



TESIS (TM 092501)

**STUDI NUMERIK 2D *UNSTEADY-RANS*
PENGARUH PENAMBAHAN *SQUARE*
DISTURBANCE BODY TERHADAP REDUKSI
GAYA DRAG CIRCULAR CYLINDER PADA
SALURAN SEMPIT**

RINA
NRP. 2112 202 009

Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2014



TESIS (TM 092501)

**NUMERICAL STUDY 2D *UNSTEADY-RANS* ABOUT
THE INFLUENCE OF *SQUARE DISTURBANCE*
BODY ON THE DRAG FORCE REDUCTION OF
CIRCULAR CYLINDER IN A NARROW CHANNEL**

RINA
NRP. 2112 202 009

Advisor Lecturer
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT

MASTER PROGRAM
CONVERSION OF ENERGY ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2014

STUDI NUMERIK 2D *UNSTEADY-RANS* PENGARUH PENAMBAHAN *SQUARE DISTURBANCE BODY* TERHADAP REDUKSI GAYA *DRAG CIRCULAR CYLINDER* PADA SALURAN SEMPIT

Nama Mahasiswa : Rina
NRP : 2112 202 009
Dosen Pembimbing : Dr.Wawan Aries Widodo, ST., MT.

ABSTRAK

Penelitian untuk mengetahui karakteristik aliran di sekitar *bluff body* telah mengalami perkembangan melalui filosofi *boundary layer*. *Boundary layer* sangat berkontribusi dalam pengurangan gaya *drag* di sekitar body yang dilalui fluida karena adanya pengaruh *shear layer*. *Shear layer* pada permukaan body di pengaruhi oleh distribusi tekanan yang terjadi pada kontur body. *Drag* yang ditimbulkan akibat interaksi *shear layer* dengan permukaan body sangatlah tidak diinginkan sehingga dilakukanlah manipulasi atau kontrol medan aliran, salah satunya dengan menempatkan batang pengganggu di depan body utama (*circular cylinder*). Penelitian ini bertujuan untuk membandingkan dan melengkapi penelitian eksperimen pengurangan gaya *drag* yang telah dilakukan sebelumnya.

Penelitian ini dilakukan secara numerik 2D *Unsteady-RANS* menggunakan CFD software FLUENT 6.3.26 dengan model *viscous Turbulence Model Shear-Stress-Transport (SST) k- ω* pada saluran sempit. Geometri body yang disimulasikan adalah *circular cylinder* sebagai *main bluff body* dan *square cylinder* sebagai *disturbance body* yang ditempatkan di depan *main bluff body* dengan rasio *s/D* 0,16 dan *s/D* 0,107. Posisi *disturbance body* divariasikan pada (α) 20°, 30°, 40°, 50° dan 60° dengan jarak *gap* ($\delta=0,4\text{mm}$). *Reynolds number* berdasarkan diameter silinder, yaitu Re_D $2,32 \times 10^4$ dan $3,12 \times 10^4$ untuk konfigurasi *s/D* 0.16, Re_D $3,48 \times 10^4$ dan $4,68 \times 10^4$ untuk konfigurasi *s/D* 0.107.

Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa penempatan *disturbance body* berupa *square cylinder* pada sisi *upstream circular cylinder* mempercepat transisi aliran dari laminer ke turbulen *boundary layer*. Reduksi gaya *drag* yang paling baik terjadi pada silinder dengan sudut SDB 20° untuk konfigurasi *s/D* 0.16 dan pada sudut SDB 30° untuk konfigurasi *s/D* 0.107, masing-masing sebesar 81 % dan 53 %.

Kata kunci : body pengganggu *square cylinder*, *Shear-Stress-Transport (SST) k- ω* , koefisien *drag pressure*, saluran sempit, gaya *drag*, *unsteady*.

NUMERICAL STUDY 2D *UNSTEADY-RANS* ABOUT THE INFLUENCE OF *SQUARE DISTURBANCE BODY* ON THE DRAG FORCE REDUCTION OF *CIRCULAR CYLINDER* IN A NARROW CHANNEL

Name : Rina
NRP : 2112 202 009
Advisor Lecturer : Dr.Wawan Aries Widodo, ST., MT.

ABSTRACT

The research of knowing flow characteristics around a bluff body had undergone a great improvement through boundary layer philosophy. Because of shear layer effect, boundary layer contributes greatly in reducing the drag force around the body that are subjected to the fluid flow. This shear layer on body surfaces is affected by the pressure which occurs on body contour. Drag that was caused by the interaction between body surface and the shear layer is highly unwanted, therefore it is needed to manipulate the flow area using methods such as placing a disturbance rod in front of the main body (circular cylinder). This study aims to compare and complete the previous study about drag force reduction.

This study is done numerically in 2 dimension Unsteady-RANS using CFD software FLUENT 6.3.26 using viscous turbulence model shear stress transport (SST) $k-\omega$ in narrow channel. A circular cylinder is simulated as main bluffbody and square cylinder as disturbance body which is positioned ahead of main body according to ratio s/D 0.16 to s/D 0.107. Disturbance body is positioned variably at (α) 20,30,40,50 and 60 with gap ($\delta = 0.4$ mm). Reynolds number according to cylinder diameter is 2.32×10^4 and 3.12×10^4 for s/D 0.16 configuration; 3.48×10^4 and 4.68×10^4 for s/D 0.107 configuration.

The study result shows that positioning disturbance body on the upstream circular cylinder hasten the flow transition from laminar to turbulent boundary layer. The best drag force reduction occurs at 81% on cylinder with SDB angle 20° for s/D 0.16 configuration and 53% on cylinder SDB angle 30° for s/D 0.107 configuration.

