dan **Indiyono (1996)** dengan menggunakan U-Tube (Lampiran 2). Namun kelakuan *trend*-nya pada hasil eksperimen numerik dengan menggunakan U-Tube hampir sama.

IV.5.1.c. Koefisien Inersia vs Reynold number

Pada gambar 4.8, terjadi fenomena pada *inersia force* akibat beban gelombang yang menunjukkan bahwa pada nilai KC yang rendah, koefisien gaya ini cenderung tinggi dan mengalami penurunan secara periodik seiring meningkatnya nilai KC. Namun secara periodik pula mengalami kenaikan kembali pada KC = 20 dan terlihat mempunyai harga yang hampir sama untuk nilai KC = 25 dan KC = 30. Berdasarkan *trend* grafik validasi yang ada (**Sarpkaya, 1977 ; Bearman, 1979 ; Indiyono, 1996**), maka kelakuan *trend* yang ada pada hasil numerik adalah tidak jauh berbeda. Fenomena ini



menunjukkan bahwa *inersia force* akibat beban gelombang semakin lama semakin besar seiring dengan meningkatnya *fluid acceleration*.

IV.5.2. Pembahasan II - (Kasus 2 silinder)

IV.5.2.a. Koefisien Drag vs Reynold number

Pada grafik C_D vs Re (gambar 4.9.a. – 4.9.d.) untuk tiap-tiap range dari besar $D/L = 1D - 4D$ untuk susunan *side by side* ditunjukkan fenomena yang terjadi bahwa nilai drag yang terjadi cenderung mengalami penurunan pada Re rendah hingga mencapai nilai seimbang pada $Re = 6,5 \times 10^4$ dimana *boundary layer* yang terbentuk masih dalam keadaan regime *subcritical*. Namun pada kondisi $D/L > 4D$ maka pengaruh kombinasi drag pada silinder adalah mendekati nol untuk Re yang tinggi. Fenomena ini juga menunjukkan bahwa pada kondisi $D/L \leq 4D$ bahwa masih terjadi pengaruh drag terhadap masing-masing silinder seperti yang terlihat pada lampiran 7.

Untuk kondisi *tandem*, pada tiap-tiap range $D/L = 1D - 4D$, fenomena yang terlihat bahwa nilai drag yang terjadi mengalami penurunan yang cukup tajam untuk nilai Re rendah dengan kondisi $D/L = 2D - 4D$. Namun pada kondisi $D/L = 1D$, nilai drag cenderung mempunyai harga yang seimbang untuk tiap-tiap harga Re diatas 10^4 . Hal ini dikarenakan pada kondisi $D/L = 1D$, struktur 2 silinder tersebut masih dianggap sebagai *single body*. Pengaruh ulean (*wake*) oleh silinder depan tidak begitu signifikan terhadap silinder belakang. Sedangkan untuk $D/L = 2D - 4D$ mulai terlihat adanya pengaruh tekanan dan ulean (*wake*) dari masing-masing silinder. Nilai kecepatan yang melintasi celah antar silinder untuk susunan *tandem* ini bernilai negatif yang berarti terjadi fenomena aliran pusar (aliran balik) pada domain yang menyebabkan terjadinya fenomena tekanan oleh silinder belakang pada *base* silinder depan.



Sedangkan pada kasus susunan *staggered*, untuk range $D/L = 1D - 4D$ pada tiap-tiap nilai Re terjadi fenomena yang hampir sama dengan susunan *tandem* dan *side by side*. Nilai drag yang ditimbulkan dari susunan ini memiliki kesamaan dengan susunan *tandem*. Namun untuk kondisi $D/L = 1D$, nilai drag-nya cenderung lebih tinggi pada Re yang rendah. Dan terjadi keseimbangan nilai drag untuk kondisi $D/L = 1D - 4D$ pada nilai $Re = 1,14 \times 10^5$. Adapun fenomena drag karena vektor kecepatan dapat dilihat visualnya pada lampiran 6 pada kondisi $D/L = 1D$.

Secara umum, fenomena yang ditunjukkan oleh grafik C_D vs Re diatas menunjukkan adanya perbedaan hasil dengan validasi yang ada yakni **Zdravkovich (1979)**, dikarenakan asumsi yang dipakai dalam eksperimen numerik ini berbeda dengan eksperimen validasi.

IV.5.2.b. Koefisien Lift vs Reynold number

Pada grafik C_L vs Re (gambar 4.10.a. – 4.10.d.) untuk susunan silinder *side by side*, ditunjukkan fenomena yang terjadi pada kondisi $D/L = 1D - 4D$ bahwa nilai *lift force* pada susunan ini mengalami penurunan pada nilai Re yang rendah dan seimbang untuk nilai $Re > 10^4$. Fenomena yang terjadi pada susunan ini disebabkan karena pada kondisi $D/L = 1D$ untuk Re yang rendah, jarak antar silinder sangat dekat sehingga pengaruh *lift force* dari masing-masing silinder cukup signifikan sehingga gaya hidrodinamis yang ditimbulkan cukup berpengaruh dan koefisien *lift force*-nya cukup tinggi dibandingkan kondisi lain.

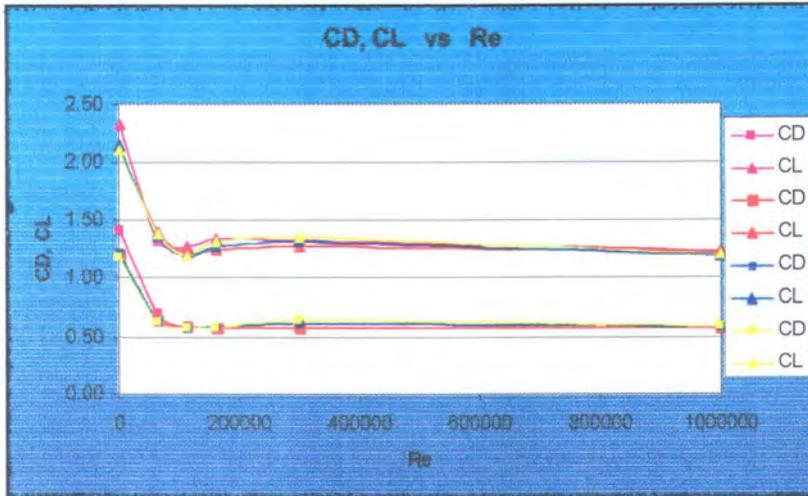
Pada grafik C_L vs Re untuk susunan silinder *tandem*, fenomena yang ditunjukkan adalah terjadinya penurunan nilai koefisien lift pada tiap-tiap kondisi D/L pada Re yang rendah kecuali pada kondisi $D/L = 3D$ yang mengalami



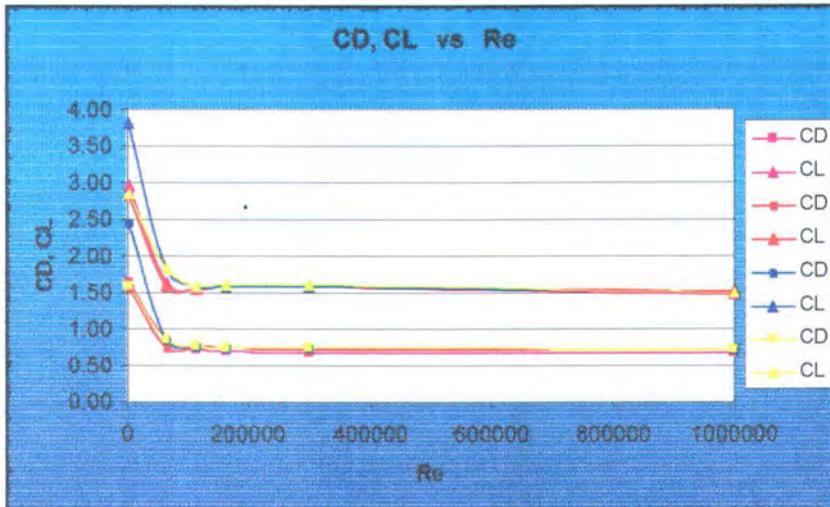
kenaikan kecil pada Re rendah. Namun secara umum terjadi fenomena kenaikan kembali pada saat nilai $Re = 1,63 \times 10^5$ dan mengalami keseimbangan pada Re selanjutnya. Untuk Re yang tinggi dengan regime *supercritical*, koefisien lift ini menurun secara periodik seiring dengan meningkatnya nilai Re hingga mencapai turbulen.

Sedangkan pada grafik C_L vs Re untuk susunan silinder *staggered*, terjadi fenomena penurunan gaya hidrodinamis dan koefisien gaya lift yang mencolok pada kondisi $D/L = 1D - 4D$ untuk Re rendah. Dan ditunjukkan pula bahwa untuk Re diatas $1,63 \times 10^5$ fenomena *lift koefisien* mengalami keseimbangan harga seiring dengan meningkatnya Re .

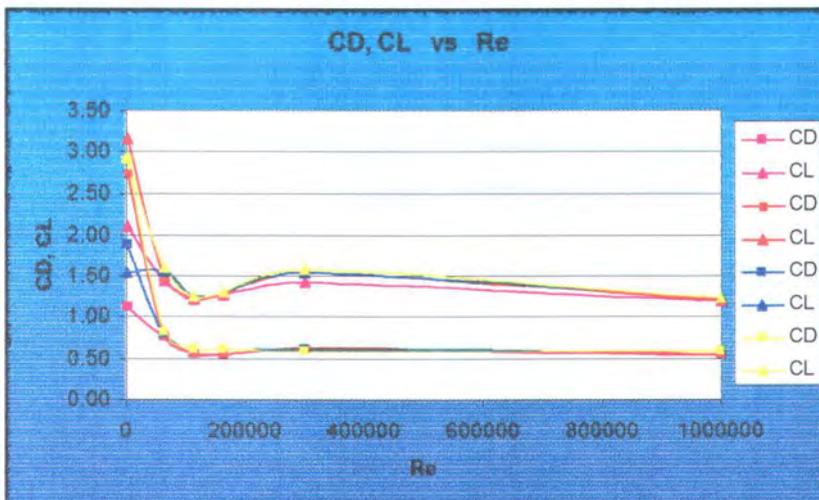
Fenomena secara visual untuk kondisi-kondisi diatas selanjutnya dapat dilihat pada lampiran 6 dan 7. Dari grafik hasil eksperimen numerik ini, untuk kondisi apapun hasilnya berbeda dengan validasi yang ada (**Zdravkovich, 1979**) dikarenakan adanya beda asumsi yang dipakai dalam pemodelan numerik ini seperti halnya pemilihan domain dan diameter silinder.



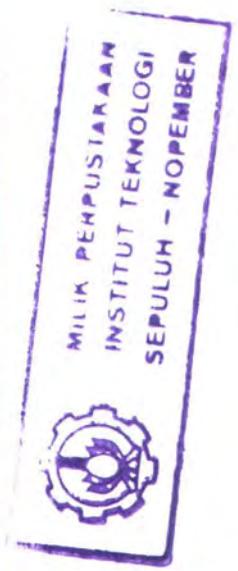
Gambar 4.13. Grafik gabungan kondisi *Side by Side* (1D – 4D)



Gambar 4.14. Grafik gabungan kondisi *Staggered* (1D – 4D)



Gambar 4.15. Grafik gabungan kondisi *Tandem* (1D – 4D)





BAB V
KESIMPULAN



BAB V

KESIMPULAN

V.1. Kesimpulan

Dari hasil eksperimen secara numerik dengan menggunakan software CFX maka dalam hal ini bisa ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Berkaitan dengan hasil percobaan yang dilakukan untuk kasus 1 silinder, adanya drag yang terjadi akibat adanya variasi kecepatan memberikan pengaruh terhadap munculnya fenomena terjadinya *wake* atau ulekan sedemikian rupa yang berada dibelakang silinder dan ulekan ini menggambarkan adanya kecepatan balik (arus pusar) yang mempunyai nilai kecepatan negatif yakni sebesar 0.015 m/s untuk $Re = 10^6$ dan 0.00087 m/s untuk $Re = 5000$.
2. Pada kasus 1 silinder akibat beban arus (*steady flow*), terjadi fenomena **drag crisis** pada Re yang rendah yang disebabkan adanya efek turbulensi pada *boundary layer*.
3. Pada kasus 1 silinder akibat beban gelombang (*oscillatory flow*), terjadi fenomena kenaikan nilai koefisien drag dan lift seiring dengan meningkatnya nilai KC , namun untuk nilai koefisien inersianya mengalami penurunan cepat pada harga $KC = 10 - 15$ dan pada $KC \geq 25$ nilai dari koefisien inersianya relatif konstan. Hal ini disebabkan karena pada Re yang rendah, *smooth boundary layer* belum terbentuk sehingga mengakibatkan gaya *drag* yang lebih besar.



4. Fenomena yang terjadi pada kasus 2 silinder akibat adanya variasi kecepatan menunjukkan kesamaan besar nilai koefisien gaya-gaya hidrodinamis yang bekerja pada silinder pada ketiga bentuk susunan untuk range $Re \geq 6,5 \times 10^4$.
5. Pada simulasi *tandem*, fenomena *wake* atau ulekan yang berpengaruh terhadap silinder lain terjadi pada kondisi susunan $D/L \geq 2D$ dimana pada kondisi ini menunjukkan adanya tekanan yang mendesak oleh silinder belakang terhadap *base* silinder depan. Pada kondisi ini pula terjadi fenomena aliran pusar diantara celah kedua silinder dan alirannya hampir *stagnant*.
6. Beban hidrodinamis terbesar pada kasus 2 silinder terjadi pada susunan *staggered* pada kondisi *Steady* dengan nilai *force*-nya sebesar $997,608 \text{ kg/ms}^2$ untuk $Re 10^6$.

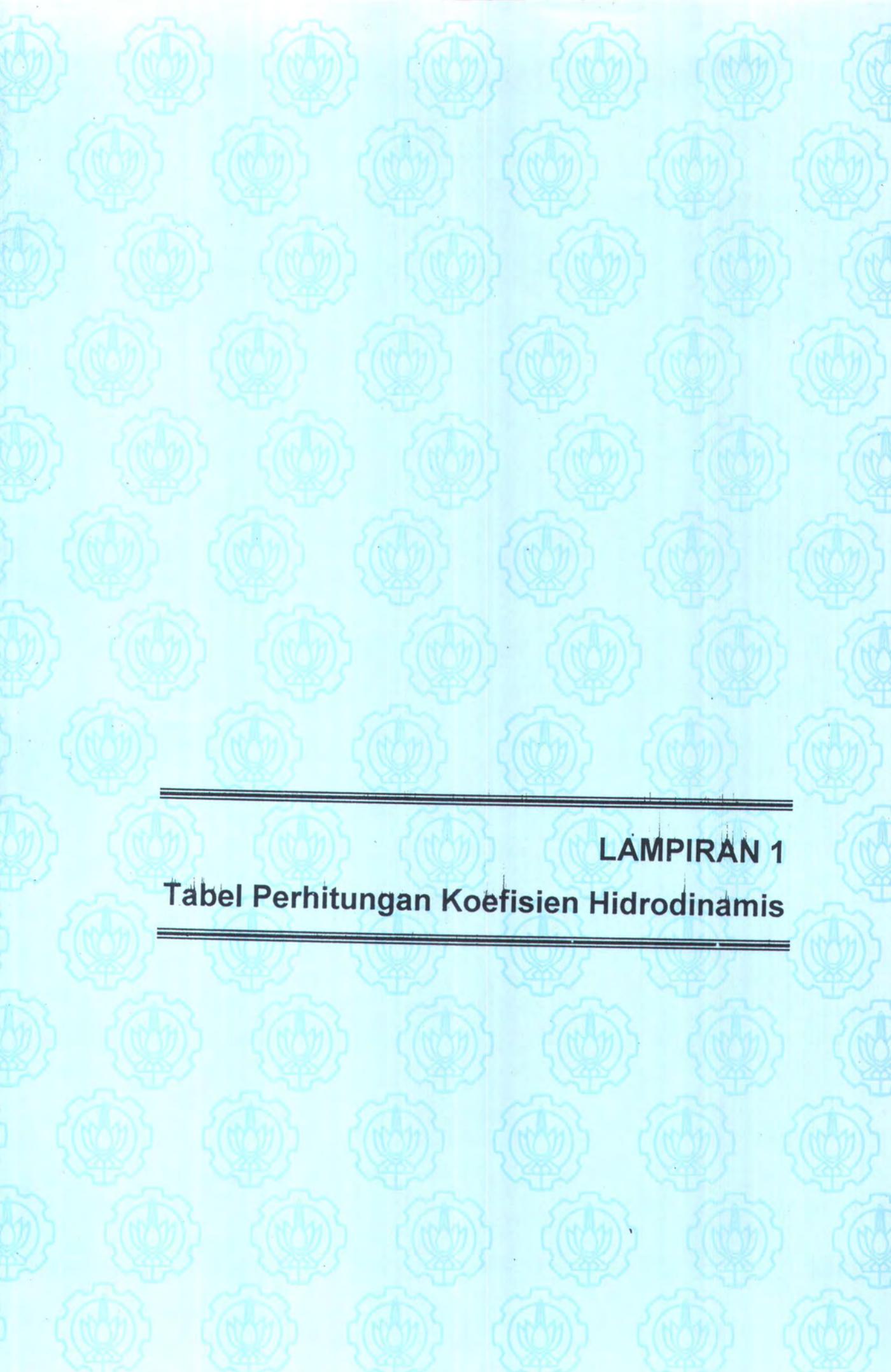
V.2. Saran

Untuk mendapatkan hasil yang optimal dalam penelitian mengenai fenomena yang terjadi pada nilai-nilai koefisien gaya hidrodinamis akibat beban arus dan gelombang perlu dilakukan adanya percobaan atau simulasi secara *real model* sebagai pembanding. Adapun kelebihan yang dimiliki oleh program CFX ini adalah adanya kemampuan merencanakan model simulasi dengan program CFX dengan lebih bervariasi dan relatif lebih murah biayanya sehingga model yang akan dibuat lebih baik disimulasikan dengan banyak variasi di program CFX. Sedangkan kelemahannya adalah waktu yang kita perlukan lebih banyak untuk mensimulasikan berbagai macam model tersebut.

Untuk melihat hasil-hasil yang lebih memuaskan dari percobaan ini maka perlu dilakukan percobaan dengan menggunakan silinder dengan diameter yang sama ataupun berbeda dan variasi nilai Re yang lebih tinggi ($Re \geq 10^6$).

DAFTAR PUSTAKA

- AEA Technology plc., " *Using Manual CFX-5.4.1 for Unix & Windows NT* ", Didcot, Oxford Shire OX110RA, United Kingdom, 1999.
- Chakrabarti, S.K., (1978), " *Hydrodynamics of Offshore Structure* ", Computational Mechanic Publications.
- Dawson, T.H., (1983), " *Offshore Structural Engineering* ", Prentice – Hall Inc.
- Indiyono, P., (1996), " *Hydrodynamic Loading Due To Appurtenances On Offshore Structural Members* ", A Thesis submitted for the degree of Doctor of Philisophy, Newcastle.
- Keulegan, G.H., and Carpenter, L.H., (1958), " *Forces On Cylinders And Plates In An Oscillating Fluid* ", Journal of Research of The National Bureau of Standards, Volume 45, No. 24, March.
- Milne-Thomson, L.M., (1986), " *Theoretical Hydrodinamics* ", The MacMillan Co., New York.
- Mutlu Sumer, B., and Fredsoe, J., (1997), " *Hydrodynamics Around Cylindrical Structures* ", Handbook of Department of Hydrodinamics and Water Resources (ISVA), Technical University of Denmark.
- Robert, F.W., and Alan McDonald, T., (1989), " *Introduction To Fluid Mechanics* ", Handbook of Mechanical Engineering.
- Sarpkaya, T., and Isaacson, M., (1981), " *Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures* ", Litton Educational Publishing Inc.
- Singh, S., Cash, R.F., Harris, D., and Boribond, L.A., (1982), " *Wave Forces on Circular Cylinders With Large Excrescences at Low Keulegan-Carpenter Numbers* ", N.M.I. Report 133.
- William, J.D., (2002), " *Flow Past A Circular Cylinder Experimental #3* ", Parabolic Press Publishing, USA.
- Zdravkovich, M.M., (1972), " *Smoke Observations of Wake of Tandem Cylinders at Low Reynolds Numbers* ", The Aeronautical Journal, Volume 76, February.
- Zdravkovich, M.M., (1972), " *Review of Flow Interference Between Two Circular Cylinders in Various Arrangements* ", Journal of Fluid Engineering, Transaction ASME, Volume 99, December.