Key words : *square disturbance body, Shear-Stress-Transport (SST) $k-\omega$, pressure drag coefficient, narrow channel, drag force, unsteady.*

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

Rina
NRP. 2112.202.009

Tanggal Ujian : 04 Juli 2014
Periode Wisuda : September 2014

Disetujui oleh :

1. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. (Pembimbing)
(NIP. 197104051997021001)

2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D (Penguji I)
(NIP. 196412281990031002)

3. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. (Penguji II)
(NIP. 196202161995121001)

4. Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D (Penguji III)
(NIP. 197512062005011002)

Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, MT.
Nip. 196404051990021001

KATA PENGANTAR



Puji syukur penulis ucapkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tesis yang berjudul **“STUDI NUMERIK 2D UNSTEADY-RANS PENGARUH PENAMBAHAN SQUARE DISTURBANCE BODY TERHADAP REDUKSI GAYA DRAG CURCULAR CYLINDER PADA SALURAN SEMPIT”**. Tesis ini disusun dengan melakukan simulasi numerik menggunakan *software* FLUENT 6.3.26.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan penyusunan tesis ini tidak terlepas dari berbagai pihak baik langsung maupun tidak langsung. Dalam kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D selaku Kepala Program Pascasarjana Teknik Mesin FTI-ITS sekaligus sebagai dosen penguji penulis. Terima kasih atas saran dan ilmu yang diberikan selama kuliah.
2. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T, M.T, selaku dosen pembimbing yang selalu memberi bimbingan, arahan serta semangat kepada penulis dalam menyelesaikan tesis ini.
3. Dedy Zulhidayat Noor, S.T., M.T., Ph.D dan Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. selaku dosen penguji yang memberi banyak bimbingan dan masukan serta kritikan yang sangat membangun.
4. Seluruh dosen dan staf Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan bimbingan, bantuan dan arahan.
5. Papa, Mama, Nenek dan Ayah tercinta yang selalu mendoakan dan memberikan dukungan kepada penulis baik berupa moril maupun materil.
6. Rini, Irza Mirza, Sherly Septa Mirza, dan Delvi Martha Mirza sebagai saudara kandung yang telah memberikan semangat dan motivasinya.

7. Rasyid Al-Anhar dan Azhim Al-Anhar sebagai keponakan yang selalu menghibur.
8. Semua mamanda dan keluarga besar di Jakarta yang telah memberikan dukungan dan semangatnya.
9. Teman-teman seperjuangan dari padang, Kaspul, Wanda, Ibal, Yasep, Inof, Dory, Arif dan Masykur, terima kasih atas bantuannya selama menjalani perkuliahan di Surabaya.
10. Teman-teman seperjuangan pascasarjana Teknik Mesin FTI-ITS, Anis, Dias, Dio, Pak Herdi, kun, Iis, Ika, mas Rizal, Banta dan yang lain, terima kasih atas sharing ilmu dan segala hal selama perkuliahan ini.
11. Mas Dani yang telah memberikan bantuan selama menggunakan laboratorium komputer.
12. Semua pihak yang telah membantu dalam proses penyelesaian tesis ini yang tidak bisa disebutkan satu per satu.

Segala upaya telah penulis lakukan untuk menyajikan penelitian ini sebaik mungkin, namun tidak tertutup kemungkinan masih terdapat kekurangan-kekurangan di dalamnya. Untuk itu dengan kerendahan hati penulis mengharapkan kritik dan saran yang sifatnya membangun demi kesempurnaan di masa yang akan datang.

Surabaya, Juli 2014

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL INDONESIA	i
HALAMAN JUDUL INGGRIS	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN	xiv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	5
1.5 Manfaat Penelitian	6
1.6 Sistematika Penelitian	6
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	9
2.1 Penempatan <i>Upstream Disturbance body</i> di Depan <i>Main Bluff Body</i> (Body Utama)	9
2.2 Penempatan <i>Bluff Body</i> pada Saluran Sempit	21
2.3 Pengaruh Dinding dan <i>Blockage Ratio</i> terhadap Koefisien <i>Drag</i> Silinder	22
2.4 Pengaruh Bentuk benda Uji Terhadap Intensitas Turbulensi	24
2.5 <i>Numerical Modelling</i>	26
BAB 3 METODE PENELITIAN	31
3.1 Tahapan Pemodelan Numerik	31
3.1.1 Tahapan <i>Pre-processing</i>	31
3.1.2 Tahapan <i>Processing</i> atau <i>Solver</i>	34
3.1.3 Tahapan <i>Post-processing</i>	35
3.2 <i>Grid Independence</i> dan Validasi Data	36
3.2.1 <i>Grid Independence</i>	36
3.2.2 Validasi Data	36
3.3 Analisa Penelitian	37
3.4 Pengolahan Data Hasil Numerik	38
3.5 Bagan Tahapan Penelitian	40

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	43
4.1 Karakteristik Aliran pada Silinder Sirkular Tunggal	44
4.2 Fenomena dan Analisa Aliran pada Silinder Sirkular dengan Penambahan <i>Square Disturbance Body (SDB)</i>	51
4.2.1 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan Penambahan <i>Square Disturbance Body (SDB)</i> pada Sudut 20°	51
4.2.2 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan Penambahan <i>Square Disturbance Body (SDB)</i> pada Sudut 30°	57
4.2.3 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan Penambahan <i>Square Disturbance Body (SDB)</i> pada Sudut 40°	62
4.2.4 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan Penambahan <i>Square Disturbance Body (SDB)</i> pada Sudut 50°	68
4.2.5 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan Penambahan <i>Square Disturbance Body (SDB)</i> pada Sudut 60°	70
4.3 Perbandingan Fenomena Aliran pada Silinder Sirkular dengan Variasi Sudut <i>Square Disturbance Body (SDB)</i>	73
4.3.1 Analisa Perbandingan Distribusi Koefisien Tekanan (C_p)	74
4.3.2 Analisa Perbandingan Distribusi Koefisien Drag Pressure (C_{dp})	78
4.3.3. Analisa Perbandingan <i>Strouhal Number (St)</i>	79
4.3.4 Analisa Perbandingan Intensitas Turbulensi (IT)	81
4.4 Perbandingan Hasil Numerik dengan Eksperimen	84
4.5 Diskusi	87
 BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	 91
5.1 Kesimpulan	91
5.2 Saran	92

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Nilai koreksi koefisien <i>drag</i> (C_D) pada beberapa <i>blockage ratio</i> [7]	24
Tabel 3.1	Dimensi geometri dan parameter dalam analisa aliran	32
Tabel 3.2	Evaluasi <i>grid independence</i>	36
Tabel 4.1	<i>Shape factor</i> di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular tunggal pada s/D 0.16	48
Tabel 4.2	<i>Shape factor</i> di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular tunggal pada s/D 0.107	48
Tabel 4.3	Perbandingan nilai koefisien <i>drag pressure</i> (C_{dp}) pada silinder tunggal	50
Tabel 4.4	<i>Shape factor</i> di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular dengan sudut SDB 20°	55
Tabel 4.5	<i>Shape factor</i> di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular dengan sudut SDB 30°	60
Tabel 4.6	<i>Shape factor</i> di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular dengan sudut SDB 40°	66
Tabel 4.7	Perbandingan nilai koefisien <i>drag pressure</i> (C_{dp}) silinder tunggal dengan silinder menggunakan SDB	79
Tabel 4.8	Perbandingan nilai <i>Strouhal Number</i> (St) silinder tunggal dengan silinder menggunakan SDB	81