LAMPIRAN 1
Tabel Perhitungan Koefisien Hidrodinamis

Catatan untuk Oscillatory Flow :

Morison's equation untuk *in line force* per panjang silinder dapat diturunkan sebagai berikut :

$$F(t) = Au(t)|u(t)| + B\dot{u}(t)$$

Dimana,

$$A = \frac{1}{2} \rho C_D \cdot D \quad B = \frac{1}{4} \pi \rho C_M \cdot D^2$$

Sehingga untuk *planar oscillatory flow*, kecepatan partikel fluida dan percepatannya dapat dituliskan sebagai berikut :

$$x = a \sin(\omega t)$$

$$U = a\omega \cos(\omega t)$$

$$\dot{U} = -a\omega^2 \sin(\omega t)$$

Sehingga rumusan Morison menjadi :

$$F = A (a\omega)^2 \cos \omega t |\cos \omega t| - B a\omega^2 \sin \omega t$$

$$[F\dot{U}] = [AU|U|\dot{U}] + [BU\dot{U}]$$

Jika alirannya dianggap benar² harmonic, nilai [AU|U|\dot{U}] dan [BU\dot{U}] adalah salah satunya dianggap nol (di-nol-kan). Sehingga didapatkan :

$$\mathbf{A} = \frac{F \cdot U}{U |U| U}$$

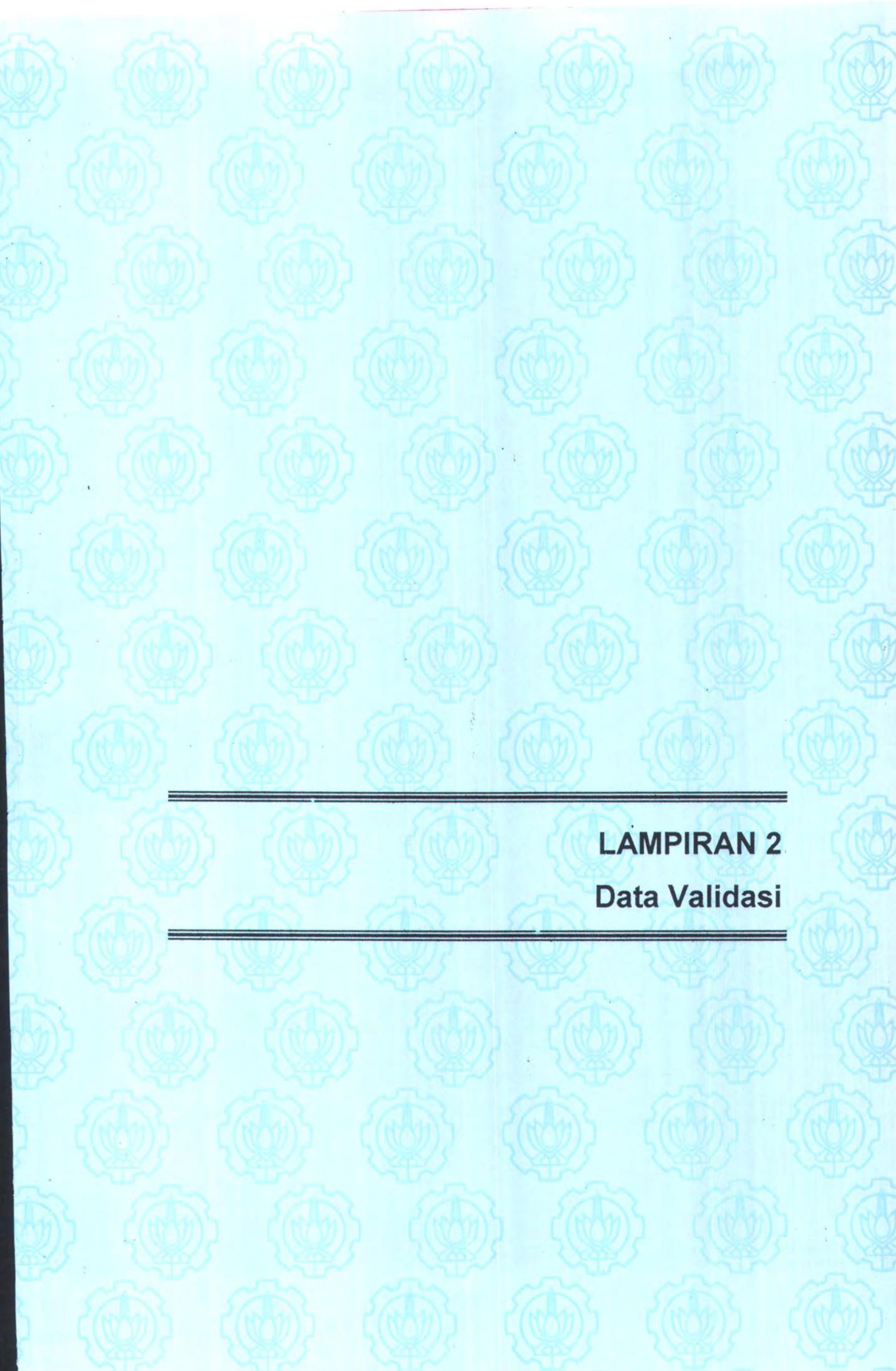
$$\mathbf{B} = \frac{F \cdot \dot{U}}{\dot{U} \dot{U}}$$

Maka, dari rumusan diatas, koefisien drag dan inersia pada kondisi Oscillatory Flow dapat dicari melalui :

$$C_D = \frac{A}{0.5 \rho \cdot D}$$

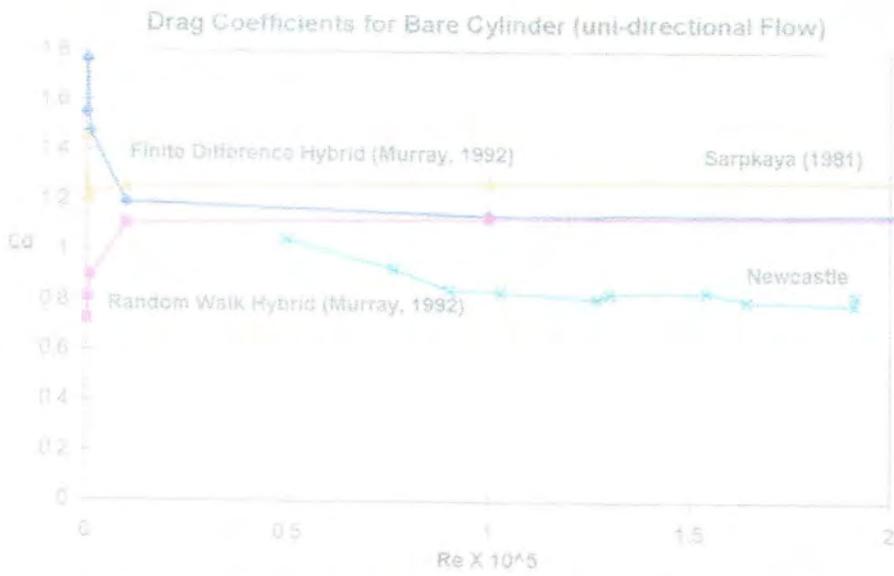
$$C_M = \frac{B}{0.25 \cdot \pi \cdot \rho D^2}$$

Steady Flow		Re	Iterasi	Quantitative Calculation						
SBS	1D			Press.		Velocity			Cd	Cl
				X	Y	X	Y			
1V	0.0033	3000	40	0.01206	0.011	0.0041	0.00304		1.40	2.32
2V	0.073	65000	40	3.7502	3.697	0.103	0.074		0.69	1.32
3V	0.128	114000	40	11.2812	11.2165	0.195	0.1312		0.58	1.27
4V	0.183	163000	40	23.0571	22.9703	0.28	0.1829		0.57	1.34
5V	0.34	300000	40	79.0284	79.011	0.52	0.341		0.57	1.33
6V	1.12	1000000	40	837.722	832.74	1.69	1.1472		0.57	1.23
	2D									
1V	0.0033	3000	40	0.01033	0.0101	0.0041	0.00304		1.20	2.13
2V	0.073	65000	40	3.4969	3.4772	0.103	0.07		0.64	1.38
3V	0.128	114000	40	10.6324	10.554	0.188	0.13		0.59	1.22
4V	0.183	163000	40	21.6004	21.6	0.27	0.184		0.58	1.24
5V	0.34	300000	40	74.0844	73.988	0.5	0.338		0.58	1.26
6V	1.12	1000000	40	797.758	797.32	1.64	1.133		0.58	1.21
	3D									
1V	0.0033	3000	40	0.01044	0.0102	0.0041	0.00304		1.21	2.15
2V	0.073	65000	40	3.46724	3.4155	0.103	0.07		0.64	1.36
3V	0.128	114000	40	10.5273	10.258	0.188	0.13		0.58	1.18
4V	0.183	163000	40	21.3781	20.988	0.265	0.18		0.59	1.26
5V	0.34	300000	40	73.1788	73.077	0.48	0.33		0.62	1.31
6V	1.12	1000000	40	785.669	785.15	1.62	1.133		0.58	1.19
	4D									
1V	0.0033	3000	40	0.01014	0.01	0.0041	0.00304		1.18	2.11
2V	0.073	65000	40	3.4521	3.451	0.103	0.07		0.63	1.37
3V	0.128	114000	40	10.4963	10.355	0.188	0.13		0.58	1.20
4V	0.183	163000	40	21.3389	21.3	0.27	0.178		0.57	1.31
5V	0.34	300000	40	73.1153	72.988	0.47	0.325		0.65	1.35
6V	1.12	1000000	40	785.725	785.33	1.61	1.13		0.59	1.20



LAMPIRAN 2
Data Validasi

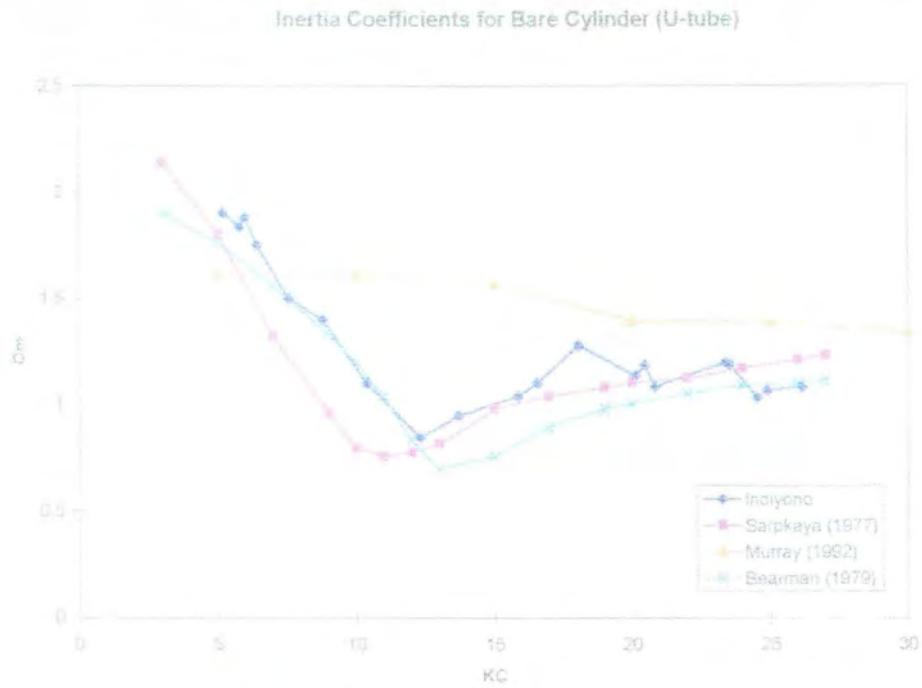
A. Data validasi C_D , C_L dan C_M pada kasus 1 silinder (Paul Indiyono, 1996)



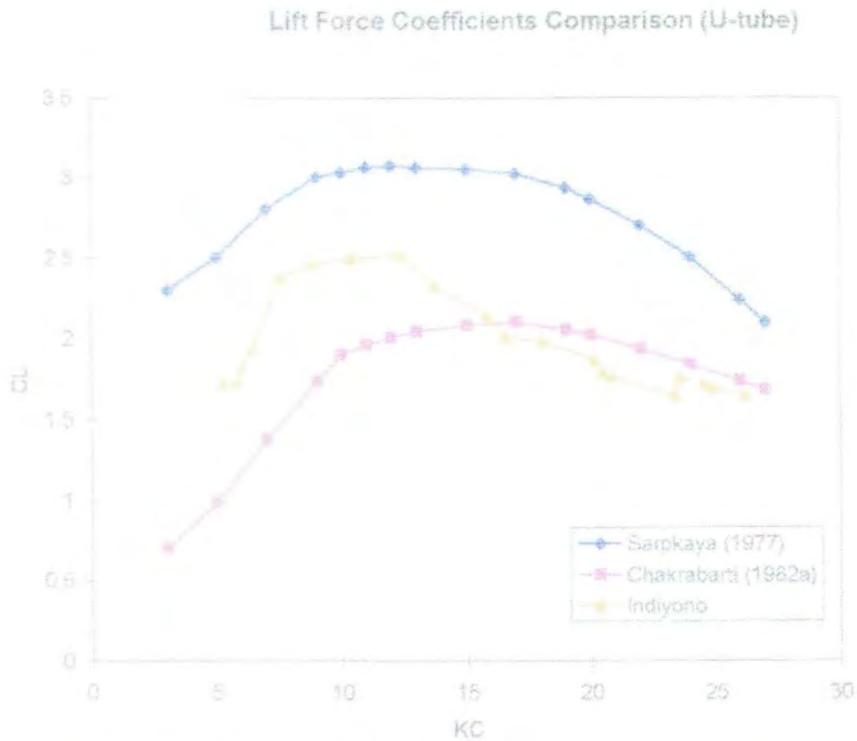
Lampiran 2. Grafik Koefisien drag pada kondisi Steady Flow



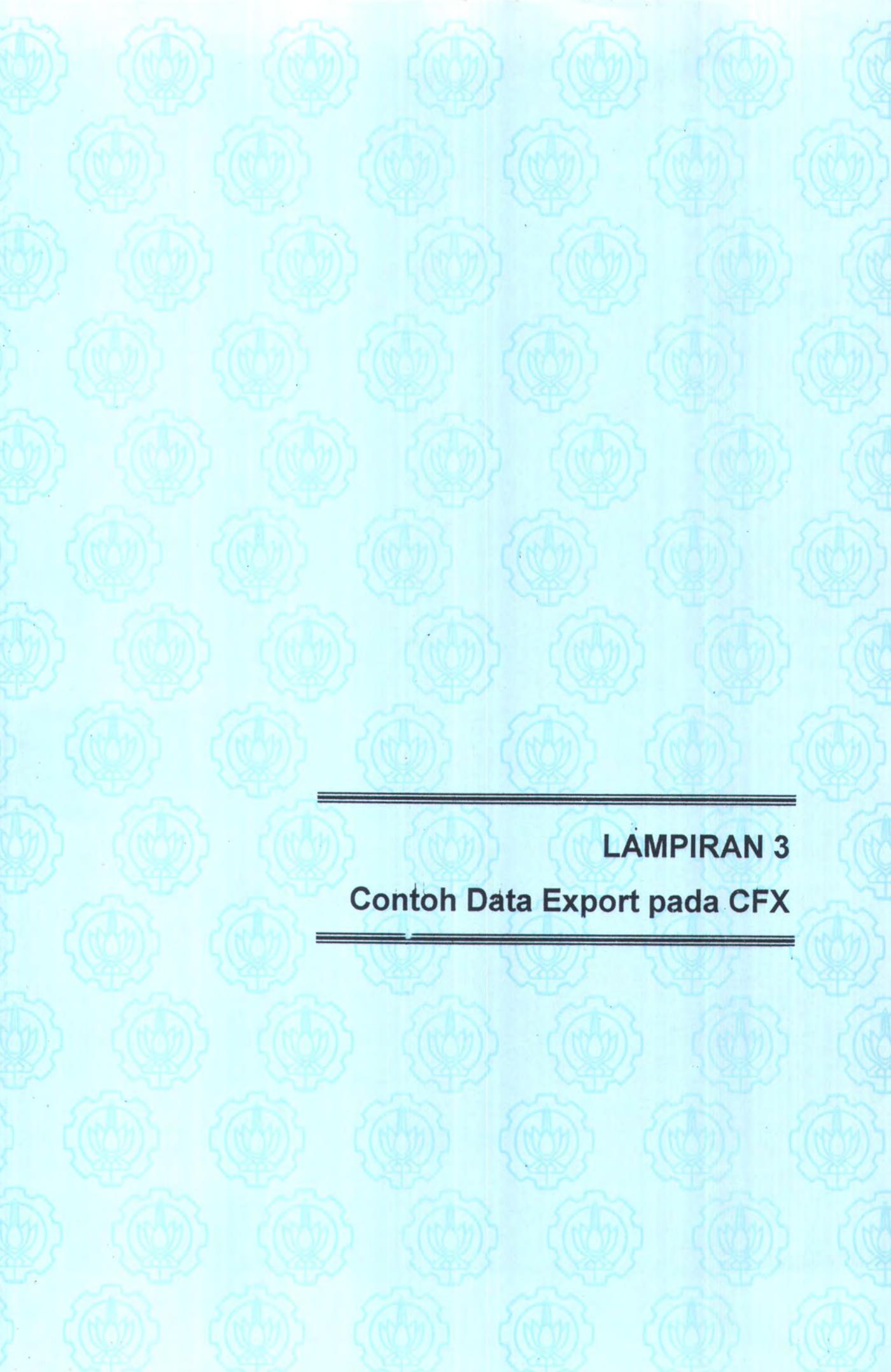
Lampiran 2. Grafik koefisien drag pada kondisi Oscillatory Flow



Lampiran 2. Grafik koefisien inersia pada kondisi Oscillatory Flow



Lampiran 2. Grafik koefisien lift pada kondisi Oscillatory Flow



LAMPIRAN 3
Contoh Data Export pada CFX

Keterangan:

- Locator : Slice_Plane#1
- Variabel : Pressure
- Write Vektor : Magnitude

adapun data dibawah ini diambil dari CFX-Visualize > Utilities > Data Export :

```
#
# Visualise data export file
#
# Format used:
# ($x,$y,$z) ($1)
#
# Number of locators to process: 1
# Generated on: Fri Jul 25 10:28:16 2003
# Nodes outside the domain are not included
#
#
# The following variables will be output for locator 0:
# $x - Coordinates (m)
# $y - Coordinates (m)
# $z - Coordinates (m)
# $1 - Pressure (kg m^-1 s^-2)
#
(3.379476,2.839145,0.250000) (-48.628323)
(3.374876,2.830831,0.250000) (-50.668224)
(3.365038,2.841660,0.250000) (-58.086994)
(3.438121,2.740935,0.250000) (-9.542660)
(3.438121,2.740935,0.250000) (-9.542660)
(3.438121,2.740935,0.250000) (-9.542660)
(3.399761,2.800314,0.250000) (-33.921242)
(3.418264,2.803645,0.250000) (-25.855083)
(3.408944,2.787519,0.250000) (-27.558704)
(3.483486,2.627439,0.250000) (9.046243)
(3.481466,2.634601,0.250000) (8.642398)
(3.483579,2.627427,0.250000) (9.051858)
(3.483515,2.627330,0.250000) (9.050995)
(3.362725,2.844090,0.250000) (-59.818497)
(3.354045,2.853053,0.250000) (-66.299446)
(3.357745,2.855564,0.250000) (-63.840832)
(3.455709,2.729700,0.250000) (-3.470149)
(3.450294,2.717201,0.250000) (-2.871097)
(3.444790,2.728388,0.250000) (-5.652113)
(3.479030,2.644039,0.250000) (8.125440)
(3.478850,2.643883,0.250000) (8.121024)
(3.478788,2.644081,0.250000) (8.104428)
(3.427335,2.759576,0.250000) (-15.665528)
(3.443743,2.761762,0.250000) (-11.141813)
(3.438121,2.740935,0.250000) (-9.542660)
(3.438121,2.740935,0.250000) (-9.542660)
```

(3.507794,2.494626,0.250000)	(8.953009)
(3.499883,2.491010,0.250000)	(8.927805)
(3.499985,2.497179,0.250000)	(8.960083)
(3.484602,2.622869,0.250000)	(9.199143)
(3.483965,2.627213,0.250000)	(9.074213)
(3.487889,2.609377,0.250000)	(9.648946)
(3.487826,2.609658,0.250000)	(9.641569)
(3.488082,2.609562,0.250000)	(9.654325)
(3.365588,2.860483,0.250000)	(-58.444607)
(3.343759,2.865976,0.250000)	(-73.078773)
(3.353320,2.853783,0.250000)	(-66.856018)
(3.339931,2.866665,0.250000)	(-75.646782)
(3.418021,2.803815,0.250000)	(-25.990641)
(3.395221,2.806180,0.250000)	(-36.835064)
(3.467320,2.677797,0.250000)	(4.519176)
(3.467078,2.678397,0.250000)	(4.426297)
(3.467901,2.678278,0.250000)	(4.546178)
(3.364420,2.842342,0.250000)	(-58.546413)
(3.379366,2.846026,0.250000)	(-49.351501)
(3.502399,2.603800,0.250000)	(10.085540)
(3.491652,2.590970,0.250000)	(9.841502)
(3.507360,2.606712,0.250000)	(10.226470)
(3.511632,2.487802,0.250000)	(8.941031)
(3.499617,2.480712,0.250000)	(8.898242)
(3.067440,2.004603,0.250000)	(-196.936462)
(3.063905,1.988894,0.250000)	(-183.221466)
(3.056280,2.003202,0.250000)	(-198.593079)
(2.727274,2.080960,0.250000)	(-109.053780)
(2.736889,2.074868,0.250000)	(-115.591278)
(2.723927,2.064801,0.250000)	(-104.355484)
(2.663241,2.112610,0.250000)	(-64.614883)
(2.667037,2.127028,0.250000)	(-65.292801)
(2.676800,2.118611,0.250000)	(-72.939026)
(3.380395,2.829048,0.250000)	(-47.478466)
(3.381318,2.823258,0.250000)	(-46.246178)
(3.376966,2.828472,0.250000)	(-49.294735)
(2.967726,2.001080,0.250000)	(-199.187561)
(2.979822,2.000441,0.250000)	(-199.816635)
(2.973762,1.992978,0.250000)	(-193.042542)
(3.390040,2.812840,0.250000)	(-40.251183)
(3.391930,2.821893,0.250000)	(-40.394627)
(3.367466,2.858793,0.250000)	(-57.141781)
(2.547858,2.742713,0.250000)	(28.594961)
(2.561760,2.740719,0.250000)	(25.554754)
(2.556942,2.731466,0.250000)	(30.407179)
(3.276799,2.916366,0.250000)	(-118.270897)
(3.289595,2.926631,0.250000)	(-105.117447)
(3.285843,2.910198,0.250000)	(-112.359482)
(3.451527,2.257511,0.250000)	(-5.230139)
(3.438219,2.259243,0.250000)	(-8.246718)
(3.443001,2.268414,0.250000)	(-5.731130)
(3.472666,2.693112,0.250000)	(3.714003)
(3.460222,2.695437,0.250000)	(1.848462)
(3.484681,2.685246,0.250000)	(5.891753)
(3.447012,2.760055,0.250000)	(-9.973955)
(3.499889,2.508721,0.250000)	(9.103303)
(3.499546,2.520487,0.250000)	(9.220924)
(3.512510,2.514151,0.250000)	(9.196570)
(2.627168,2.855169,0.250000)	(-39.988689)
(2.642257,2.849248,0.250000)	(-47.998318)

LAMPIRAN 4
Contoh Data Quantitative Calculation pada CFX

1. Pressure

The minimum value of Pressure over SlicePlane#1 is:

-1823.18 kg m⁻¹ s⁻²

The maximum value of Pressure over SlicePlane#1 is:

795.098 kg m⁻¹ s⁻²

The approximate area of SlicePlane#1 is:

34.215 m²

The area weighted average of Pressure over SlicePlane#1 is:

-16.3407 kg m⁻¹ s⁻²

The approximate volumetric flow over SlicePlane#1 is:

0.0190791 m³ s⁻¹

The volumetric flow weighted average of Pressure over SlicePlane#1 is:

-28.0857 kg m⁻¹ s⁻²

The approximate total mass flow over SlicePlane#1 is:

20.1985 kg s⁻¹

The mass weighted average of Pressure over SlicePlane#1 is:

-26.9381 kg m⁻¹ s⁻²

2. Pressure Gradient

The minimum value of Pressure.Gradient.MAG over SlicePlane#1 is:

3.22457 kg m⁻² s⁻²

The maximum value of Pressure.Gradient.MAG over SlicePlane#1 is:

8100.17 kg m⁻² s⁻²

The approximate area of SlicePlane#1 is:

34.215 m²

The area weighted average of Pressure.Gradient.MAG over SlicePlane#1 is:

198.361 kg m⁻² s⁻²

The approximate volumetric flow over SlicePlane#1 is:

0.0190791 m³ s⁻¹

The volumetric flow weighted average of Pressure.Gradient.MAG over SlicePlane#1 is:

630.962 kg m⁻² s⁻²

The approximate total mass flow over SlicePlane#1 is:

20.1985 kg s⁻¹

The mass weighted average of Pressure.Gradient.MAG over SlicePlane#1 is:

624.454 kg m⁻² s⁻²

3. Velocity-x

The minimum value of Velocity.X over SlicePlane#1 is:

-0.015922 m s⁻¹

The maximum value of Velocity.X over SlicePlane#1 is:

2.02378 m s⁻¹

The approximate area of SlicePlane#1 is:

34.215 m²

The area weighted average of Velocity.X over SlicePlane#1 is:

1.0924 m s⁻¹

The approximate volumetric flow over SlicePlane#1 is:

0.0190791 m³ s⁻¹

The volumetric flow weighted average of Velocity.X over SlicePlane#1 is:

0.880452 m s⁻¹

The approximate total mass flow over SlicePlane#1 is:

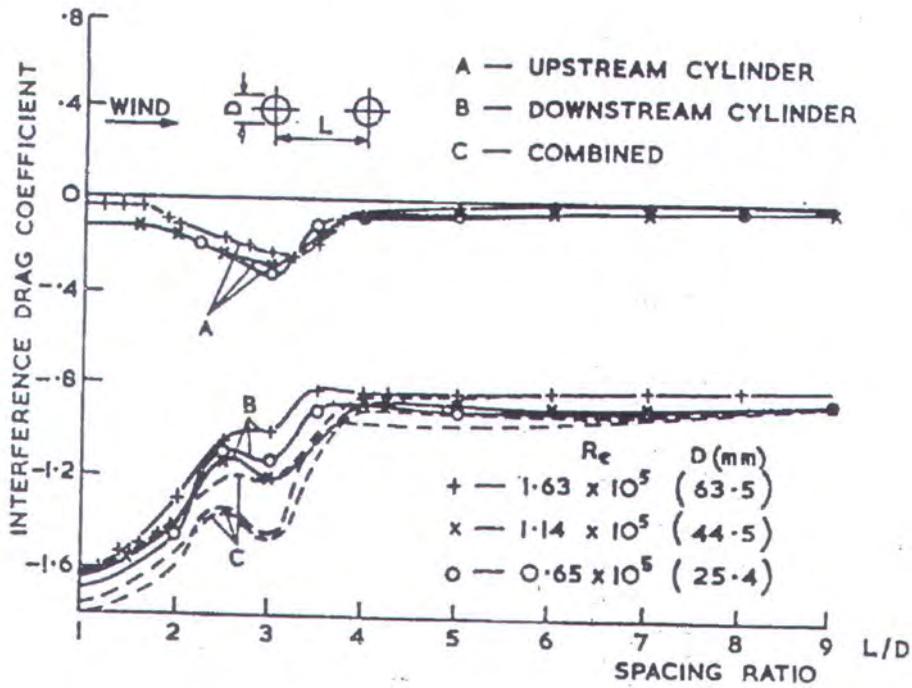
20.1985 kg s⁻¹

The mass weighted average of Velocity.X over SlicePlane#1 is:

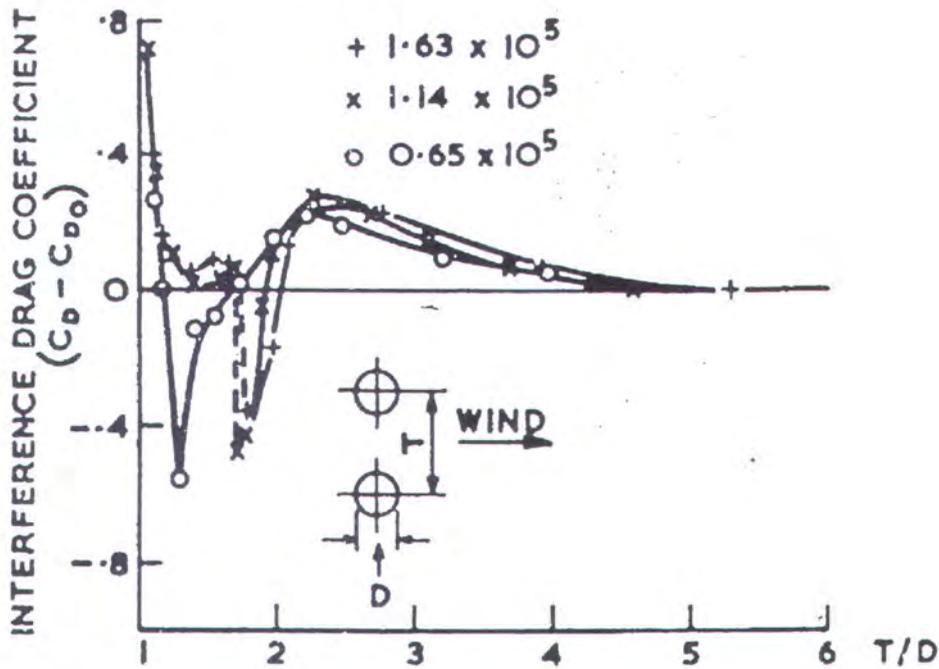
0.886097 m s⁻¹



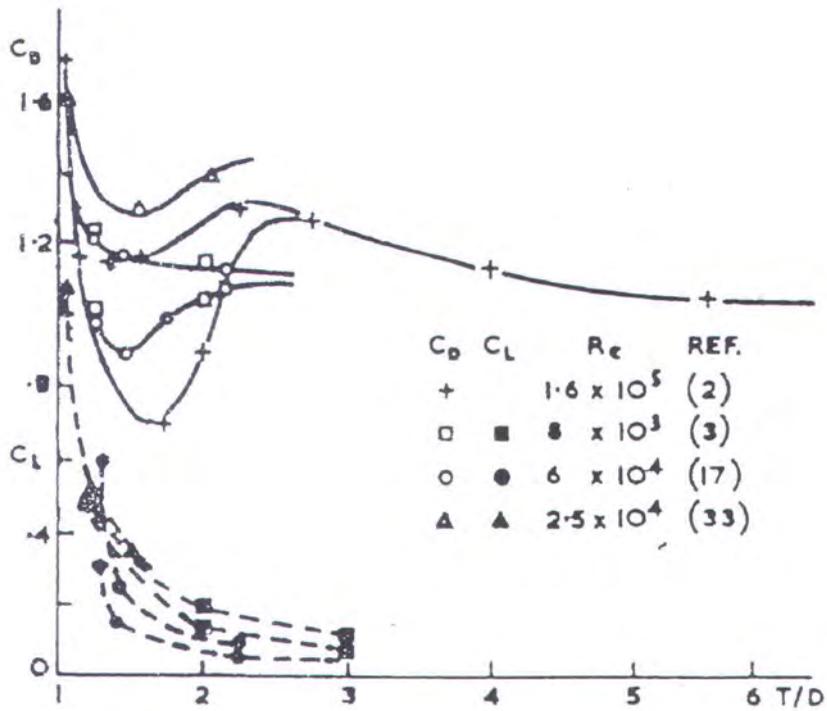
B. Data validasi C_D , C_L dan C_M pada kasus 2 silinder (Zdravkovich, 1979)



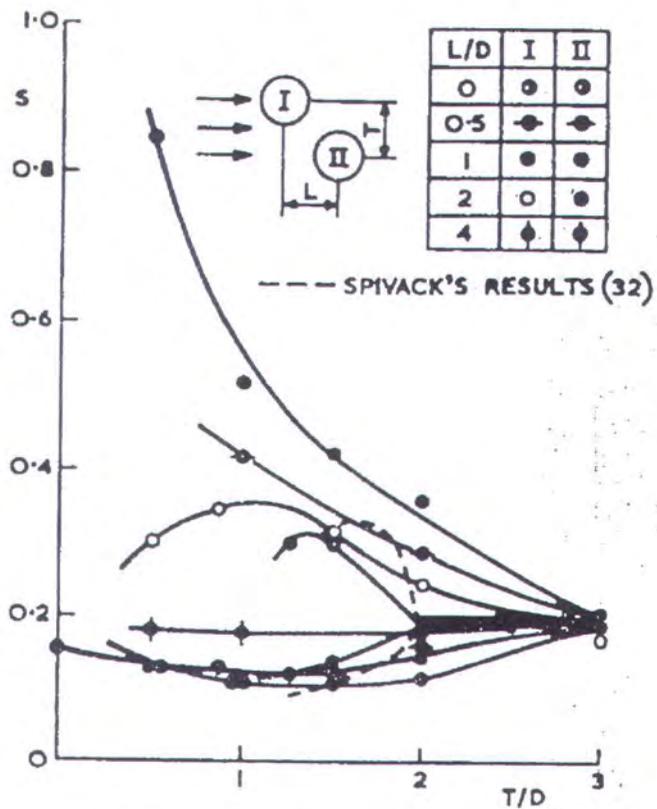
Lampiran 2. Interference drag coefficient for Tandem Cylinder



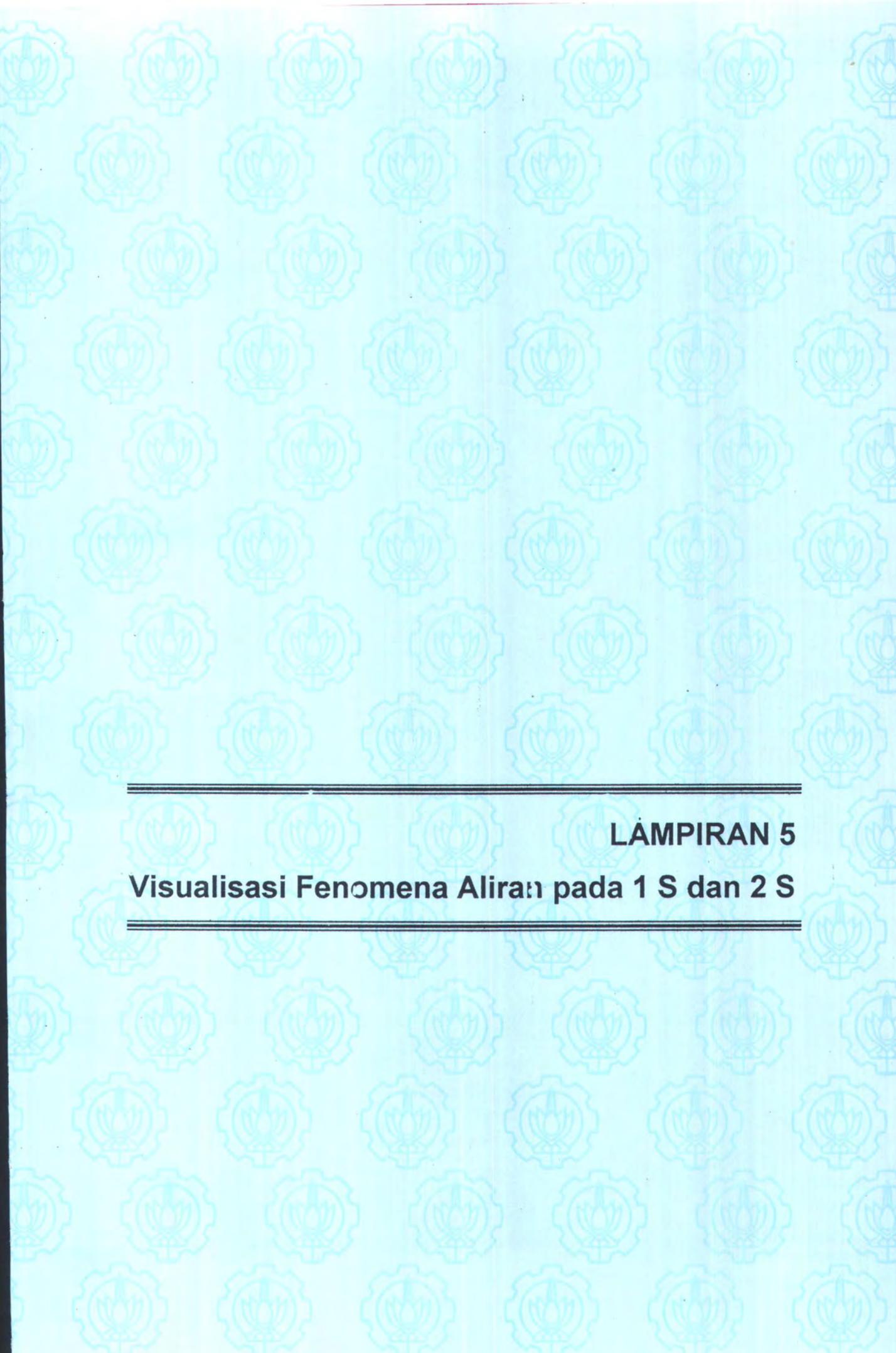
Lampiran 2. Interference drag coefficient for Side by Side Arrangement



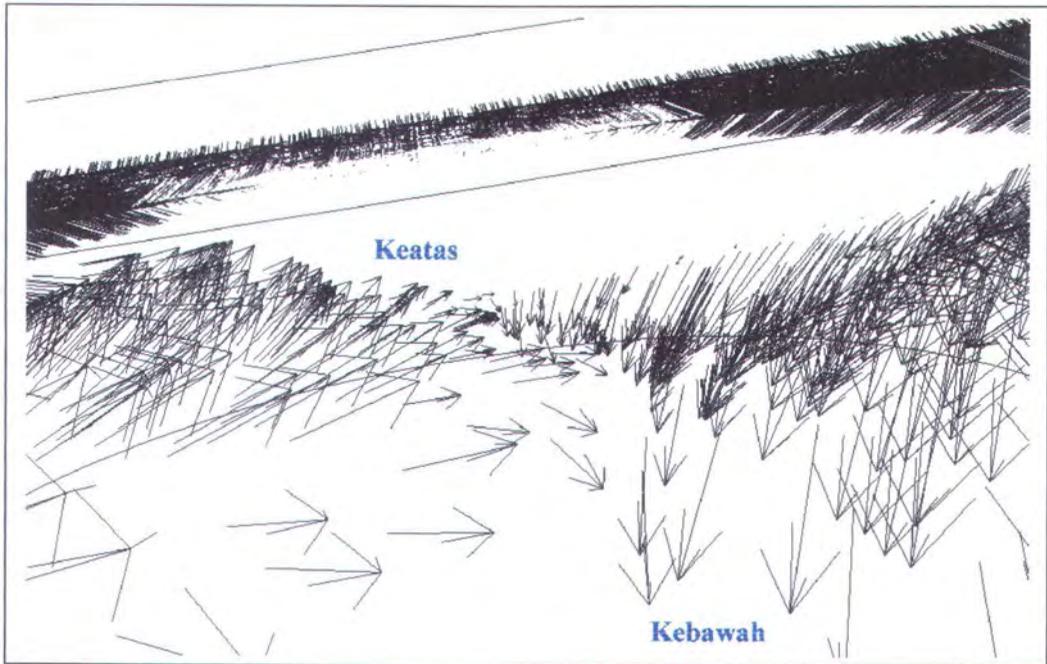
Lampiran 2. Drag and Lift coefficient for Side by Side Arrangement



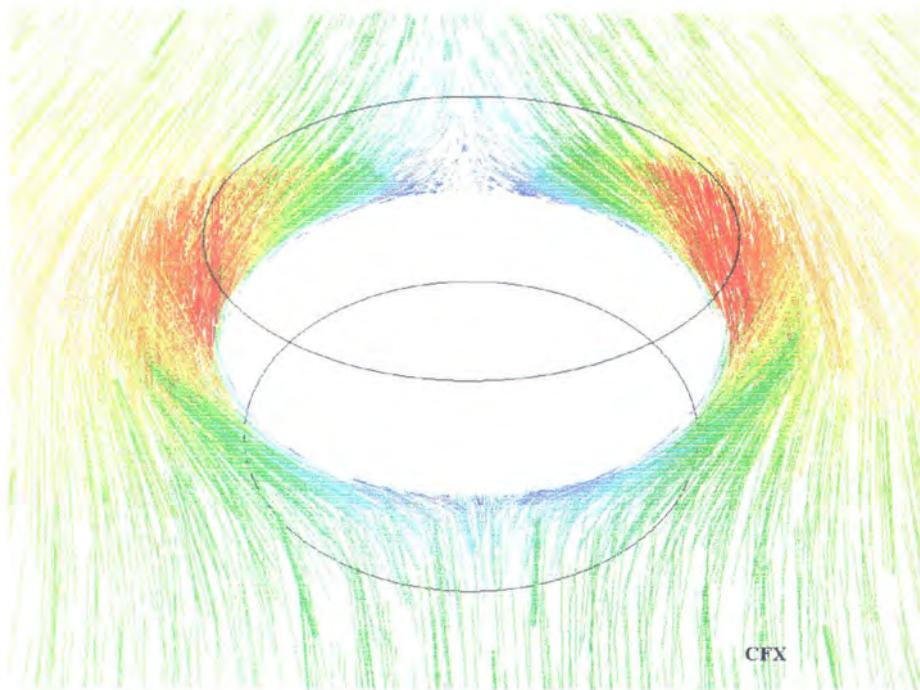
Lampiran 2. Strouhal Number for two cylinder in Staggered Arrangement



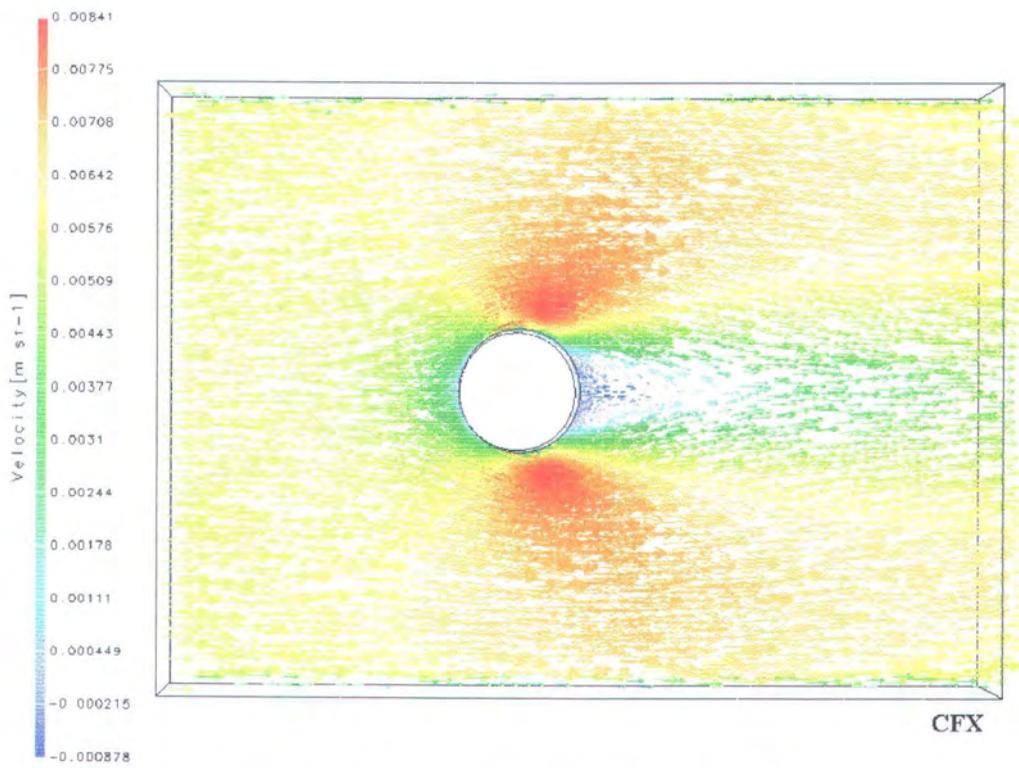
LAMPIRAN 5
Visualisasi Fenomena Aliran pada 1 S dan 2 S



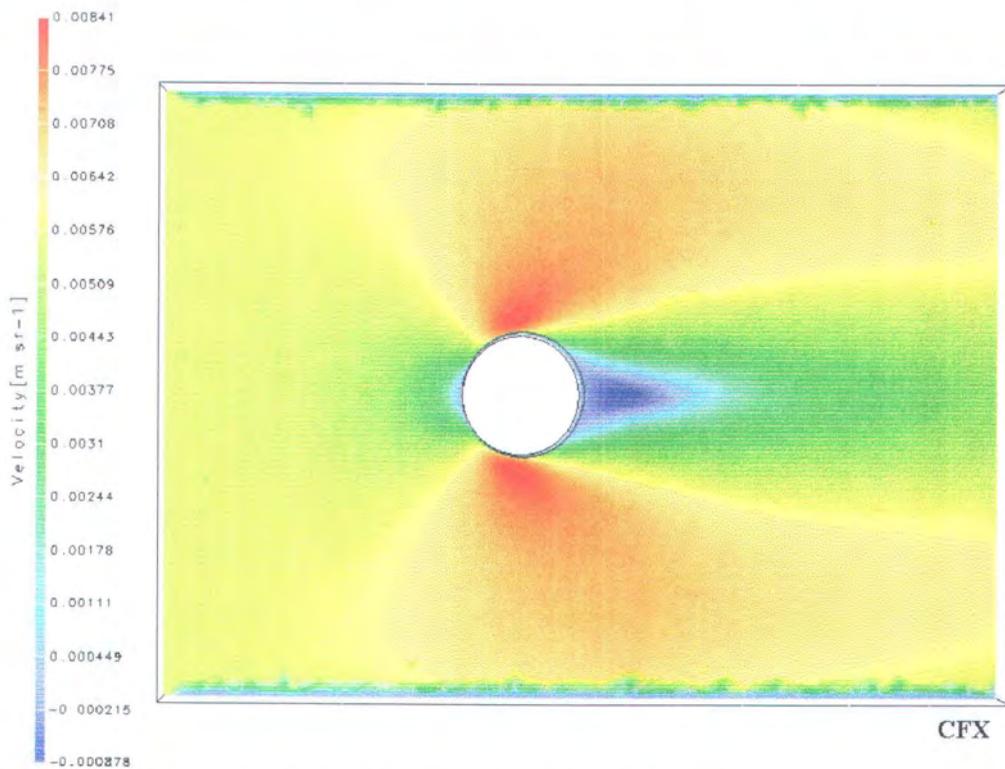
Lampiran 5. Fenomena *wake* dibelakang silinder
(aliran disisi kiri bergerak keatas dan disisi kanan bergerak kebawah)