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Geometri aliran [1]	10
Gambar 2.2	Visualisasi aliran dari variasi d/D , L/D dan <i>Reynolds number</i> [1]	11
Gambar 2.3	Total <i>drag coefficient</i> [1].....	12
Gambar 2.4	Geometri aliran [2]	12
Gambar 2.5	Grafik pengaruh diameter <i>rod</i> terhadap reduksi <i>drag</i> silinder utama	13
Gambar 2.6	Visualisasi aliran dalam daerah antara <i>control rod</i> dengan silinder utama [2].....	14
Gambar 2.7	Skema penelitian [3]	15
Gambar 2.8	<i>Vortex shading</i> dan bidang <i>streamline</i> [3]	16
Gambar 2.9	Pengaruh L/D terhadap pengurangan koefisien <i>drag</i> (C_D) [3]	16
Gambar 2.10	Distribusi koefisien tekanan (C_p) terhadap sudut kontur dengan variasi L/D [3]	17
Gambar 2.11	Geometri aliran dengan <i>upstream disturbance body</i>	18
Gambar 2.12	Pengaruh posisi sudut <i>triping rod</i> terhadap koefisien <i>drag</i> (C_D) dan koefisien tekanan (C_p) [5]	19
Gambar 2.13	Pengaruh variasi <i>disturbance body</i> terhadap <i>Strouhal number</i> [5]	20
Gambar 2.14	Pengaruh variasi sudut <i>disturbance body</i> terhadap <i>Coeffisient drag cylinder</i> (C_{dp}) [6]	21
Gambar 2.15	Skema aliran eksperimen [4]	20
Gambar 2.16	Pengaruh variasi jarak terhadap <i>pressure drop</i> [4]	22
Gambar 2.17	Pengaruh koefisien <i>drag</i> terhadap presentase <i>blockage ratio</i> yang menampilkan beberapa skema koreksi [8]	23
Gambar 2.18	Skema aliran eksperimen [9]	25
Gambar 2.19	<i>Spectrum analysis</i> dan <i>time history of instantaneous streamwise velocity</i> pada Re 3400 [9].....	25
Gambar 2.20	Distribusi tekanan pada silinder [14]	28
Gambar 2.21	Perbandingan distribusi koefisien tekanan (C_p) kajian numerik dan eksperimental silinder ellips ($A/R=1/3$) Tunggal [15]	29
Gambar 3.1	Skema geometri silinder sirkular tunggal dengan <i>square disturbance body</i>	31
Gambar 3.2	Domain pemodelan silinder sirkular tunggal dengan <i>square disturbance body</i>	32
Gambar 3.3	<i>Meshing quadrilateral map</i>	33
Gambar 3.4	Grafik validasi silinder konfigurasi s/D 0.16 dengan pengganggu 20° dan $Re_D = 2,32 \times 10^4$	37
Gambar 3.5	Bagan tahapan penelitian	41
Gambar 4.1	Visualisasi aliran silinder tunggal	46
Gambar 4.2	Distribusi profil kecepatan (u/U_{max}) pada silinder tunggal	47
Gambar 4.3	Distribusi koefisien tekanan (C_p) silinder tunggal	49

Gambar 4.4	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> dan <i>velocity vector</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 20° konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200	52
Gambar 4.5	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> dan <i>velocity vector</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 20° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 3480053	
Gambar 4.6	Distribusi profil kecepatan (u/U_{max}) pada silinder dengan sudut SDB 20°	54
Gambar 4.7	Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 20°	56
Gambar 4.8	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> dan <i>velocity vector</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 30° konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200	58
Gambar 4.9	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> dan <i>velocity vector</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 30° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 3480059	
Gambar 4.10	Distribusi profil kecepatan (u/U_{max}) pada silinder dengan sudut SDB 30°	60
Gambar 4.11	Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 30°	61
Gambar 4.12	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 40° konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200	63
Gambar 4.13	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> dan <i>velocity vector</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 40° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 34800	64
Gambar 4.14	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> dan <i>velocity vector</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 40° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 46800	65
Gambar 4.15	Distribusi profil kecepatan (u/U_{max}) pada silinder dengan sudut SDB 40°	66
Gambar 4.16	Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 40°	67
Gambar 4.17	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 50°	69
Gambar 4.18	Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 50°	70
Gambar 4.19	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 60° konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200	71
Gambar 4.20	Visualisasi Aliran berupa kontur <i>pathline</i> pada silinder dengan sudut SDB (α) 60° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 34800	72
Gambar 4.21	Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 60°	73
Gambar 4.22	Perbandingan distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan variasi sudut SDB	76
Gambar 4.23	Perbandingan distribusi koefisien <i>drag pressure</i> (C_{dp}) pada silinder dengan variasi sudut SDB	78

Gambar 4.24 Perbandingan nilai <i>Strouhal number</i> (St) pada silinder dengan variasi sudut SDB	80
Gambar 4.25 Kontur Intensitas turbulensi (IT) silinder tunggal dan silinder dengan SDB	82
Gambar 4.26 Distribusi Intensitas Turbulensi (IT) silinder tunggal dan silinder dengan SDB pada sudut kontur 68° (s/D 0.16; Re_D 2.32×10^4)	83
Gambar 4.27 Perbandingan distribusi koefisien tekanan (C_p) numeric (<i>SST k-ω</i>) dengan eksperimen (Putra) pada sudut SDB $\alpha = 20^\circ$	86
Gambar 4.28 Perbandingan distribusi koefisien tekanan (C_p) numerik (<i>SST k-ω</i>) dengan eksperimen Alam, dkk [5] dan Putra [6] pada silinder tunggal (s/D 0.16, Re_D 23200)	88
Gambar 4.29 Perbandingan distribusi koefisien <i>drag pressure</i> (C_{dp}) numerik (<i>SST k-ω</i>) dengan eksperimen Putra [6] pada silinder dengan SDB 20°	89

DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN

C_{dp}	Koefisien <i>drag pressure</i>
C_D	Koefisien <i>drag</i>
C_{DT}	Koefisien <i>drag total</i>
C_L	Koefisien <i>lift</i>
C_P	Koefisien tekanan
D	Diameter silinder (m)
D_h	Diameter hidrolis (m)
f	Frekuensi
h	Tinggi <i>test section (boundary condition)</i> (m)
H	<i>Shape factor</i>
IT	Intensitas turbulensi
n	Jumlah data
P_c	Tekanan statis kontur (N/m ²)
P_∞	Tekanan statis <i>freestream</i> (N/m ²)
Re_D	<i>Reynolds number</i> berdasarkan diameter silinder
Re_{Dh}	<i>Reynolds number</i> berdasarkan diameter hidrolis
s	Panjang sisi <i>square cylinder</i> (m)
St	<i>Strouhal number</i>
T	Waktu (sec)
U_∞	Kecepatan <i>freestream</i> (m/s)
U_{max}	Kecepatan lokal maksimum (m/s)
U	Kecepatan lokal aliran (m/s)
α	Sudut <i>SDB</i> (deg)
θ	Sudut kontur silinder (deg)
μ	Viskositas udara (N.s/m ²)
u	Kecepatan lokal aliran (m/s)
δ	Jarak <i>gap</i> antara batang pengganggu dengan sirkular silinder utama
ρ	Massa jenis udara (kg/m ³)



BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini penelitian untuk mengetahui karakteristik aliran di sekitar *bluff body* telah mengalami perkembangan melalui filosofi *boundary layer*. Diketahui bahwa *boundary layer* sangat berkontribusi dalam pengurangan gaya *drag* di sekitar body yang dilalui fluida karena adanya pengaruh tegangan geser. Tegangan geser pada permukaan body dipengaruhi oleh distribusi tekanan yang terjadi pada kontur body, dimana karakteristik distribusi tekanan ini dipengaruhi oleh geometri body.

Beberapa penelitian telah dilakukan untuk mengetahui fenomena yang terjadi pada aliran yang melintasi *bluff body*, baik itu untuk kepentingan akademik maupun industri. Penelitian ini banyak dilakukan dengan cara memanipulasi atau mengontrol medan aliran dengan tujuan utamanya adalah mengurangi gaya *drag*. Ini merupakan sangat besar perannya dalam hal kemajuan teknologi, karena dengan berkurangnya gaya *drag* maka bahan bangunan akan dapat diselamatkan. Bentuk *geometri body* yang sering digunakan adalah berbentuk *circular cylinder*. Gerakan fluida yang melewati *circular cylinder* banyak kita lihat aplikasinya pada struktur bangunan-bangunan yang menggunakan bentuk-bentuk dasar *bluff body* seperti jembatan, cerobong asap, sistem perpipaan, cooling tower, tiang, struktur penyangga anjungan lepas pantai, dan lain sebagainya.

Kita ketahui bahwa, bentuk *bluff body circular cylinder* memiliki kelengkungan kontur permukaan dengan karakteristik *Adverse Pressure Gradient* (APG) yang kuat karena dominan dipengaruhi oleh *pressure drag* yang disebabkan oleh tekanan aliran pada permukaan body. Sehingga gradient tekanan yang terjadi pada permukaan body ini sangat besar yang mengakibatkan transisi lapis batas laminar menjadi turbulen akan lebih cepat terjadi.

Seperti yang telah disampaikan sebelumnya, tujuan utama dalam kontrol aliran adalah untuk mengurangi gaya *drag* (*drag force*) yang terjadi dari suatu sistem



aliran fluida yang melintasi *bluff body*. Hal inilah yang melatar belakangi dilakukannya penelitian dengan permodelan numerik untuk mendapatkan informasi yang lebih detail dan akurat mengenai fenomena aliran di sekitar *bluff body*. Salah satu upaya yang telah dilakukan adalah dengan menempatkan body pe ngganggu (*upstream disturbance body*) di depan sirkular silinder utama. Hal ini dilakukan untuk menunda letak titik separasi pada body utama. Kandungan vortisitas pada *shear layer* yang dihasilkan oleh *upstream disturbance body* akan mampu mempercepat transisi lapis batas turbulen, sehingga separasi pada body utama akan tertunda lebih ke belakang. Hal ini menyebabkan *wake* yang terbentuk lebih kecil sehingga *drag* yang terjadi juga akan semakin kecil.

Penelitian yang telah dilakukan dalam usaha pengurangan gaya *drag* dengan penambahan body pe ngganggu (*upstream disturbance body*) yang disusun secara tandem telah dilakukan oleh Tsutsui dan Igarashi [1], Lee, dkk [2], dan Zhang [3]. Mereka melakukan penelitian dengan bervariasi rasio jarak longitudinal antara *upstream disturbance body* dengan silinder sirkular utama (L/D), rasio diameter *upstream disturbance body* dengan diameter silinder sirkular utama (d/D) dan *Reynolds number*. *Boundary layer* yang terseparasi dari kontur permukaan *disturbance body* akan membentuk *free shear layer* yang menghasilkan *discrete vortices* dan mengenai permukaan depan sirkular silinder utama. *Free shear layer* tersebut kemudian berinteraksi dengan *boundary layer* pada silinder utama yang terletak dibelakangnya. Hal ini menyebabkan transisi lapis batas laminer menjadi turbulen pada silinder utama akan lebih cepat terjadi sehingga separasi masif tertunda ke belakang, akibatnya gaya *drag* dapat direduksi.

Model konfigurasi *bluff body* yang disusun secara tandem juga digunakan oleh Daloglu [4] dalam penelitiannya. Dia menggunakan *square cylinder* yang ditempatkan pada sisi upstream dan circular silinder pada sisi downstream. Variasi yang dilakukan adalah besarnya diameter sirkular silinder ($D=d$, $D=2d$, $D=3d$), dan rasio jarak longitudinal antara *square cylinder* pada sisi upstream dengan *circular cylinder* terhadap diameter *circular cylinder* (S/d). Dari hasil penelitiannya,



Daloglu [4] menjelaskan bahwa variasi jarak antar silinder memberikan pengaruh terhadap reduksi gaya *drag*, dan ratio jarak 1-1,5 memberikan nilai yang efektif dalam mereduksi gaya *drag*. Informasi lain yang dapat dilihat adalah *square cylinder* mempunyai nilai *pressure drop* lebih besar dari pada nilai *circular cylinder*.