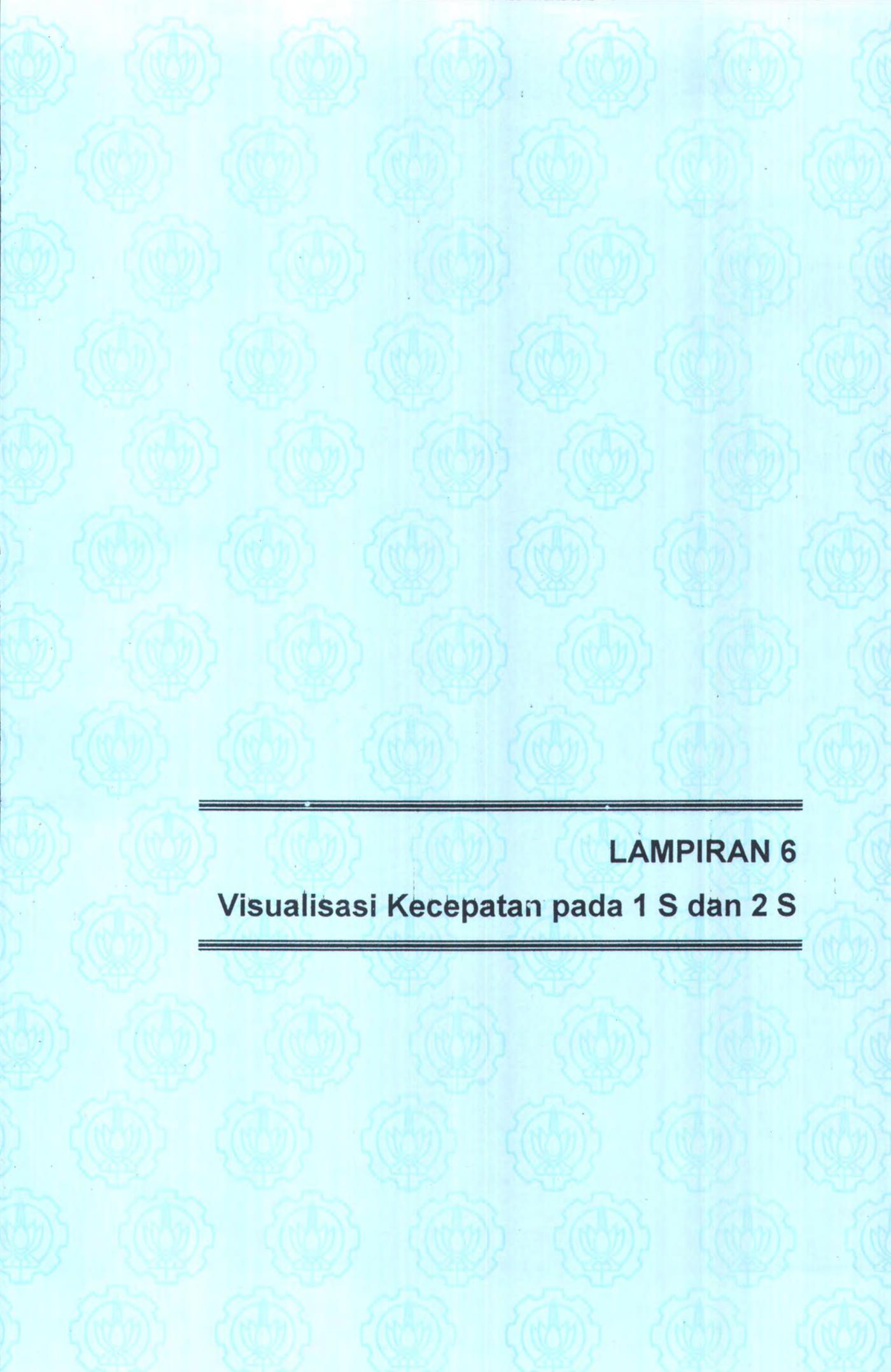
Lampiran 5. Fenomena distribusi kecepatan disekitar silinder



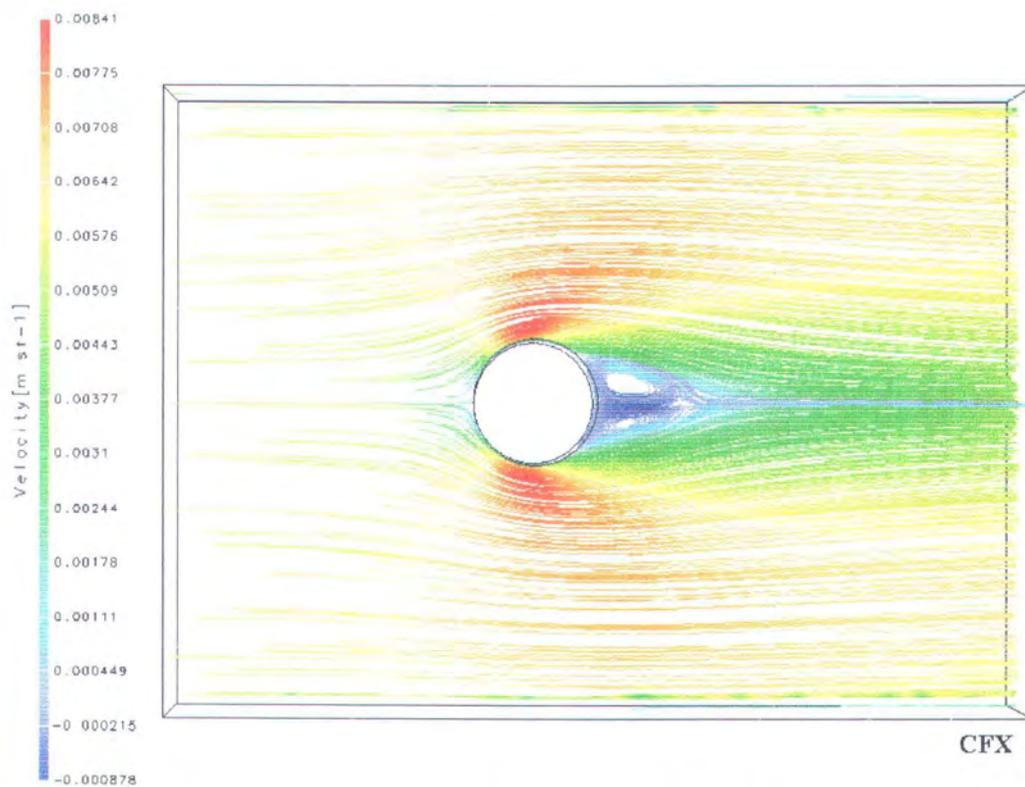
Lampiran 6. Visual Vektor Velocity-x pada 1 silinder



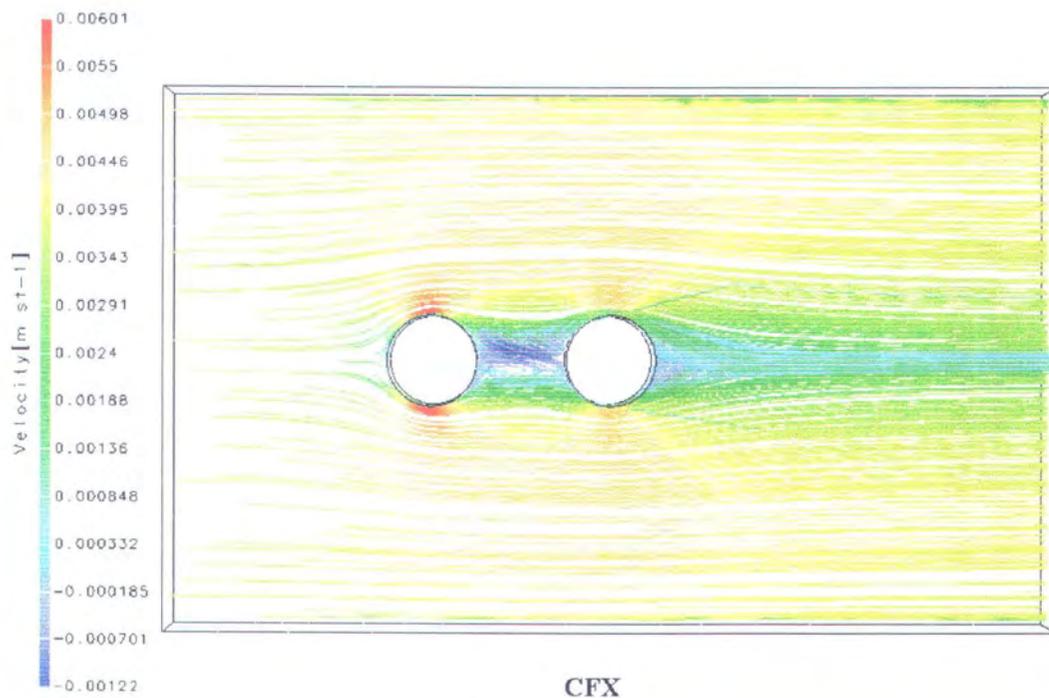
Lampiran 6. Visual Surface Velocity-x pada 1 silinder



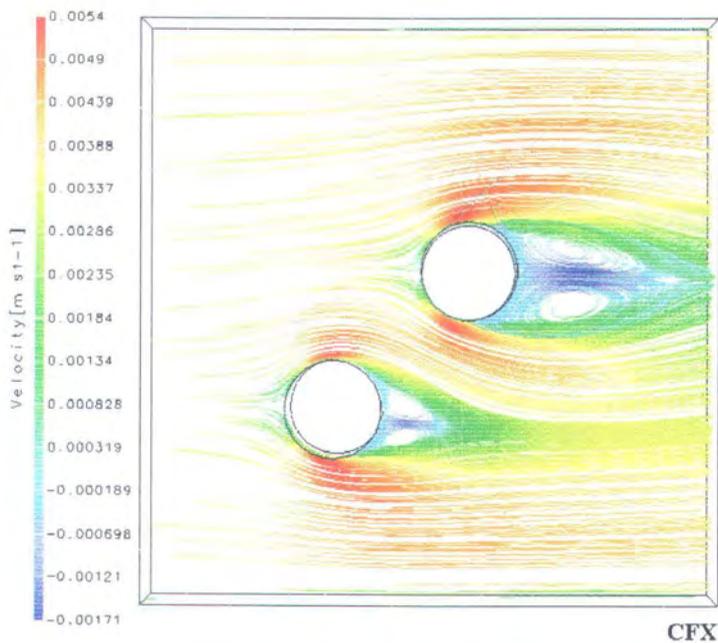
LAMPIRAN 6
Visualisasi Kecepatan pada 1 S dan 2 S



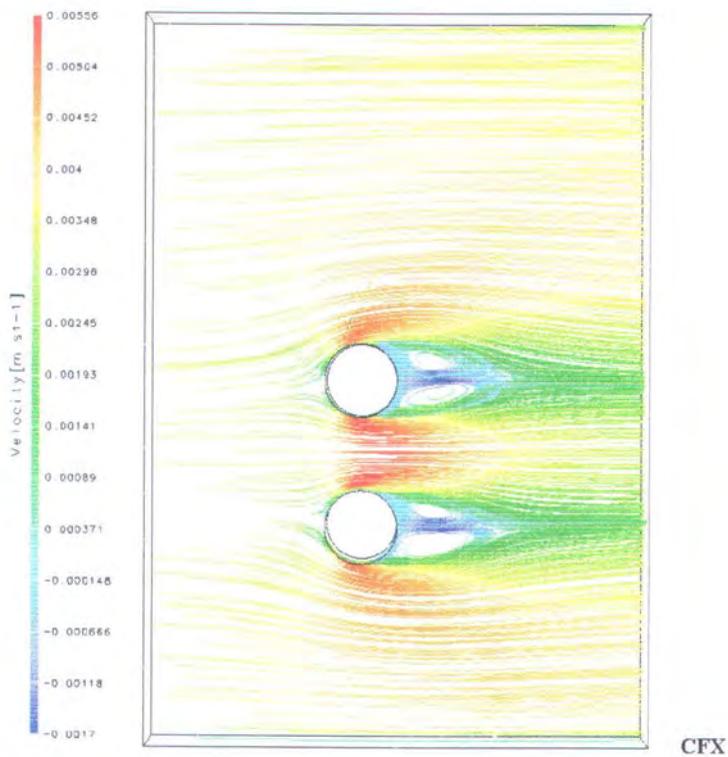
Lampiran 6. Visual Streamline Velocity-x pada 1 silinder



Lampiran 6. Visual Streamline Velocity-x pada 2 silinder (Tandem)

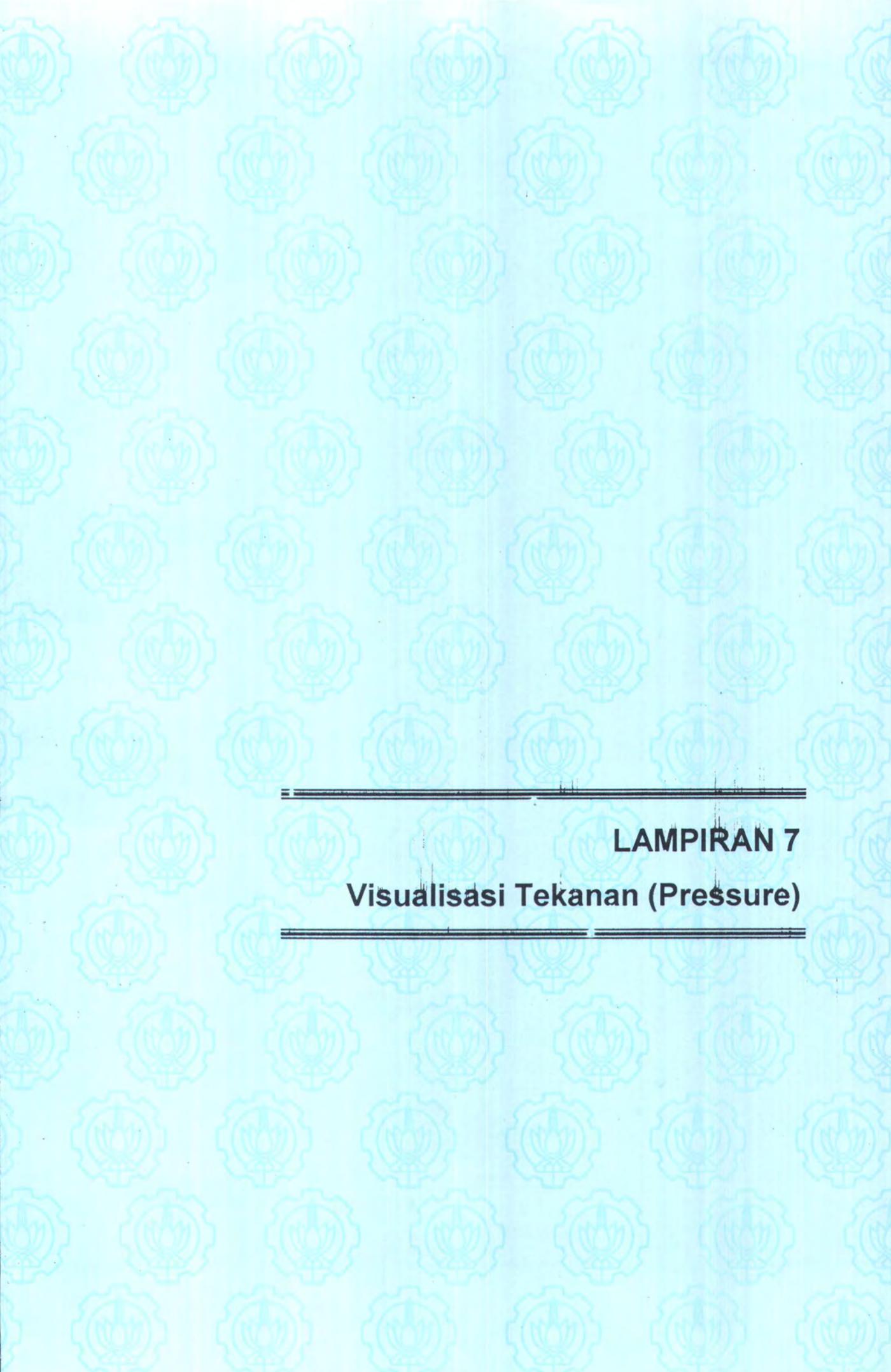


Lampiran 6. Visual Streamline Velocity-x pada 2 silinder (Staggered)

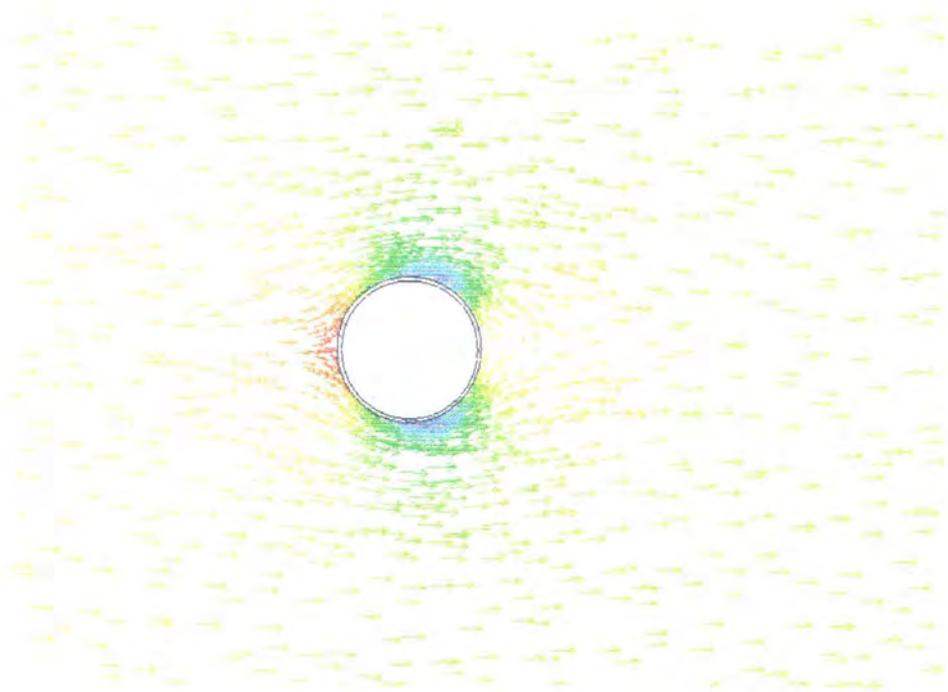


Lampiran 6. Visual Streamline Velocity-x pada 2 silinder (Side by Side)

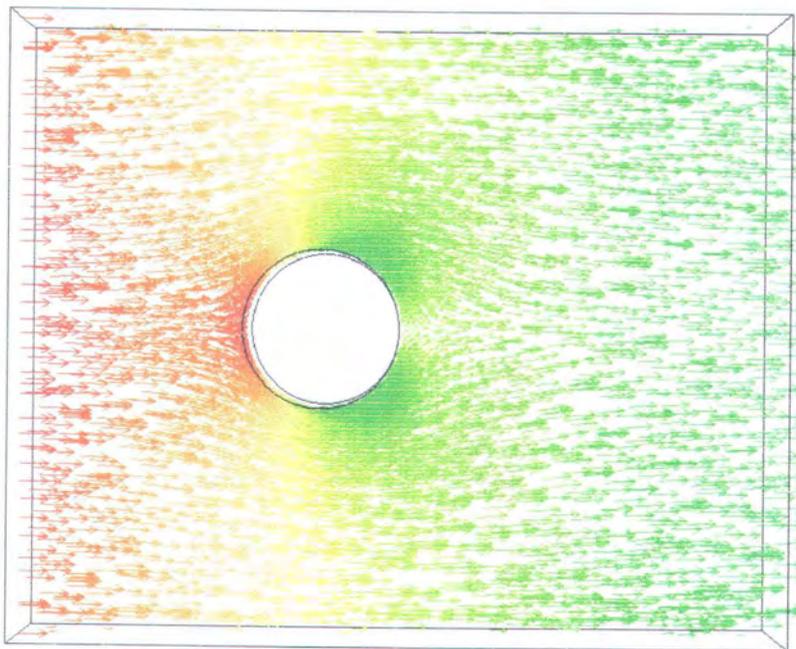




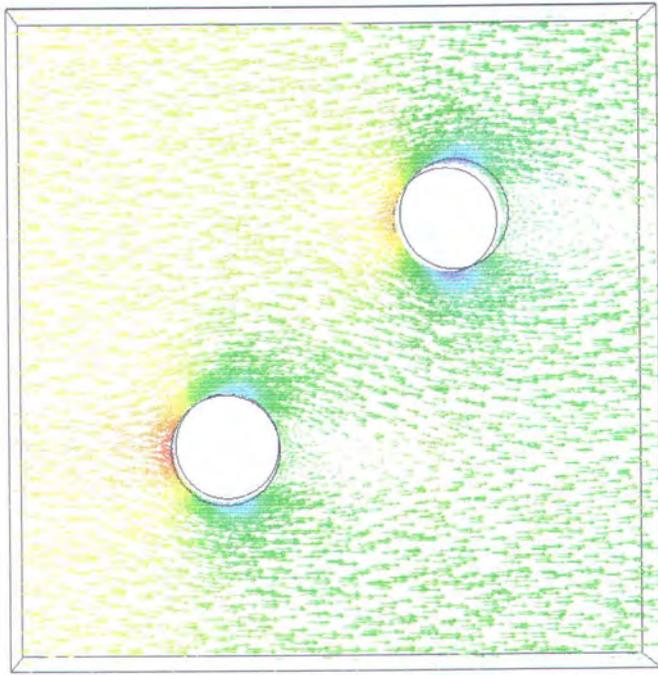
LAMPIRAN 7
Visualisasi Tekanan (Pressure)



Lampiran 7. Visualisasi Pressure (Force) pada 1 Silinder (Steady Flow)

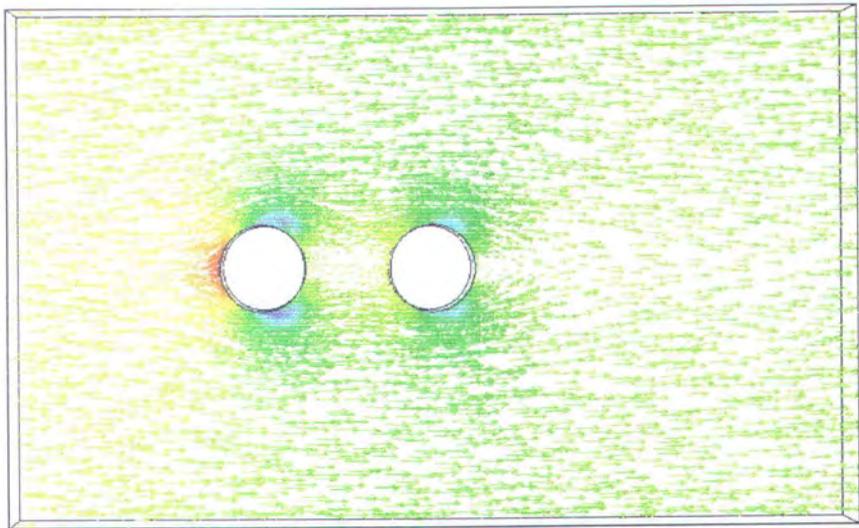


Lampiran 7. Visualisasi Pressure (Force) pada Oscillatory Flow



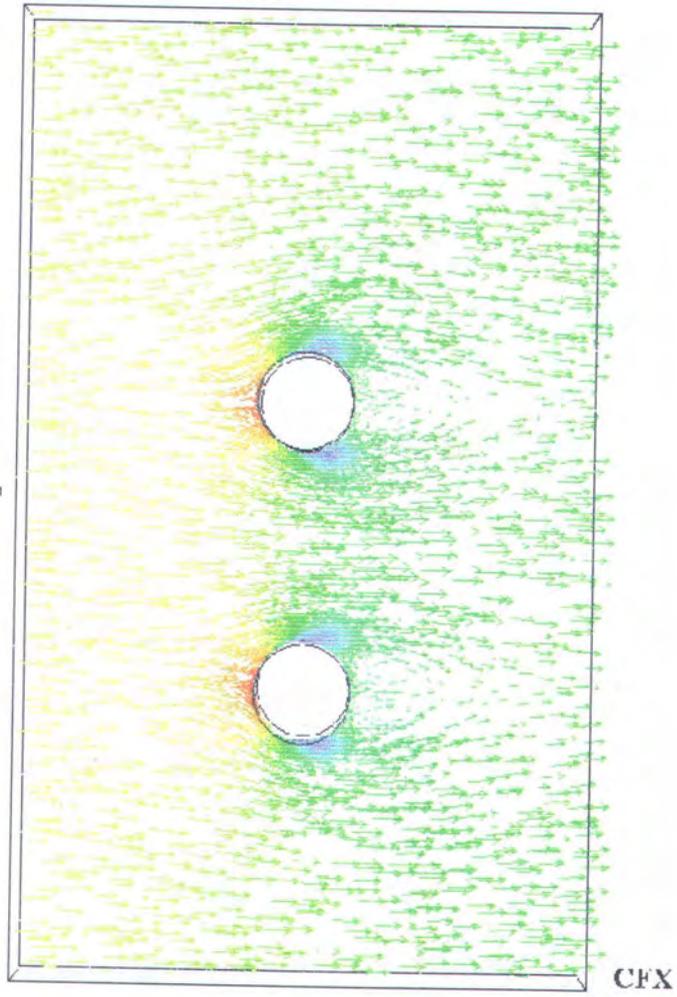
CFX

Lampiran 7. Visualisasi Pressure (Force) pada 2 Silinder (Staggered)

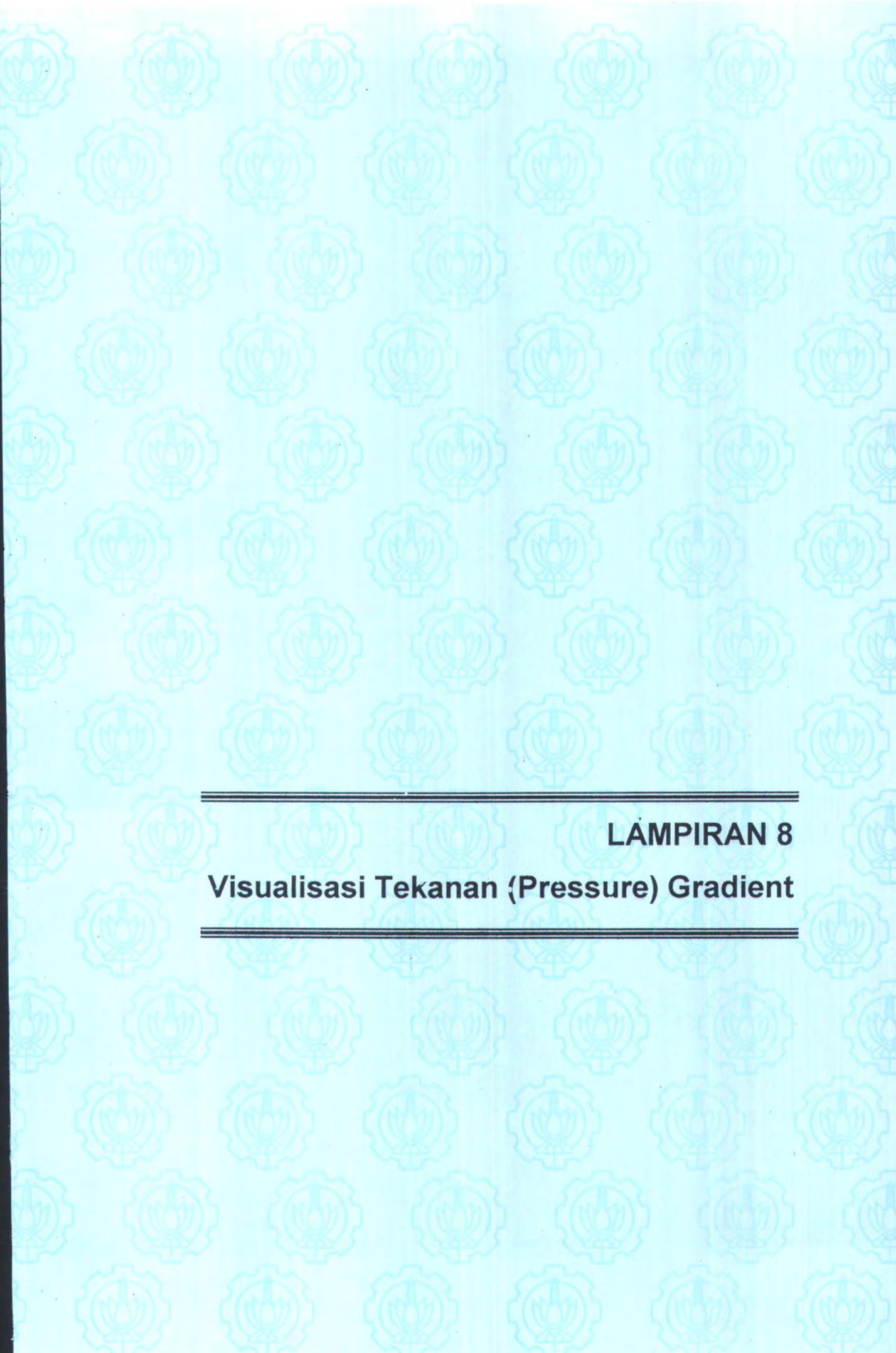


CFX

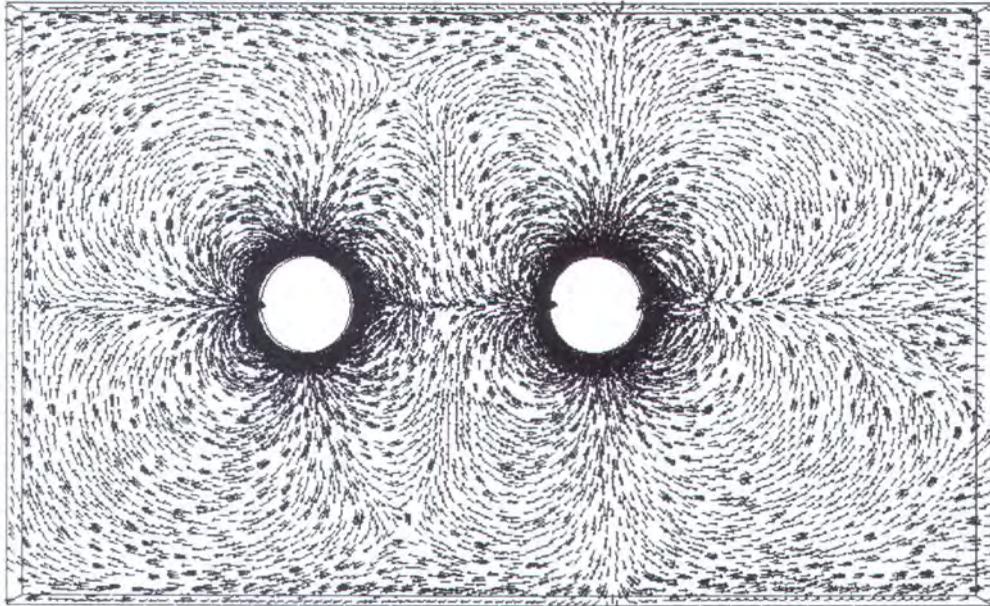
Lampiran 7. Visualisasi Pressure (Force) pada 2 Silinder (Tandem)



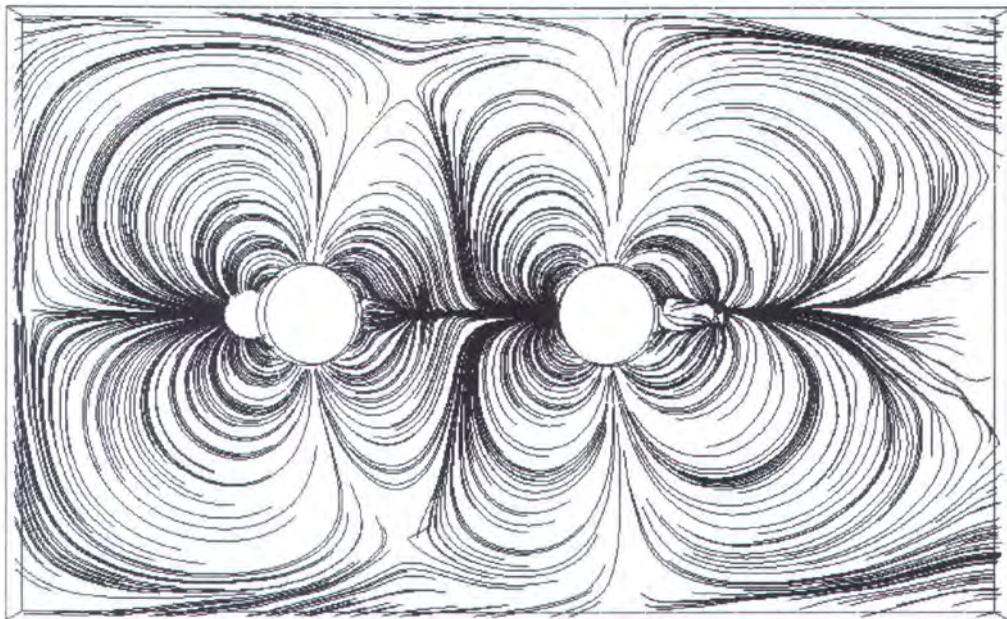
Lampiran 7. Visualisasi Pressure (Force) pada 2 Silinder (Side by Side)



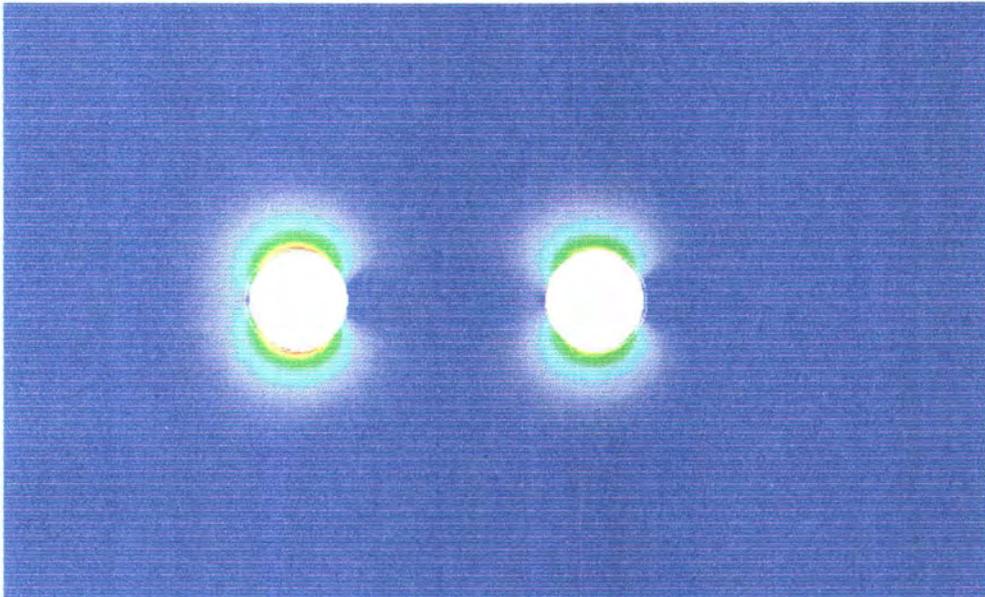
LAMPIRAN 8
Visualisasi Tekanan (Pressure) Gradient



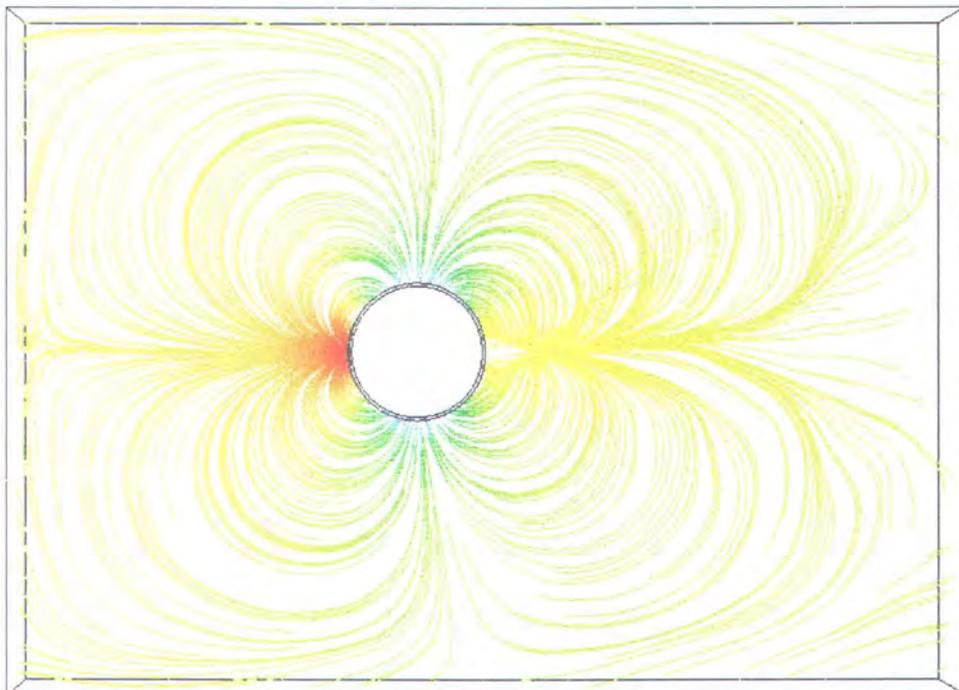
Lampiran 8. Visual Vektor Pressure Gradient 2 silinder (Variabel : Pressure Gradient)



Lampiran 8. Visual Streamline Pressure Gradient 2 silinder (Variabel : Pressure Gradient)

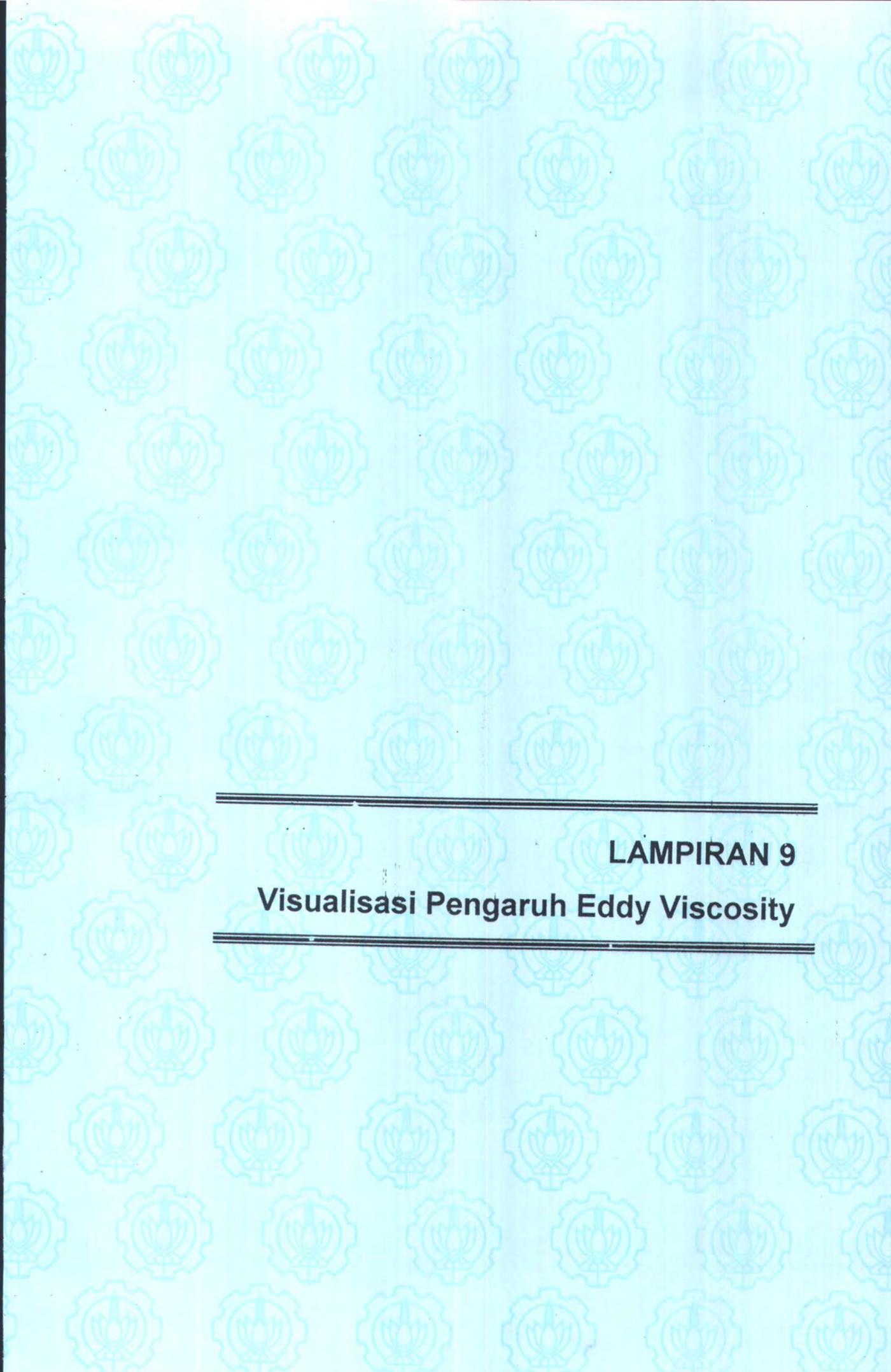


Lampiran 8. Visual Surface Pressure Gradient 2 silinder (Variabel : Pressure Gradient)

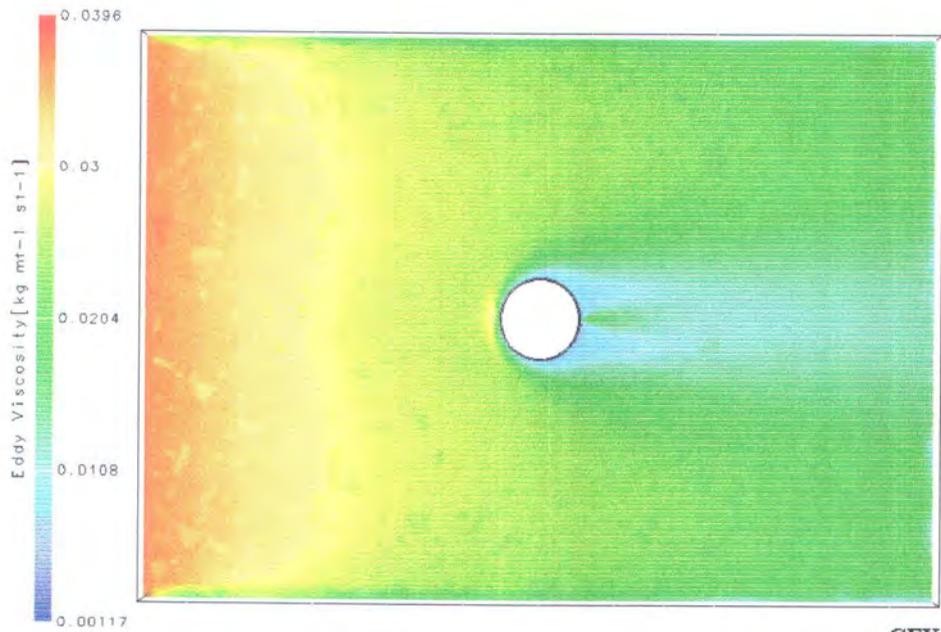


CFX

Lampiran 7. Visual Streamline Pressure Gradient pada 1 Silinder (Variabel : Velocity)