Sedangkan Alam, dkk [5] dan Putra [6], menggunakan 2 buah *disturbance body* masing-masing *circular cylinder* dan *square cylinder*, dengan bervariasi sudut pengganggu tertentu. Informasi yang dapat diambil dari penelitian mereka adalah penambahan body pengganggu pada sisi *upstream* silinder utama pada sudut tertentu memberikan pengaruh terhadap pengurangan gaya *drag*. Nilai optimum dalam pencapaian pengurangan gaya *drag* adalah pada sudut $\alpha=30^\circ$. Hal ini disebabkan pada sudut tersebut separasi masif tertunda sangat signifikan, ini terjadi karena adanya *reattachment* aliran pada silinder utama akibat dari penambahan *disturbance body*. Sedangkan pada sudut $\alpha=60^\circ$ tidak memberikan kontribusi dalam pengurangan gaya *drag*, karena aliran setelah melewati silinder pengganggu langsung terseparasi tanpa terdefleksi kembali ke silinder utama. Lebih lanjut Weidman [7] dan Bell [8] telah meneliti pengaruh rasio dimensi *bluff body* dengan luasan saluran (*blockage effect*) terhadap kecepatan fluida dan koefisien hambatan. Kecepatan *freestream* akan meningkat karena adanya *blockage effect*. Dari hasil penelitian tersebut, mereka mengatakan bahwa semakin besar nilai *blockage effect* maka koefisien *drag* (C_d) akan semakin meningkat. Hal ini dikarenakan pada dinding *wind tunnel* mengalami peningkatan dalam kecepatan *freestream* yang disebabkan oleh *solid blockage* yang juga berpengaruh terhadap pertumbuhan *wake*.

Dari beberapa penelitian tersebut, pembahasan tentang terjadinya peningkatan intensitas turbulensi dari *free shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu yang kemudian melekat kembali (*attach*) pada kontur silinder utama di dalam medan *freestream* belum dibahas lebih rinci, sehingga perlu dibahas lebih lanjut dengan menampilkan kontur visualisasi aliran pada simulasi numerik.



1.2 Rumusan Masalah

Jika momentum aliran tidak mampu lagi mengatasi *adverse pressure* yang terjadi, maka *boundary layer* akan mengalami pemisahan dari kontur body sehingga terjadilah separasi aliran. Separasi yang terjadi akan menyebabkan terbentuknya suatu daerah yang disebut dengan *wake*. Apabila separasi yang terjadi tertunda semakin ke belakang maka *wake* yang terjadi akan semakin kecil, hal tersebut menandakan bahwa aliran memiliki gaya *drag* yang semakin kecil.

Hasil analisa dari penelitian putra [6] yang telah dilakukan secara eksperimen mengungkapkan bahwa dengan menambahkan pengganggu (*square disturbance body*) sebagai pengontrol aliran fluida pada sirkular silinder yang akan dilalui oleh aliran fluida dapat mereduksi gaya *drag*. Hal ini ditunjukkan melalui grafik koefisien *pressure* (C_p), koefisien *drag pressure* (C_{dp}) dan nilai intensitas turbulensi yang dihasilkan. Akan tetapi, grafik tersebut belum dapat memberikan informasi secara lebih mendetail mengenai karakteristik aliran tersebut. Oleh karena itu, dilakukanlah penelitian secara numerik dengan menampilkan kontur visualisasi aliran pada simulasi numerik sehingga dapat menjelaskan lebih rinci mekanisme fisis aliran yang melintasi *bluff body circular cylinder* dengan penempatan *square disturbance body* pada sisi *upstream*. Fokus penelitian ini membahas proses terjadinya transisi lapis batas laminar ke turbulenta dan fenomena terjadinya *re-attachment* dari *square disturbance body* ke *body circular cylinder*.

1.3 Batasan Masalah

Ada beberapa batasan masalah yang ditetapkan agar penelitian ini lebih terarah, antara lain:

- a. Penelitian dilakukan secara numerik menggunakan perangkat lunak *software* FLUENT 6.3.26 dengan model viscos SST $k-\omega$.
- b. *Boundary condition* untuk *inlet* adalah *velocity inlet* sedangkan pada sisi *outlet* adalah *pressure outlet*.



- c. Fluida kerja berupa udara dengan kondisi aliran *free stream* pada sisi inlet bersifat *unsteady, incompressible flow* dan *uniform flow*.
- d. Efek perpindahan panas diabaikan.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk menjelaskan mekanisme fisis interaksi aliran dua buah bentuk *bluff body*, yaitu *circular cylinder* sebagai *main bluff body* (body utama) dan *square cylinder* sebagai *upstream disturbance body*. Penelitian difokuskan pada analisa pengurangan gaya *drag* dengan penggunaan *disturbance body* pada sisi *upstream silinder*. Variasi pada penelitian ini adalah posisi sudut (α) *disturbance body* (20° , 30° , 40° , 50° , dan 60°), rasio jarak antara *disturbance body* dengan *circular cylinder* ($s/D=0,16$ dan $s/D=0,107$) dengan sisi *disturbance body* yang konstan dan *Reynolds number* berdasarkan diameter silinder ($Re=2,32 \times 10^4$ dan $3,12 \times 10^4$ untuk diameter 25mm dan $Re=3,48 \times 10^4$ dan $4,68 \times 10^4$ untuk diameter 37,5mm).

Tujuan khusus dari penelitian ini adalah:

- a. Menjelaskan fenomena karakteristik aliran antara kedua *bluff body* melalui hasil *post processing* kuantitatif berupa grafik distribusi koefisien tekanan (C_p), grafik koefisien *drag pressure* (C_{dp}), profil kecepatan pada kontur permukaan *main bluff body* (u/U_{max}) dan grafik intensitas turbulensi (IT).
- b. Melakukan analisa terhadap hasil *post processing* kualitatif berupa visualisasi aliran meliputi tampilan *velocity pathlines*, tampilan *velocity vector distribution*, dan tampilan kontur intensitas turbulensi dengan *software* FLUENT 6.3.26.
- c. Membandingkan hasil simulasi numerik dengan hasil eksperimen yang telah dilakukan sebelumnya oleh Putra [6].



1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah:

1. Memberikan gambaran secara kuantitatif, kualitatif, dan komparatif mengenai fenomena aliran fluida melintasi *circular cylinder* tunggal dengan 2 buah bodi pengganggu berupa *square cylinder* yang diletakkan di sisi *upstream circular cylinder* secara numerik 2 Dimensi.
2. Menjelaskan hasil visualisasi aliran pada silinder dan dinding *wind tunnel* menggunakan hasil dari pengujian menggunakan *software* FLUENT 6.3.26.
3. Memperoleh perbandingan hasil penelitian secara numerik dengan hasil penelitian secara eksperimen.

1.6 Sistematika Penelitian

Sistematika penulisan dalam penelitian ini diawali dengan bab pendahuluan, kemudian tinjauan pustaka, metode penelitian, hasil dan pembahasan, terakhir kesimpulan dan saran. Berikut penjelasan uraian sistematika penelitian:

1. Bab I Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang dilakukannya penelitian, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian dan manfaat dari penelitian yang dilakukan.

2. Bab II Tinjauan Pustaka

Bab ini berisi penelitian terdahulu yang berkorelasi dengan penelitian yang dilakukan saat ini serta mendukung analisa data hasil numerik.

3. Bab III Metode Penelitian

Bab ini menjelaskan metoda dalam penelitian yang dilakukan melalui simulasi numerik.



4. Bab IV Hasil dan Pembahasan

Bab ini mencakup hasil-hasil yang diperoleh dari *post-processing* simulasi numerik baik berupa data hasil kualitatif maupun kuantitatif beserta analisa.

5. Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini terdiri dari dua bagian, yaitu kesimpulan hasil penelitian dan saran untuk penelitian selanjutnya.



“Halaman ini sengaja dikosongkan”



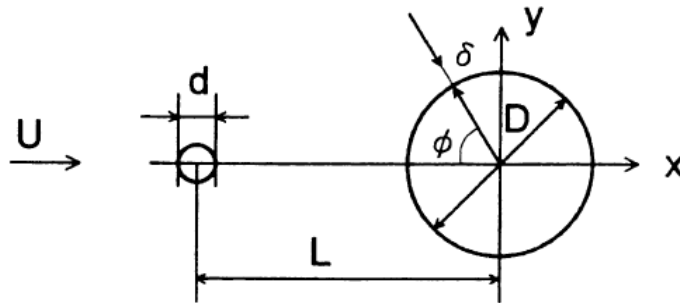
BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

Dalam Bab ini akan diuraikan beberapa hasil penelitian yang membahas tentang interaksi aliran fluida dengan beberapa geometry *bluff body* (*circular cylinder*) dengan penempatan *disturbance body* pada sisi upstream *main bluff body* melalui penelitian terdahulu yang telah dilakukan. Diketahui bahwa, bentuk *bluff body* *circular cylinder* memiliki kelengkungan kontur permukaan dengan karakteristik *adverse pressure gradient* (APG) yang kuat, karena dominan dipengaruhi oleh *pressure drag* yang disebabkan oleh tekanan aliran pada permukaan body. Penelitian yang berkaitan dengan penggunaan *disturbance body* digunakan untuk menjelaskan interaksi aliran dimana dengan adanya *disturbance body* diduga akan mempercepat proses transisi aliran dari *laminar boundary layer* ke *turbulent boundary layer* pada permukaan *circular cylinder* utama karena momentum yang dihasilkan lebih besar yang mengakibatkan separasi masif menjadi tertunda ke belakang sehingga terjadi reduksi gaya *drag* pada konfigurasi ini.

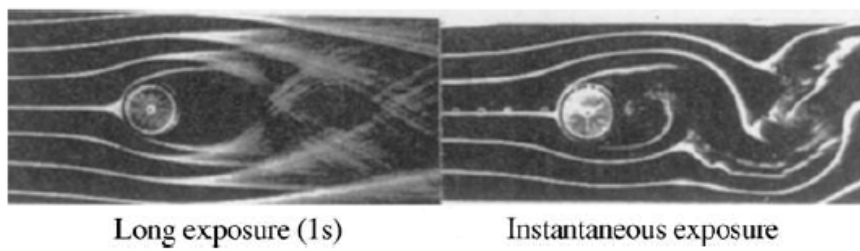
2.1 Penempatan *Upstream Disturbance Body* di depan *Main Bluff Body* (Body Utama)

Penempatan *upstream disturbance body* di depan *main bluff body* (body utama) merupakan metode kontrol aliran yang telah dilakukan oleh beberapa peneliti sebelumnya. Tsutsui dan Igarashi [1] menggunakan sirkular silinder kecil sebagai *upstream disturbance body*. Diameter silinder utama $D=40\text{mm}$, diameter *upstream disturbance body* $d=1-10\text{ mm}$, jarak antar silinder utama dengan *upstream disturbance body* $L\ 50-120\text{ mm}$ (gambar 2.1) dan *Reynolds number* $Re\ 1,5 \times 10^4$ sampai $6,2 \times 10^4$.

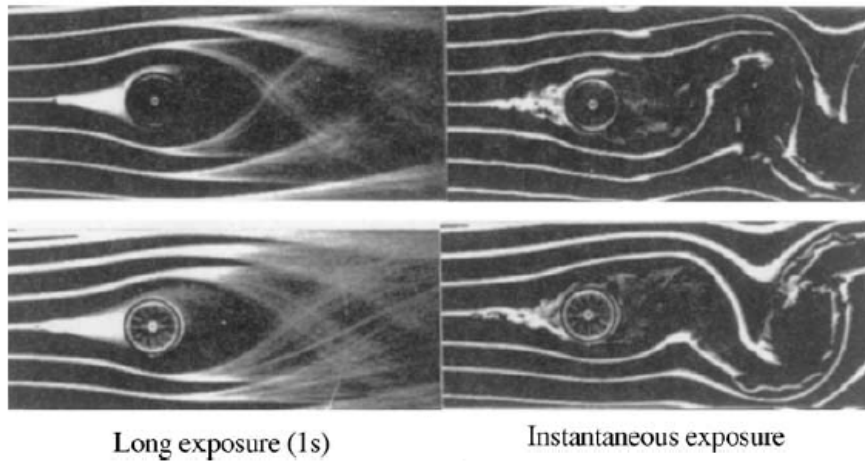


Gambar 2.1 Geometri aliran [1]