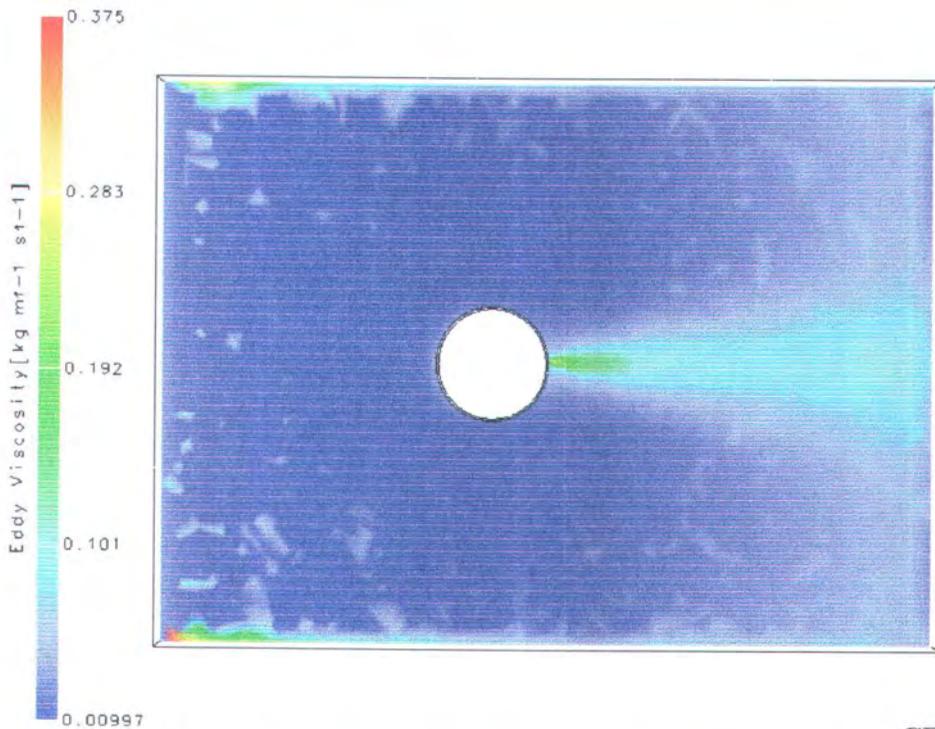


LAMPIRAN 9
Visualisasi Pengaruh Eddy Viscosity



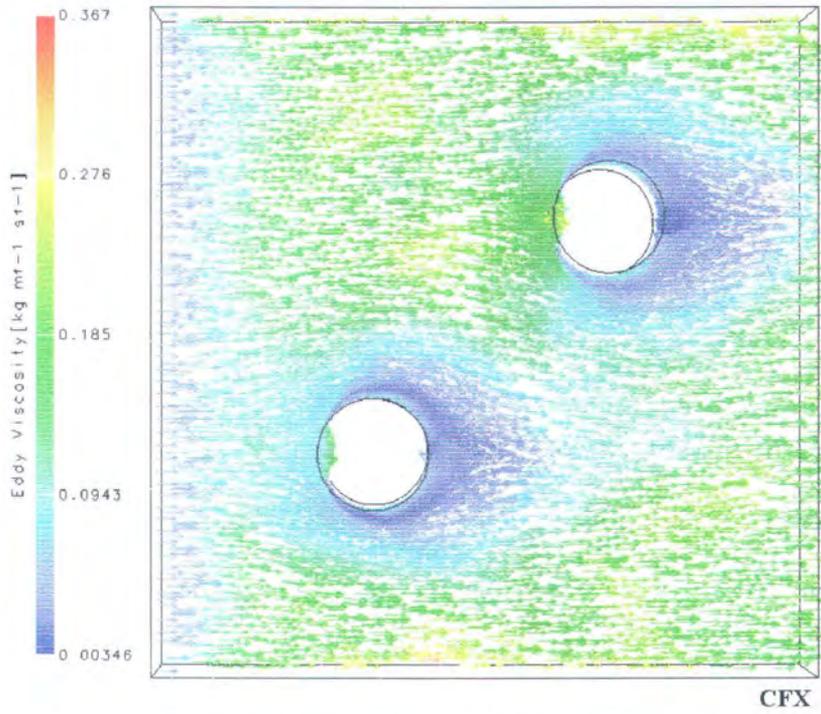
CFX

Lampiran 10. Visualisasi Fenomena Eddy Viscosity ($v = 0.0056$ m/s)

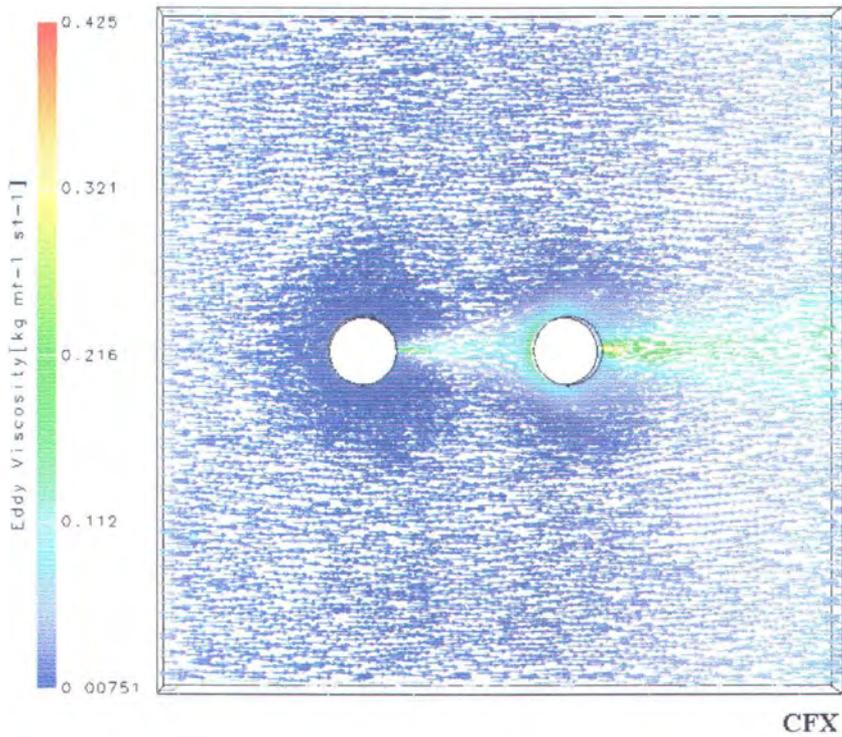


CFX

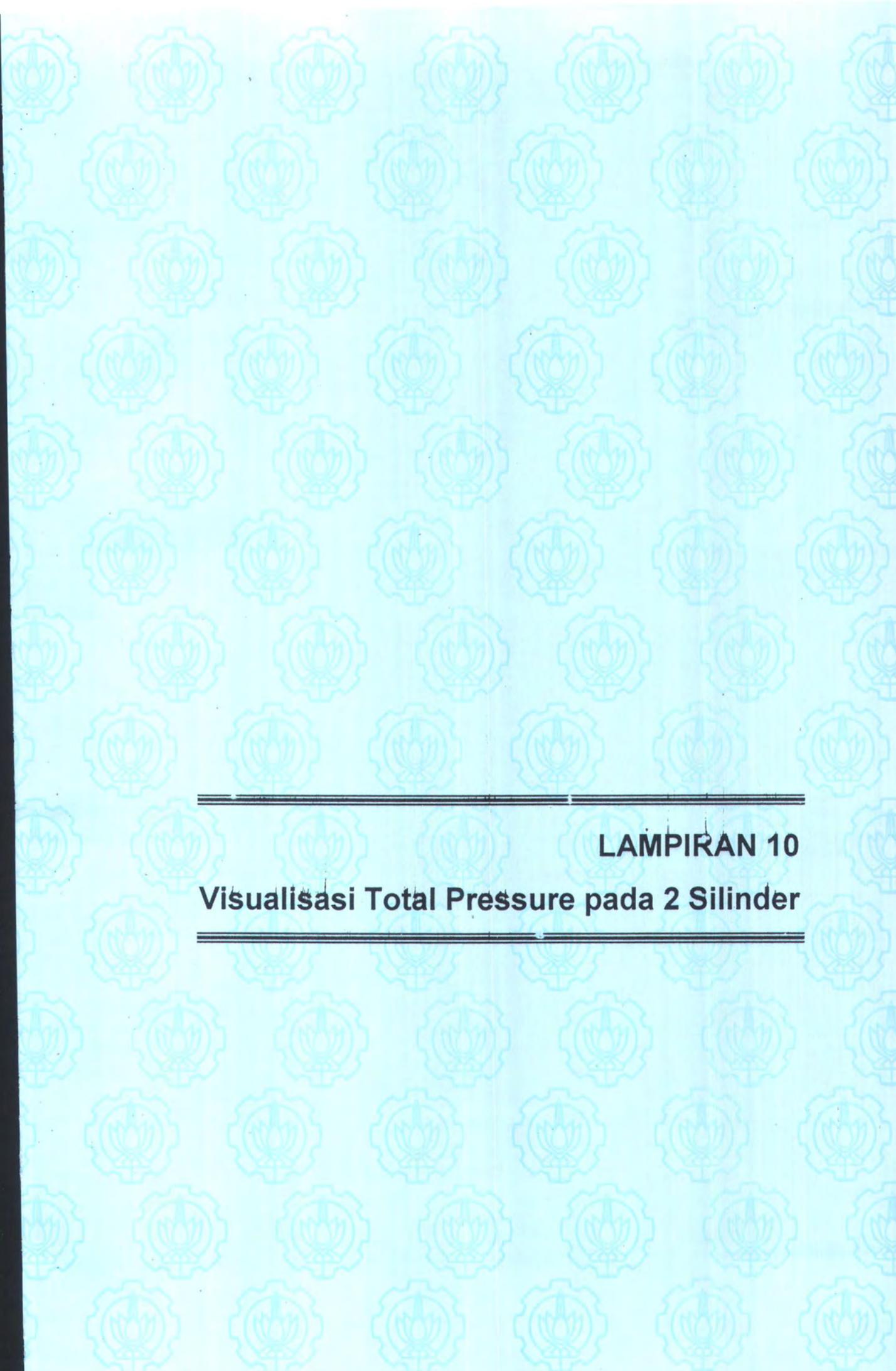
Lampiran 10. Visualisasi Fenomena Eddy Viscosity ($v = 1.12$ m/s)



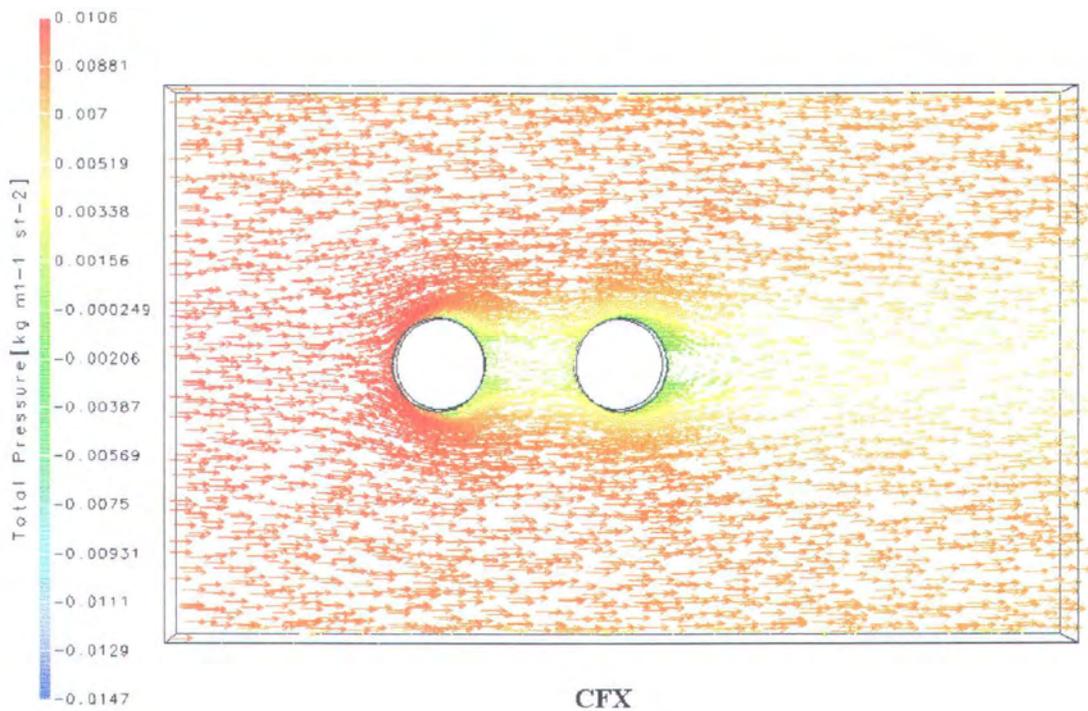
Lampiran 10. Visualisasi Fenomena Eddy Viscosity ($v = 0.224$ m/s)



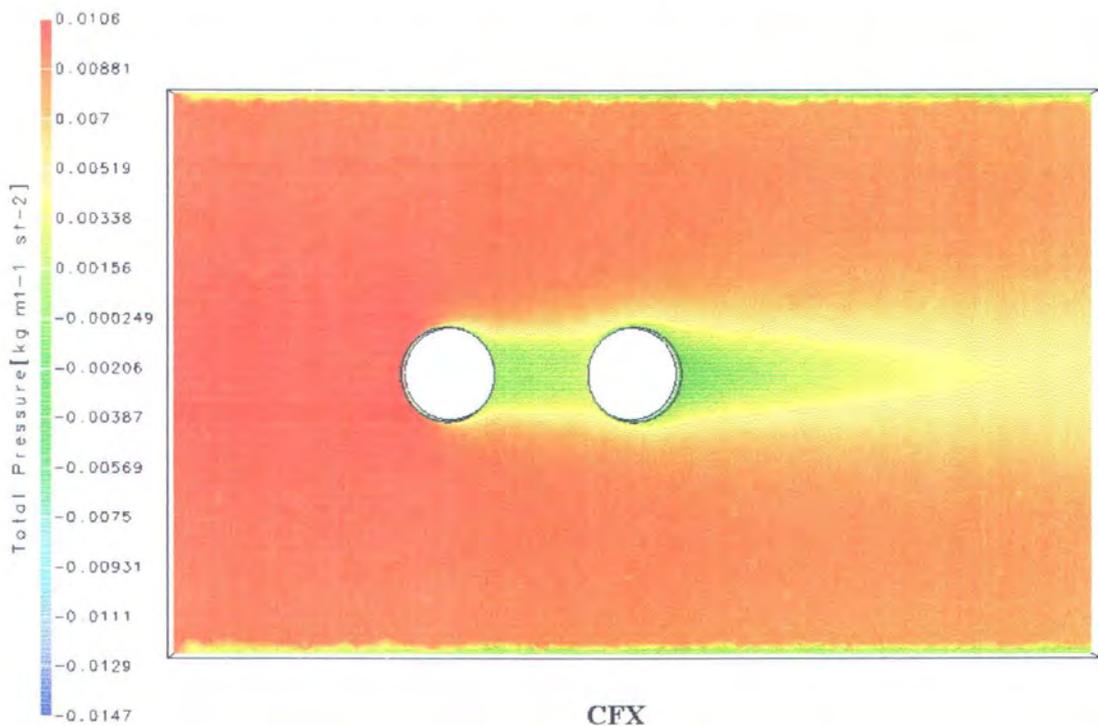
Lampiran 10. Visualisasi Fenomena Eddy Viscosity 2 Silinder ($v = 1.12$ m/s)



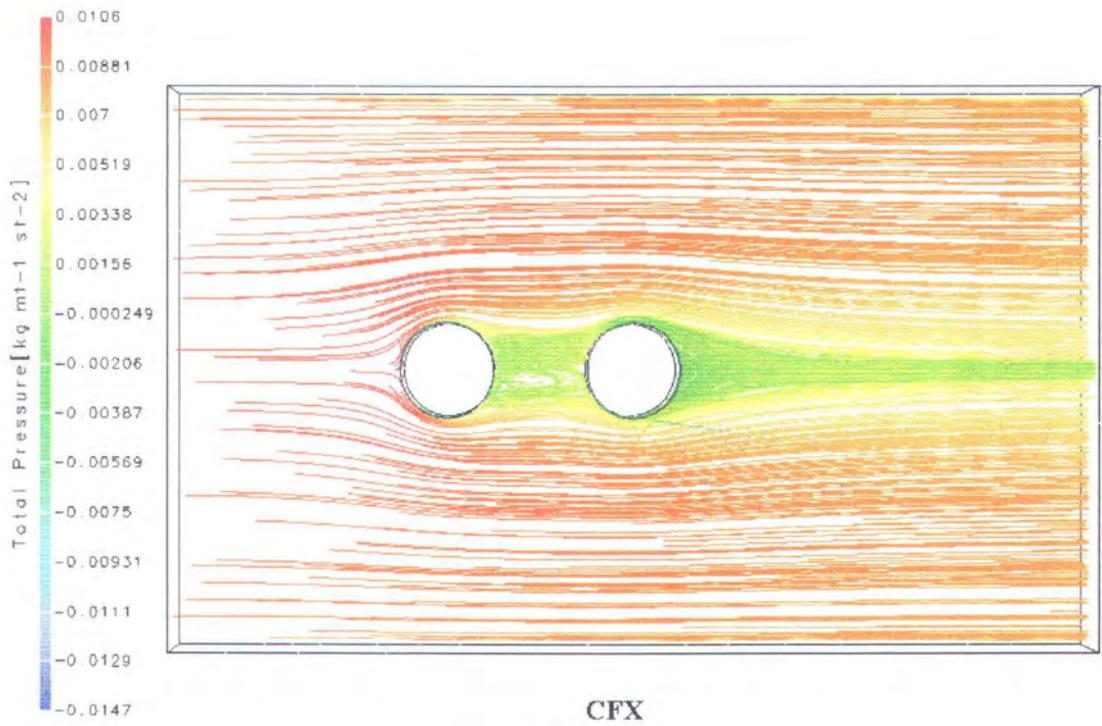
LAMPIRAN 10
Visualisasi Total Pressure pada 2 Silinder



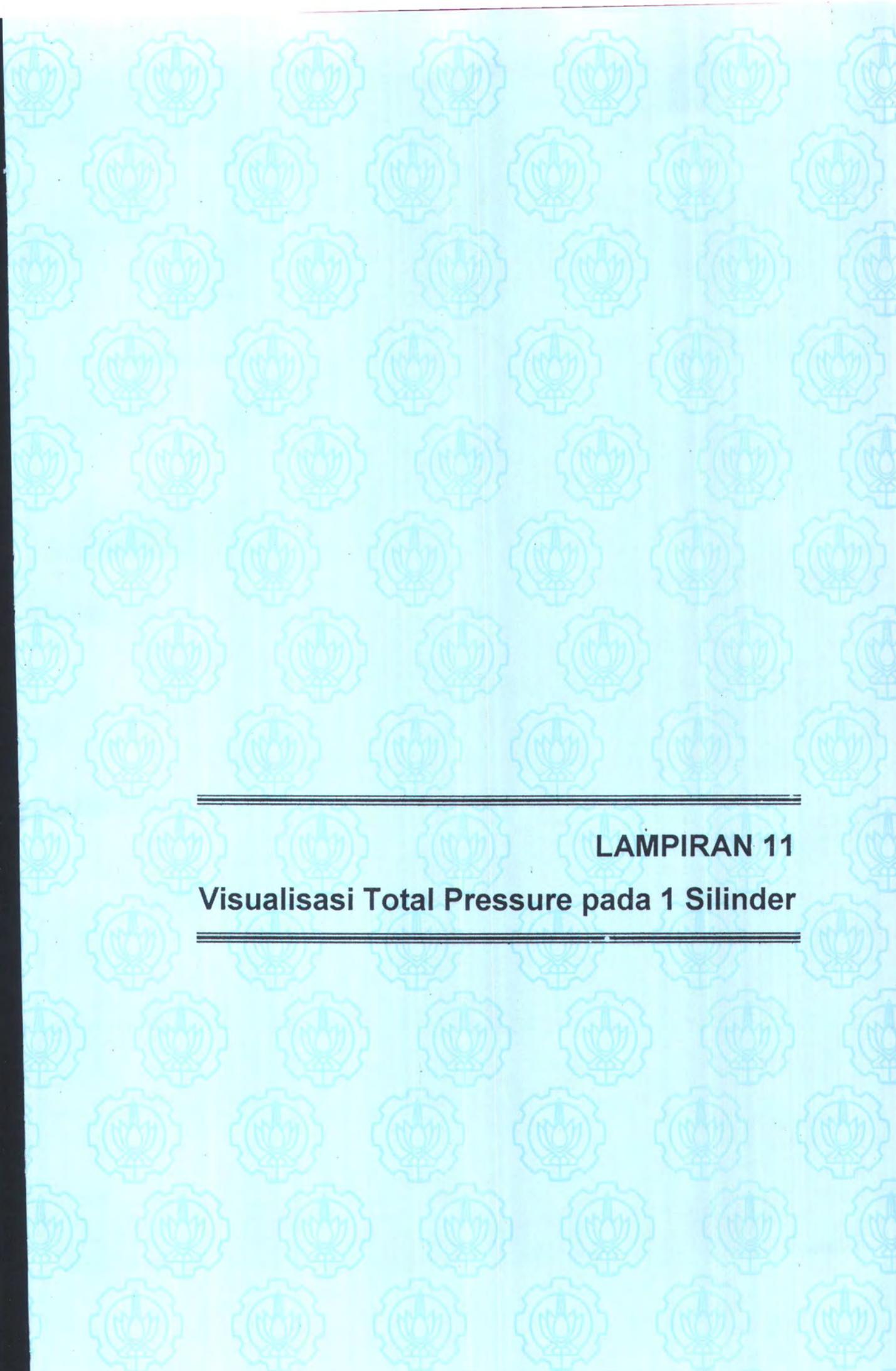
Lampiran 11. Visual Total Pressure 2 silinder (vektor)