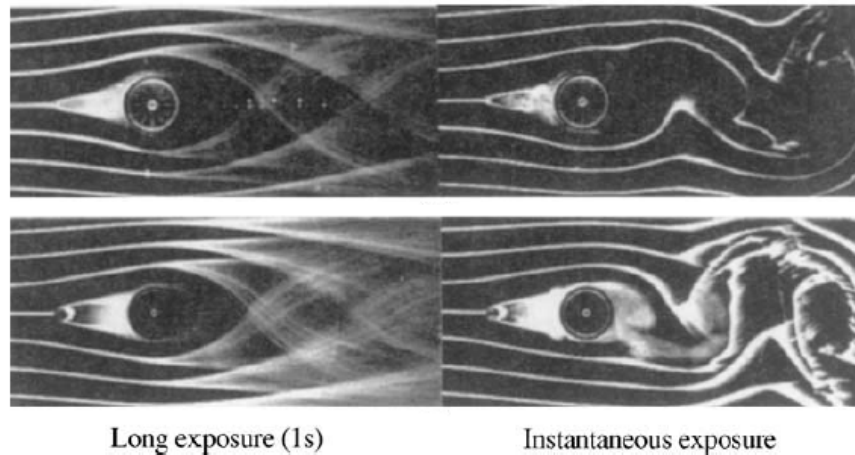
Pola aliran yang dihasilkan dari variasi d/D , L/D dan *Reynolds number* dapat dilihat pada gambar 2.2.



(a) Tanpa *upstream disturbance body*



(b) Pola A dengan *upstream disturbance body*, variasi *Reynolds number* dengan d/D dan L/D yang sama

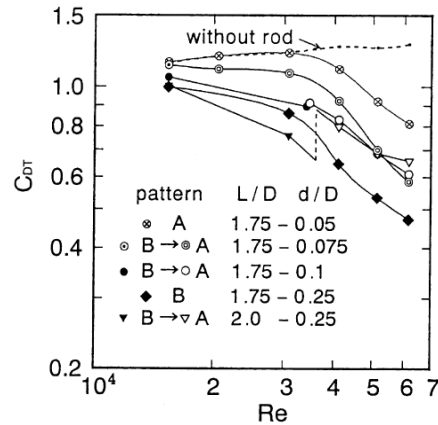


(c) Pola B dengan *upstream disturbance body*, variasi d/D dan L/D dengan *Reynolds number* yang sama

Gambar 2.2 Visualisasi aliran dari variasi d/D , L/D dan *Reynolds number* [1]

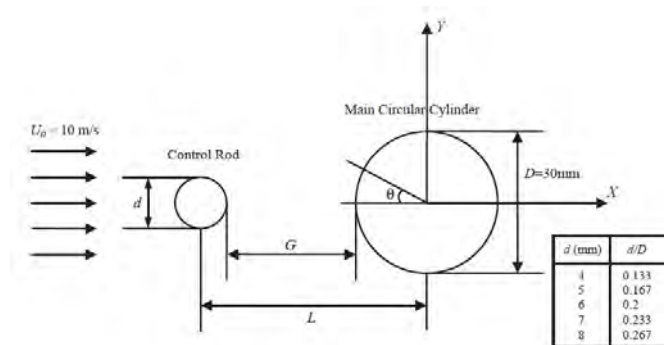
Dari gambar 2.2 dapat dianalisa bahwa silinder tanpa *upstream disturbance body* mempunyai *wake* yang lebih lebar (a), dan silinder dengan *upstream disturbance body* dengan peningkatan *Reynolds number* dan d/D , L/D yang konstan, fenomena yang terjadi adalah permukaan depan silinder terkena *vortex shedding* dari rod (*upstream disturbance body*), yang disebut dengan pola A (b), selanjutnya silinder dengan *upstream disturbance body* dengan peningkatan d/D , L/D dan *Reynolds number* yang konstan, fenomena yang terjadi dilihat bahwa *shear layer* terpisah dari rod dan *reattach* pada permukaan depan silinder sirkular dan membentuk *quasi-static vortex* antara rod dan silinder sirkular, yang disebut dengan pola B (c). Dari keterangan tersebut dapat disimpulkan bahwa d/D , L/D dan *Reynolds number* adalah faktor dominan untuk pola aliran.

Lebih lanjut ia menampilkan grafik penurunan *total drag coefficient* yang menghasilkan nilai optimum sebesar 63 % dengan d/D 0,25 dan L/D 2,0 pada $Re < 4,1 \times 10^4$, seperti yang terlihat pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Total *drag coefficient* [1]

Lee, dkk [2] menggunakan silinder utama dengan diameter, $D=30$ mm. *Upstream disturbance body* yang digunakan berupa silinder sirkular polos dengan diameter $d=4-8$ mm. Ia bervariasi jarak longitudinal antara dua geometri body dengan silinder utama (L/D) 1,5-4,0 mm, rasio dimensi kedua body (d/D) 0,133-0,267 (gambar 2.4) dan *Reynolds number*, $Re=2 \times 10^5$.

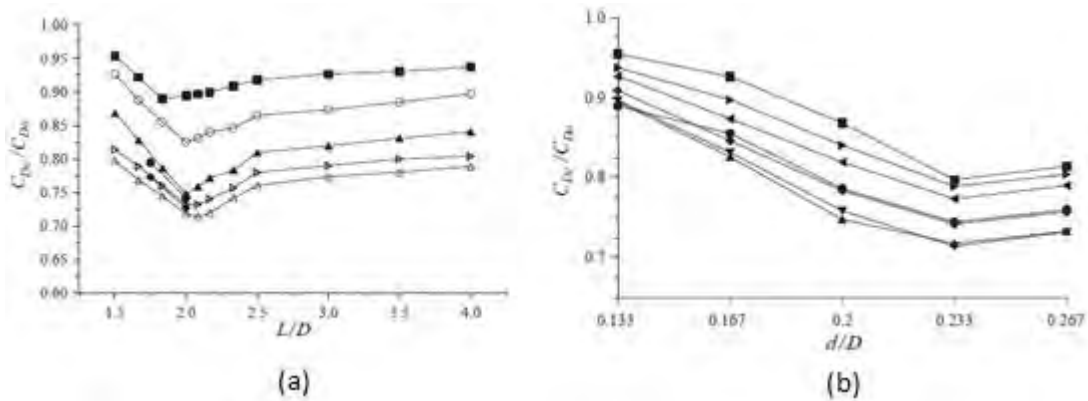


Gambar 2.4 Geometri aliran [2]