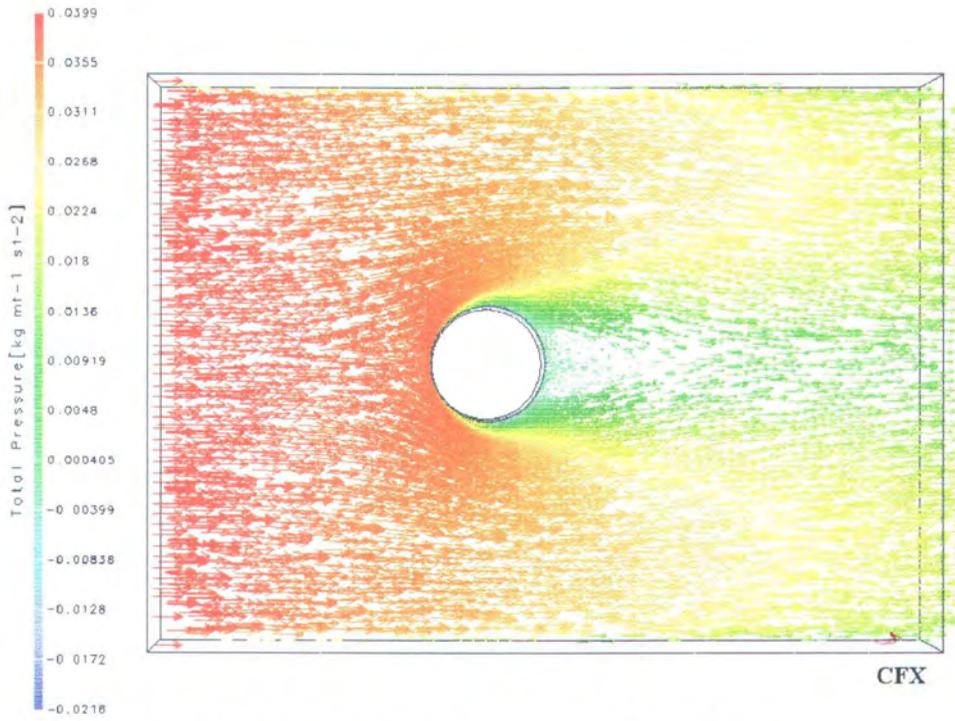
Lampiran 11. Visual Total Pressure 2 silinder (surface)



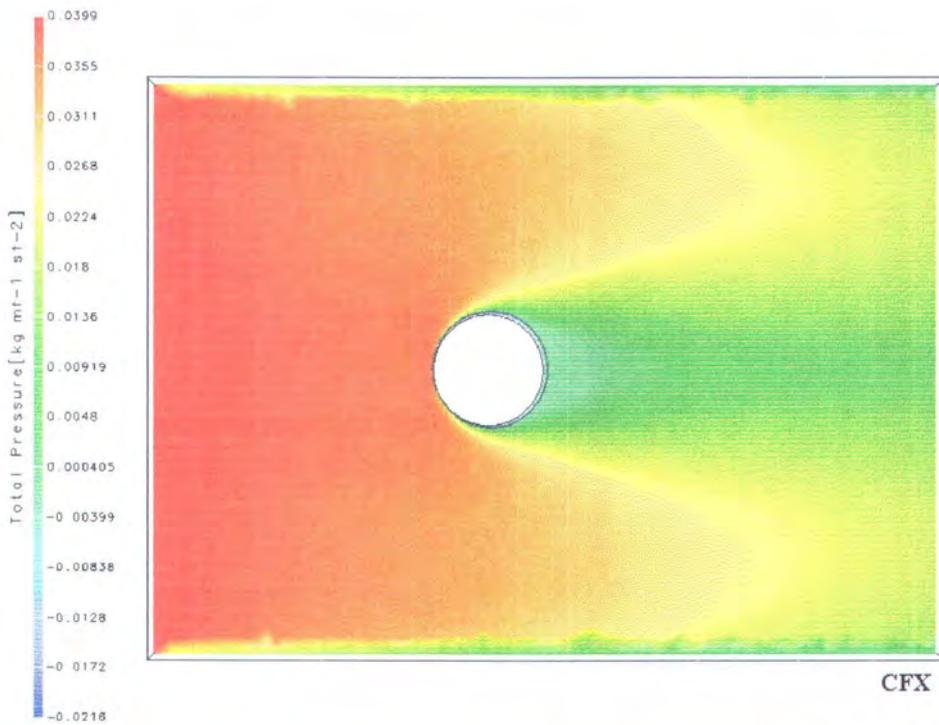
Lampiran 11. Visual Total Pressure 2 silinder (stream)



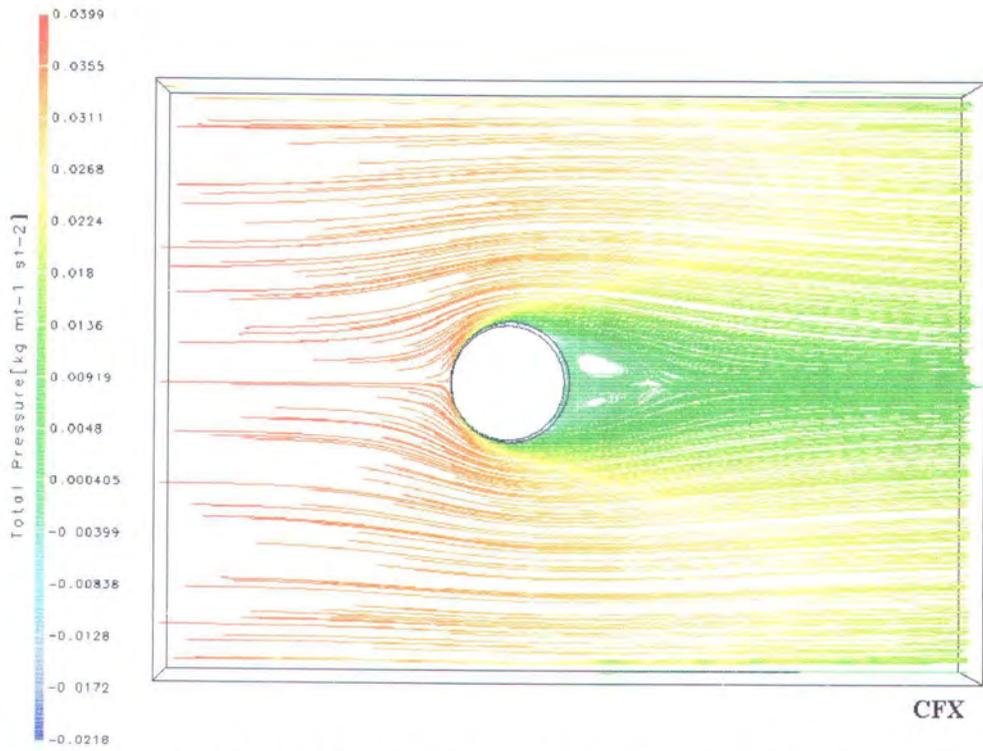
LAMPIRAN 11
Visualisasi Total Pressure pada 1 Silinder



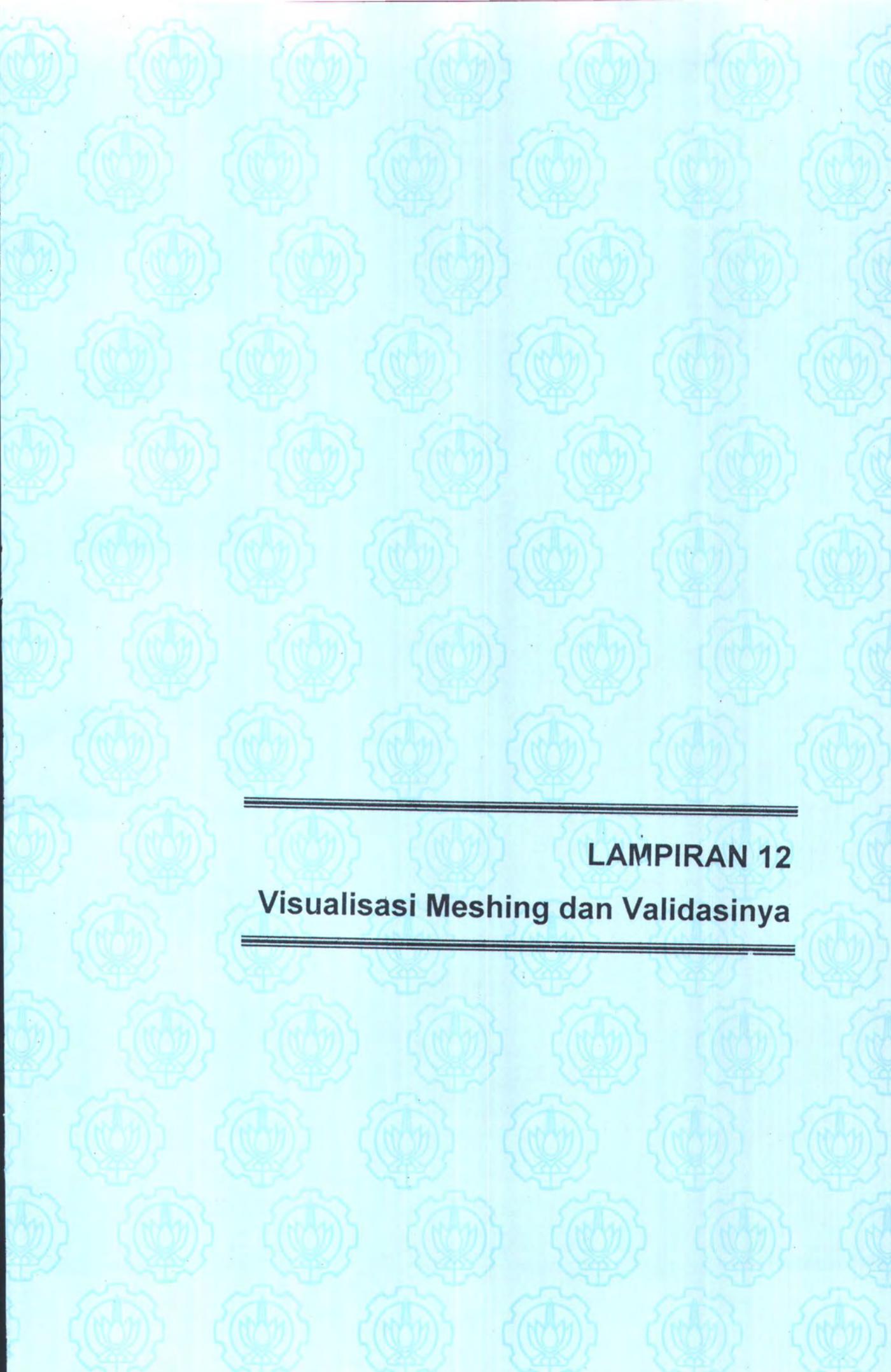
Lampiran 12. Visual Total Pressure pada 1 silinder (vektor)



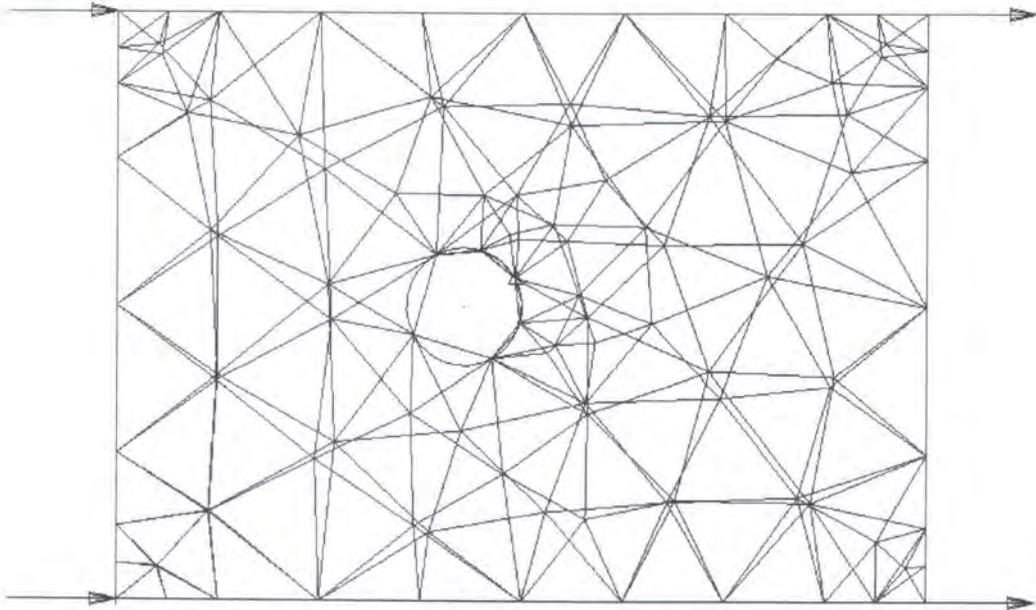
Lampiran 12. Visual Total Pressure pada 1 silinder (surface)



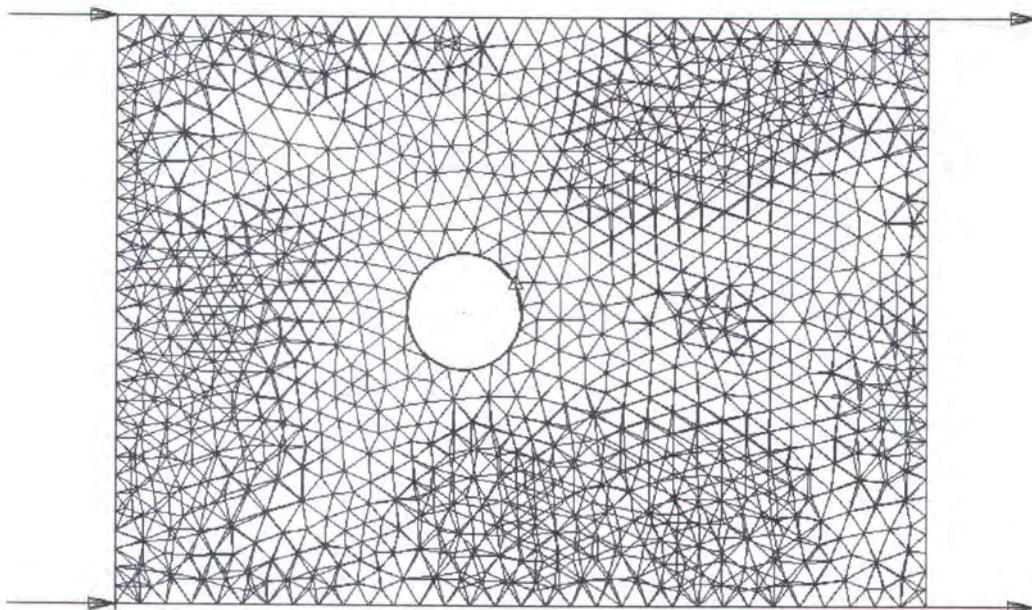
Lampiran 12. Visual Total Pressure pada 1 silinder (stream)



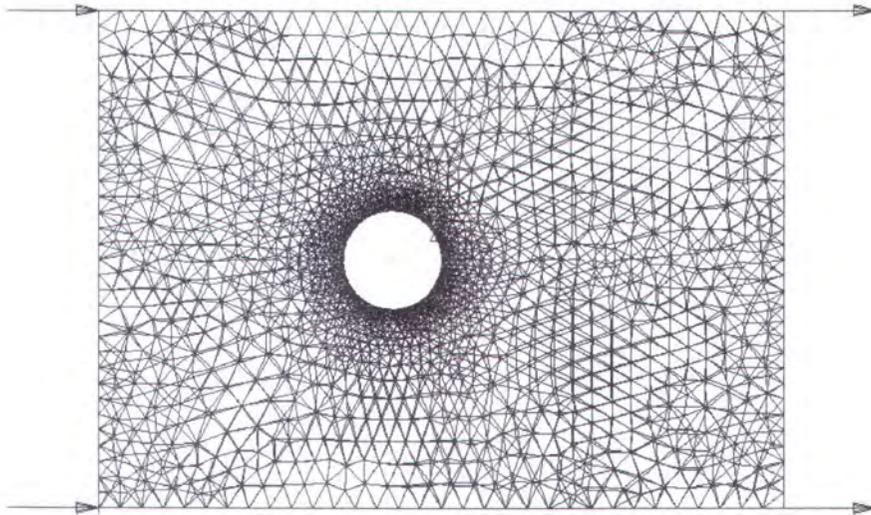
LAMPIRAN 12
Visualisasi Meshing dan Validasinya



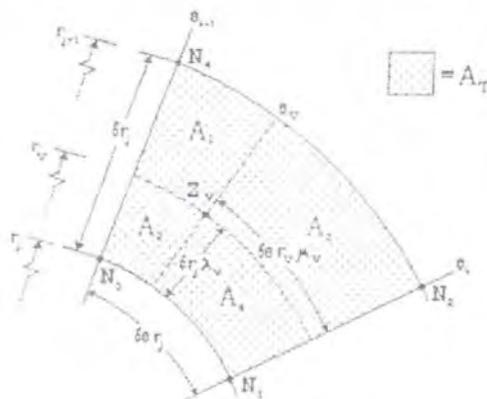
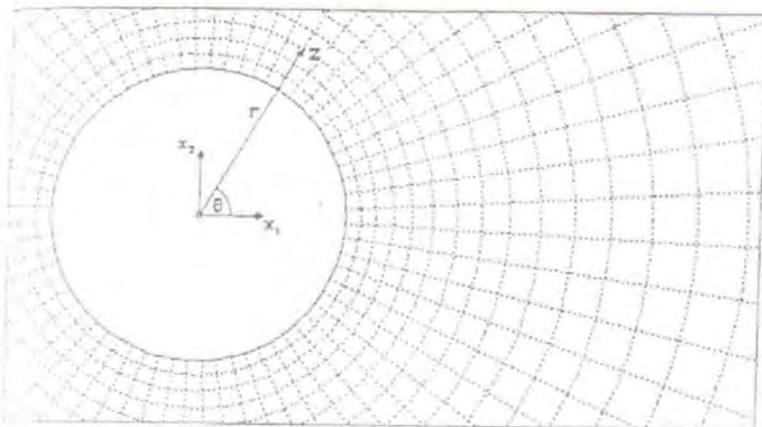
Lampiran 13. Gambar meshing silinder yang tidak sempurna
(Tanpa *mesh control* dan *surface edge length* = 2,5)



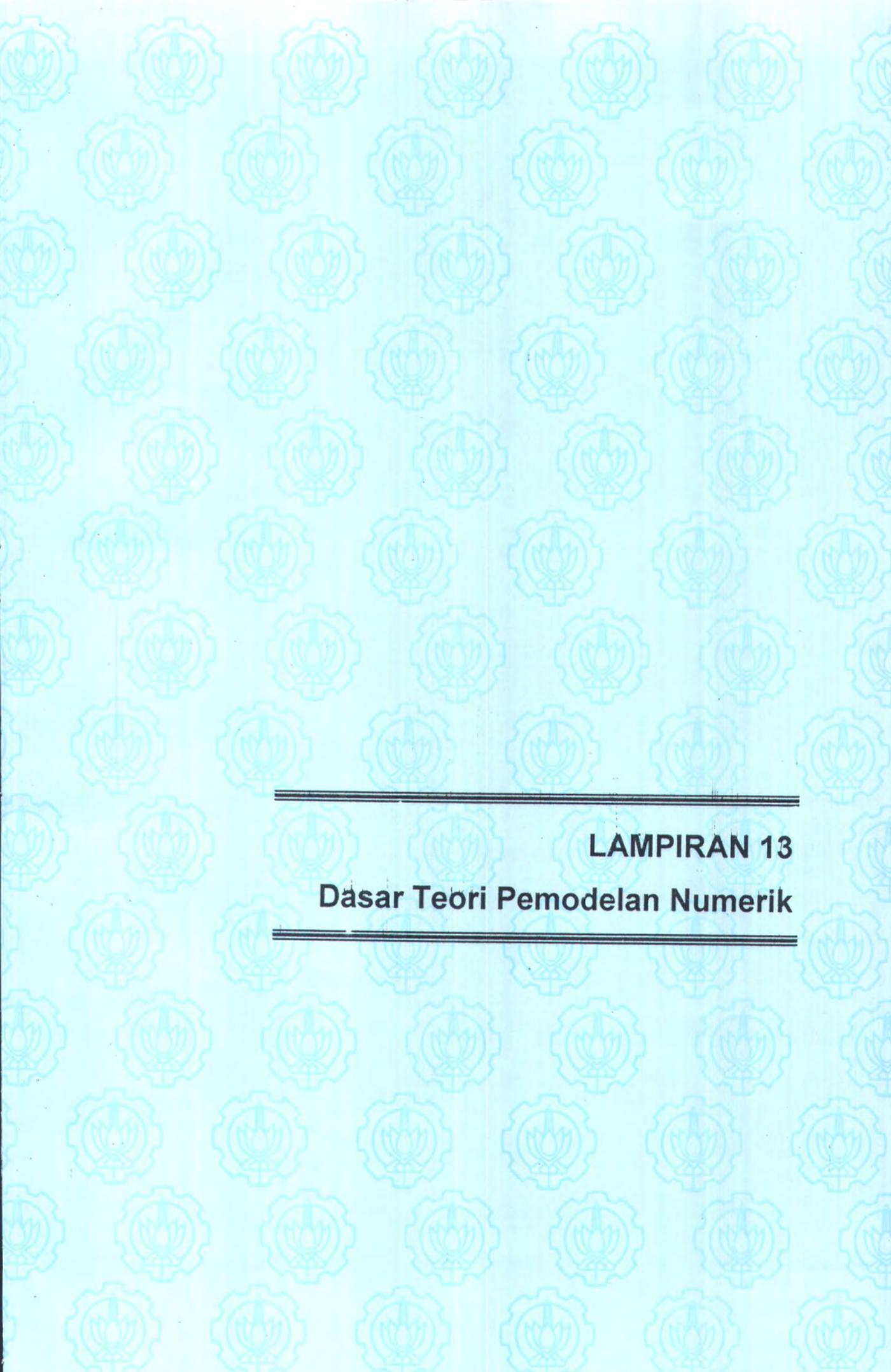
Lampiran 13. Gambar meshing silinder yang kurang sempurna
(Tanpa *mesh control* dan *surface edge length* = 0,2)



Lampiran 13. Gambar meshing yang sempurna
(Mesh control = 0,02 dengan surface edge length = 0,2)



Lampiran 13. Mesh validasi (Grid dekat silinder lebih rapat)



LAMPIRAN 13
Dasar Teori Pemodelan Numerik

PEMODELAN NUMERIK

a. Introduction

Dalam upaya penafsiran secara keseluruhan mengenai dampak pengaruh adanya susunan silinder pada konstruksi bangunan lepas pantai, bentuk aliran lokal disekitar kedua silinder harus dipahami terlebih dahulu. Dalam hal ini akan kita dapatkan melalui adanya eksperimen mengenai visualisasi aliran dan perhitungan *forces*-nya. Dengan kata lain akan kita dapatkan melalui *theoretical* atau *numerical modelling* yang dipakai sebagai validitas. Dengan mengacu pada metode *discrete vortex / finite difference* yang berdasarkan *hybrid scheme*, maka hasil dari eskperimen tersebut dapat dipertimbangkan mengenai hasilnya. Keuntungan dalam pemilihan ini adalah adanya kemungkinan untuk menghitung dari seluruh domain aliran, seperti *forces* pada silinder 2D.

Konsep pemodelan numerik ini diadopsi dari **Murray** (1992) yang kemudian dilanjutkan oleh **Wardhana** (1995) dari **Indiyono Thesis** (1996). Teknik yang digunakan adalah memprediksikan mengenai *force coefficients* untuk *in-line* dan *transverse* pada kondisi *steady* dan *oscillatory flow* dengan menggunakan *Discrete Vortex Method*. Kemudian akan dihasilkan visualisasi aliran yang akan menggambarkan secara detail mengenai fenomena aliran pada kedua kondisi tersebut dan akan dihasilkan pula mengenai nilai koefisien drag dan lift pada silinder.

b. Metode *Discrete Vortex*

Model secara matematis untuk menghitung *force* pada silinder dan gambaran mengenai aliran dengan fungsi waktu akan dibicarakan lebih lanjut pada bab ini. *Vorticity* dalam sebuah aliran, yang dibatasi oleh adanya subdomain aliran irrotasional, dapat dimodelkan dengan mengasumsikan sebagai susunan *point singularities*, yang biasa disebut sebagai *point* atau *discrete vortices*. Banyak metode *vortex* yang dikembangkan tetapi tidak

dipertimbangkan dengan banyak alternatif. Model ini digunakan berdasarkan eksperimen **Murray** (1992) dan dilanjutkan oleh **Wardhana** (1995).

Metode ini untuk fluida irrotasional *incompressible* 2 dimensional. Berdasarkan kondisi tersebut, untuk *ambient flow*, dapat digambarkan dengan menggunakan teori potensial aliran. Sebagai contohnya adalah aliran disekitar silinder yang digambarkan berdasarkan equation (2.40) dimana u_∞ adalah konstan untuk *steady flow* dan sebagai fungsi waktu untuk *oscillatory flow*. Pada aliran secara fisik, *boundary layer* terpisah dan pemisahan *shear layer* membentuk *vortical* gulungan pada ulekan silinder. Terbentuknya pemisahan *shear layer* terhadap fungsi waktu dapat dimodelkan dengan menggunakan *discrete vortices* untuk masing-masing *timestep* untuk memperkirakan *boundary layer* pada permukaan silinder.

c. Basic Model

Model dasar pada discrete vortex digunakan asumsi yang terdiri dari *number of steps*. Konsep yang paling penting pada elemen model adalah formulasi dari *complex potential* sejak terjadi adanya kecepatan gerak partikel dan adanya *force* yang diterimanya. Berawal dari equation 2.40, 2.44 dan 2.45, *complex potential* untuk aliran uniform disekitar silinder yang mana merupakan distribusi dari discrete vortices, dapat dituliskan :

$$W(z) = \left(z + \frac{a^2}{z} \right) u_\infty + \frac{i}{2\pi} \sum_{p=1}^{N_v} \Gamma_p \ln(z - z_p) - \frac{i}{2\pi} \sum_{p=1}^{N_v} \Gamma_p \ln\left(z - \frac{a^2}{z_p} \right) \quad (1)$$

dimana a merupakan jari-jari silinder, u_∞ merupakan *free stream velocity*, N_v adalah jumlah total dari vortices dan z_p menggambarkan posisi sebuah discrete vortex terhadap sirkulasi Γ_p .

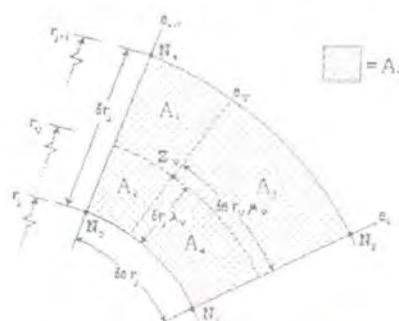
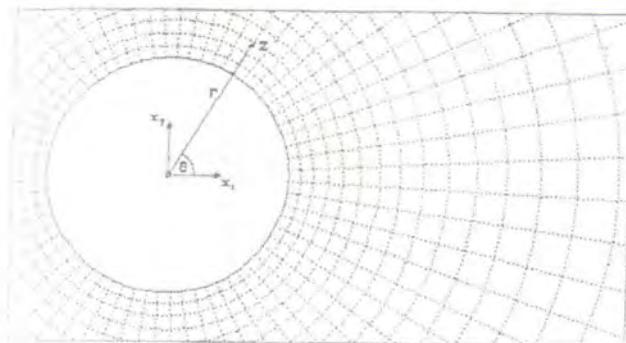
Rumusan $\left(z + \frac{a^2}{z} \right) u_\infty$ merupakan aliran dibelakang silinder, rumusan $\frac{i}{2\pi} \sum_{p=1}^{N_v} \Gamma_p \ln(z - z_p)$ menggambarkan vortices dan $\frac{i}{2\pi} \sum_{p=1}^{N_v} \Gamma_p \ln\left(z - \frac{a^2}{z_p} \right)$ menggambarkan tentang image vortices.

Selanjutnya, hal ini perlu dilakukan perhitungan mengenai velocity pada masing-masing discrete vortex untuk tiap-tiap *timestep*. Hal ini dapat dicapai dengan menggunakan metode Biot-Savart dimana velocity dari suatu

vortex dapat dihitung dengan menjumlahkan nilai kontribusi yang dibentuk dari *ambient flow* dan tiap-tiap discrete vortex pada aliran. Namun, ada dua permasalahan dalam mengasumsikan metode ini. Pertama, berdasarkan bentuk alami dari titik vortex, adanya *unbounded velocity* dapat dikurangi hampir mendekati nilai stabilitas. Kedua, penggambaran kembali secara *computational* ditujukan untuk menghitung pengaruh tiap *vortex* terhadap *vortex* yang lain dengan adanya nilai kecepatan pada sembarang titik di *multi-vortex domain*.

Metode alternatif lain, dikenal sebagai *particle-in-cell*, digunakan meshing pada vortices yang terdiri dari kumulatif velocity yang digambarkan oleh tiap-tiap node pada mesh. Pendekatan ini, bisa menyelesaikan permasalahan yang ada dan sudah dikembangkan oleh banyak penulis dengan variasi *solving*-nya yakni dikenal sebagai *vortex-in-cell* dan *cloud-in-cell methods*. Pada metode ini, vorticity pada domain didistribusikan kembali pada tiap node pada mesh.

Adapun model yang digunakan untuk mempresentasikan *study case* ini adalah menggunakan **mesh model** untuk menghitung *vortex velocities*. Untuk formulasi modelnya, langkah pertama yang perlu dilakukan adalah *men-define* mesh dari objek yang dalam hal ini adalah struktur silinder yang kemudian di-*generate* dengan bentuk mesh *a square polar grid* seperti yang ditunjukkan pada gambar ini (*mesh definition type*).



Mesh Definition Type

d. Calculation of Surface Velocities

Dari persamaan 2.30 dan (1), kecepatan pada titik z adalah :

$$u(z) = \left(1 - \frac{a^2}{z^2}\right) u_\infty - \frac{i}{2\pi} \left(\sum_{z_v \neq z} \left(\bar{z} - \bar{z}_v\right)^{-1} \Gamma_v - \sum \left(\bar{z} - \frac{a^2}{z_v}\right)^{-1} \Gamma_v \right) \quad (2)$$

Untuk mengurangi jumlah yang diminta pada order N_v^2 maka perhitungan *vortex circulation* dapat didistribusikan secara meshing dan kecepatan tiap node dapat dihitung berdasarkan sirkulasi node $\Gamma_{j,k}$ sehingga didapatkan perumusan :

$$u(z) = \left(1 - \frac{a^2}{z^2}\right) u_\infty - \frac{i}{2\pi} \left(\sum_{z_{j,k} \neq z} \left(\bar{z} - \bar{z}_{j,k}\right)^{-1} \Gamma_{j,k} - \sum_{z_{j,k}} \left(\bar{z} - \frac{a^2}{z_{j,k}}\right)^{-1} \Gamma_{j,k} \right) \quad (3)$$

Untuk mendapatkan nilai kecepatan pada node dipermukaan mesh, $u(z_0, k)$, $k = 1, 2, \dots, N_{seg}$ harus dievaluasi terlebih dahulu. Pada saat jumlah *active node* N_{seg} secara cepat menjadi lebih kecil dari jumlah vortices pada suatu aliran N_μ , maka keuntungan yang didapat adalah hasilnya mendekati. Pada permulaan aliran bergerak maka secara impulsif belum terjadi adanya vortices dan perumusan (3) berlaku.

e. Introduction of Vortices in the Flow

Dengan mengikuti analisa aliran potensial untuk tiap *timestep*, maka permukaan vorticity terbentuk pada tiap *boundary element* yang ada pada surface dan menjadi sebuah discrete vortex baru dalam sebuah aliran. *Vortices* disini dikenal sebagai sebuah model yang memiliki dua *boundary condition* yaitu adanya zero normal velocity dan tangential velocity. Kondisi pertama adalah memenuhi dengan adanya image vortex untuk setiap vortex yang ada. Jika sebuah vortex mempunyai posisi z_v dengan sirkulasi Γ_p , maka kemudian image ini mempunyai posisi a^2/z_v dengan sirkulasi $-\Gamma_p$.

Pada kondisi kedua untuk zero tangential velocity pada permukaan silinder, diketahui adanya pilihan sirkulasi untuk vortices yang baru. Vortices ini berada pada seluruh aliran yang melalui permukaan silinder dan digambarkan adanya *boundary layer* yang kasar. Adanya ketebalan *boundary layer* dipilih sebagai fungsi Reynold number dan memberikan hubungan

antara titik-titik vortices yang ada. Vortices pada ring *boundary layer* yang pertama memberikan bentuk kekuatan yang dirumuskan sebagai berikut :

$$\Gamma_i = \frac{2\pi \cdot a}{N} u_{\theta_i} \quad (4)$$

dimana N merupakan jumlah vortices yang ada dan mengurangi kecepatan *potential flow slip* pada permukaan silinder.

f. Distribution of Vortex Circulation to the Grid

Pada tahapan ini, kontribusi vorticity dari *discrete vortices* didistribusikan secara menyeluruh pada tiap node mesh supaya *nodal velocities*-nya dapat dihitung. Langkah ini akan mengurangi waktu yang diperlukan CPU dalam mengevaluasi nilai kecepatan pada tiap titik di domain fluida. Gambar diatas (*typical mesh definition*) menunjukkan kekuatan sebuah vortex, Γ_v , pada lokasi z_v yang dilingkupi 4 node.

Adapun bagian dari total sirkulasi yang diberikan tiap-tiap node dapat diturunkan sebagai berikut :

$$P_i = \frac{A_i}{A_r} \quad (5)$$

dimana $i = 1,2,3,4$ dan area A_r merupakan sel dari vortex yang terbagi atas 4 node. Bagian dari Γ_v untuk node 1 diberikan contoh sebagai berikut :

$$P_1 = \frac{A_1}{A_r} \quad (6)$$

Dengan menggunakan perbandingan atau rasio kontribusi bagian untuk sirkulasi vortex, maka sirkulasi untuk nodal pada node $z_{j,k}$ dapat diturunkan sebagai berikut :

$$\Gamma_{j,k} = \sum_v P_q \Gamma_v \quad (7)$$

yang dalam hal ini, metode pendistribusian vorticity di tiap-tiap node dari mesh akan menggunakan interpolasi bi-linier.

g. Calculation of Velocities

Setelah adanya *surface vorticity* diluar ring pertama dari *boundary layer* pada silinder dan distribusi kekuatan pada semua *shed vortices* di tiap node pada grid, maka kecepatan tiap-tiap node dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (1), atau bisa dengan menggunakan metode pendekatan yang lain. Metode penyelesaian *cloud-in-cell* pada Poisson equation untuk *stream function* menggunakan teknik Fast Fourier Transform dan kemudian untuk mencari *nodal velocities* maka digunakan *difference scheme*. Hal ini tidaklah efisien sebagaimana pendekatan pada *cloud-in-cell* tetapi lebih mudah untuk men-*set up* dan memodifikasi permasalahan yang ada pada geometri silinder.

Kecepatan yang kemudian didistribusikan pada *vortex velocity* melalui interpolasi bi-linier pada polar grid dapat diturunkan sebagai berikut :

$$u_v = u(z_v) = P_1u(N_1) + P_2u(N_2) + P_3u(N_3) + P_4u(N_4) \quad (8)$$

dimana P_1, P_2, P_3, P_4 didefinisikan pada persamaan (13) dan node N_1, N_2, N_3, N_4 dapat dilihat pada gambar (*typical mesh definition*).

h. Force Calculation

Ketika kecepatan pada vortex diketahui, dan ketika *boundary conditions* diketahui sebagai *convection* dari vortices karena *ambient flow*, maka *forces* pada silinder dapat dideterminkan. Tujuan utama pada model *discrete vortex* ini adalah mengetahui adanya efek *vortex shedding* pada *force* yang mengenai bodi dalam sebuah aliran. *Force* yang mengenai silinder dapat dihitung dengan menggunakan teori Blasius's (pers. 2.47) yang digeneralize oleh Milne – Thompson (1949). Adapun penulis lain seperti Graham (1980), Downie et.al. (1989) dan Murray (1992) juga mengadopsi metode pendekatan ini (Indiyono Thesis, 1996). Jika *complex potential* untuk aliran, persamaan (1) disubstitusikan pada Blasius's equation, maka persamaan 2.47 akan didapat sebagai berikut :

$$F = \rho \left(2\pi\alpha^2 e^{-i\theta} \frac{\partial u_\infty}{\partial t} - i \sum_{v=1}^{N_v} (u_v - u_{-v}) \Gamma_v + i \sum_{v=1}^{N_v} (z_v + a) \frac{\partial \Gamma_v}{\partial t} \right) \quad (9)$$

dimana ρ merupakan densitas fluida, θ merupakan sudut datang dari aliran *free stream* pada bodi, z_{-v} , $v = 1, 2, \dots, N_v$ merupakan posisi dari image vortex dan u_v , $v = 1, 2, \dots, N_v$ merupakan kecepatan dari image vortex.

Sehingga, pada titik ini, semua kecepatan vortex dan kekuatannya diketahui dan *boundary condition* masih ada, maka nilai *force* dapat dihitung. *Force*, \mathbf{F} , secara normal biasanya tergantung pada jari² bodi, a , magnitude kecepatan free stream, $|u_\infty|$, dan densitas fluida, ρ . Sehingga nilai *force* ini dapat diekspresikan dengan mudah pada uniform flow, pertama kali saat aliran mulai bergerak adalah sebagai berikut :

$$f = \frac{F}{\rho \cdot a \cdot |u_\infty|^2} \quad (10)$$

dimana,

$$f = -\left(\frac{i}{a |u_\infty|^2}\right) \sum_{v=1}^{N_v} (u_v - u_{-v}) \Gamma_v \quad (11)$$

Kemudian dari sini kita dapatkan *force coefficients*, C_D dan C_L dengan hubungannya dengan f yaitu :

$$f = C_D + iC_L \quad (12)$$

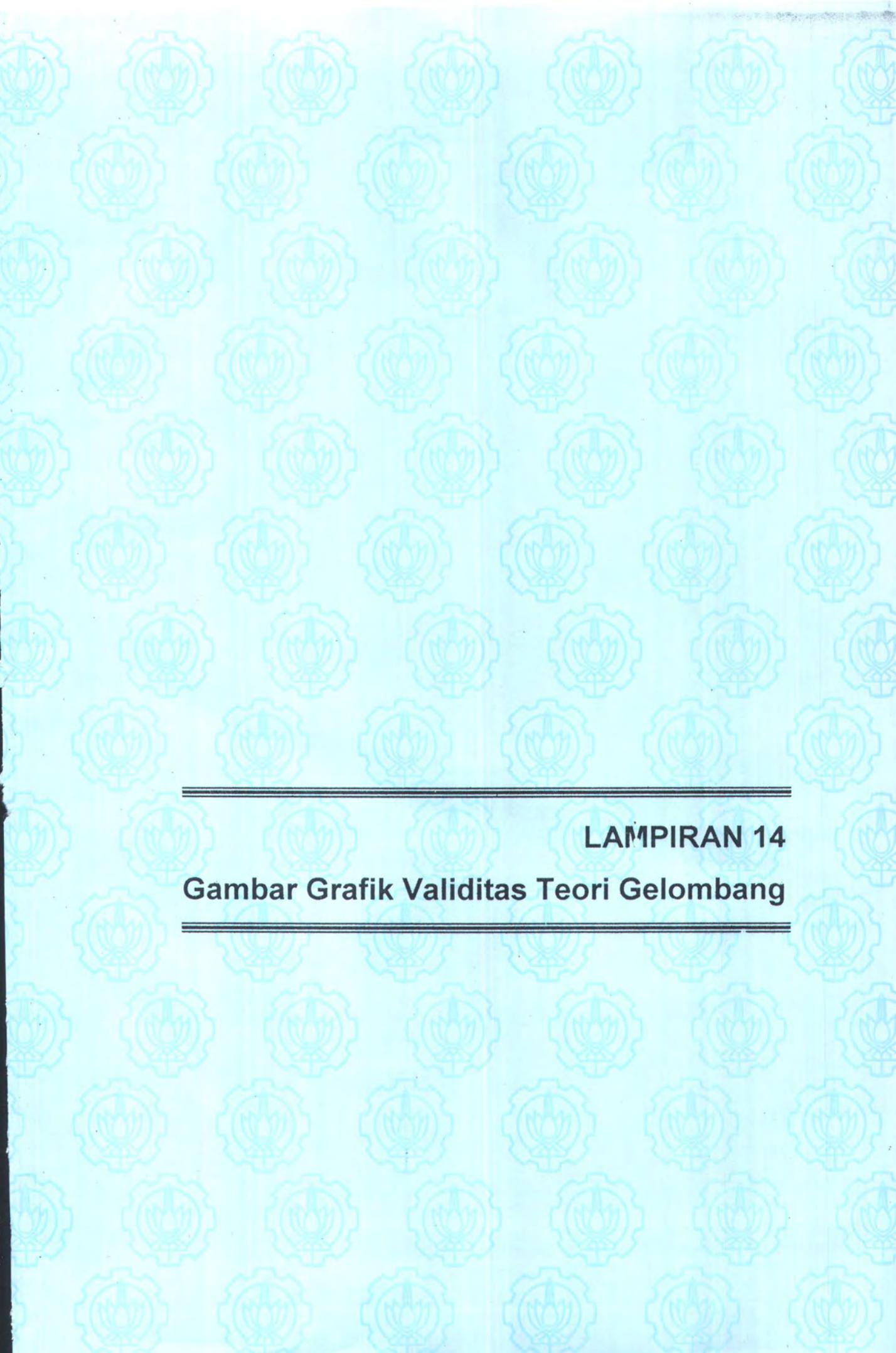
Perumusan ini digunakan untuk menghitung *force coefficients* untuk *in-line* dan *transverse force* pada bodi akibat adanya aliran yang mengenai bodi tersebut.

i. Movement of Vortices

Dengan semua kecepatan vortex diketahui, maka adanya *vortex displacement* untuk tiap *timestep* dapat dihitung dan diketahui adanya pergerakan vortices pada posisi baru pada *timestep* berikutnya. Mudahnya, akurasi orde pertama pada Euler scheme digunakan dalam metode ini, dan didapatkan turunan sebagai berikut :

$$z^{(t+\Delta t)}_v = z^{(t)}_v + \Delta t u^{(t)}_v \quad (13)$$

dimana Δt merupakan ukuran interval waktu. Sedangkan untuk *full timestep* digambarkan sebagai proses perulangan step untuk tiap *timestep* disertai adanya kalkulasi pada *surface velocities*.



LAMPIRAN 14
Gambar Grafik Validitas Teori Gelombang

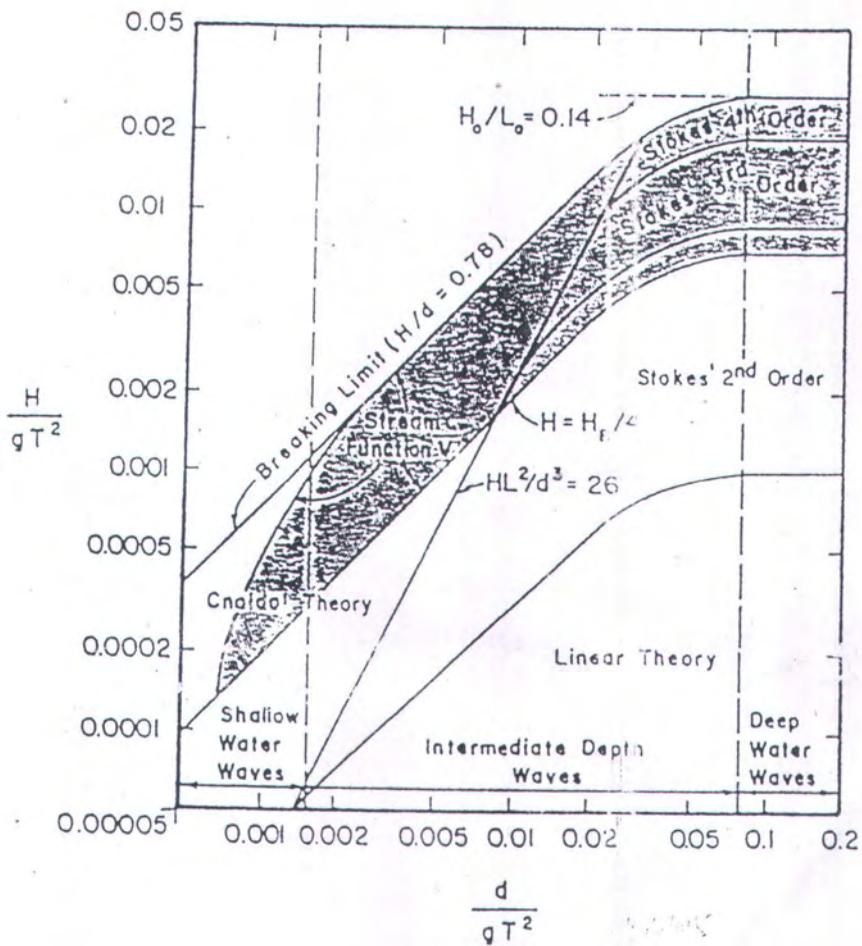


Figure 3.3. Ranges of wave theories giving the best fit to the dynamic free surface condition.