Kesimpulan dari penelitian ini adalah dengan rasio d/D pada L/D yang sama dalam mereduksi gaya *drag* terjadi hingga $d/D=0,233$. Jika rasio d/D lebih besar dari angka tersebut maka efektifitas dalam mereduksi gaya *drag* menjadi berkurang. Hal ini dapat dilihat pada gambar 2.5 (a). Sedangkan efektifitas rasio L/D dalam

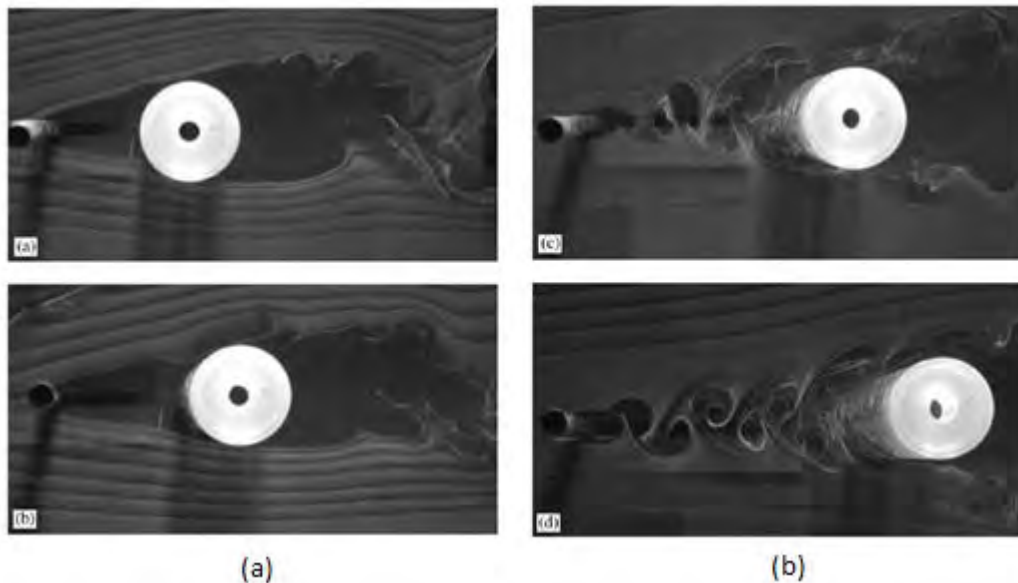


mereduksi gaya *drag* terjadi pada $L/D=2,0$ dan $2,08$, diluar dari angka itu, efektifitas dalam mereduksi gaya *drag* menjadi berkurang. Hal ini dapat dilihat pada gambar 2.5 (b).



Gambar 2.5 Grafik pengaruh diameter *rod* terhadap reduksi *drag* silinder utama. (a) Rasio koefisien *drag* (C_{Dc}/C_{Do}) divariasikan terhadap rasio L/D pada berbagai rasio d/D . (b) Rasio koefisien *drag* (C_{Dc}/C_{Do}) divariasikan terhadap rasio d/D pada berbagai rasio L/D [2]

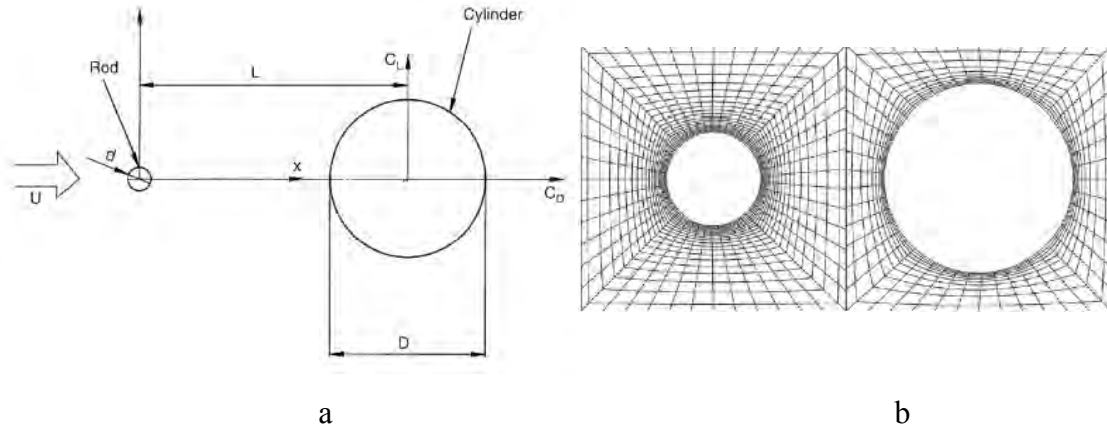
Lebih jelas Lee, dkk [2] menampilkan visualisasi aliran dengan menjelaskan secara detail tentang terminology *cavity mode* dan *wake impingement mode* yang diperoleh dengan bervariasi jarak longitudinal antara *rod* dengan *main circular cylinder* (L/D), rasio dimensi kedua body (d/D) dan *Reynolds Number*. Hal ini dapat dilihat pada gambar 2.6. Dalam penjelasannya, ia mengungkapkan bahwa fenomena *cavity mode* dapat terjadi pada: (a) L/D kecil, *Reynolds number* besar dan d/D konstan. (b) L/D kecil, d/D besar dan *Reynolds number* konstan. (c) d/D dan *Reynolds number* meningkat dengan L/D konstan.



Gambar 2.6 Visualisasi aliran dalam daerah antara *control rod* dengan silinder utama. (a) *Cavity mode*.
(b) *Wake impinge mode* [2]

Sedangkan fenomena *wake impingement mode* terjadi pada keadaan sebaliknya dengan fenomena *cavity mode*. Pada fenomena ini, *free shear layer* yang terseparasi dari silinder pengganggu akan membentuk *discret vortices* dan mengenai permukaan bagian depan silinder sirkular utama, seperti yang terlihat pada gambar 2.6.

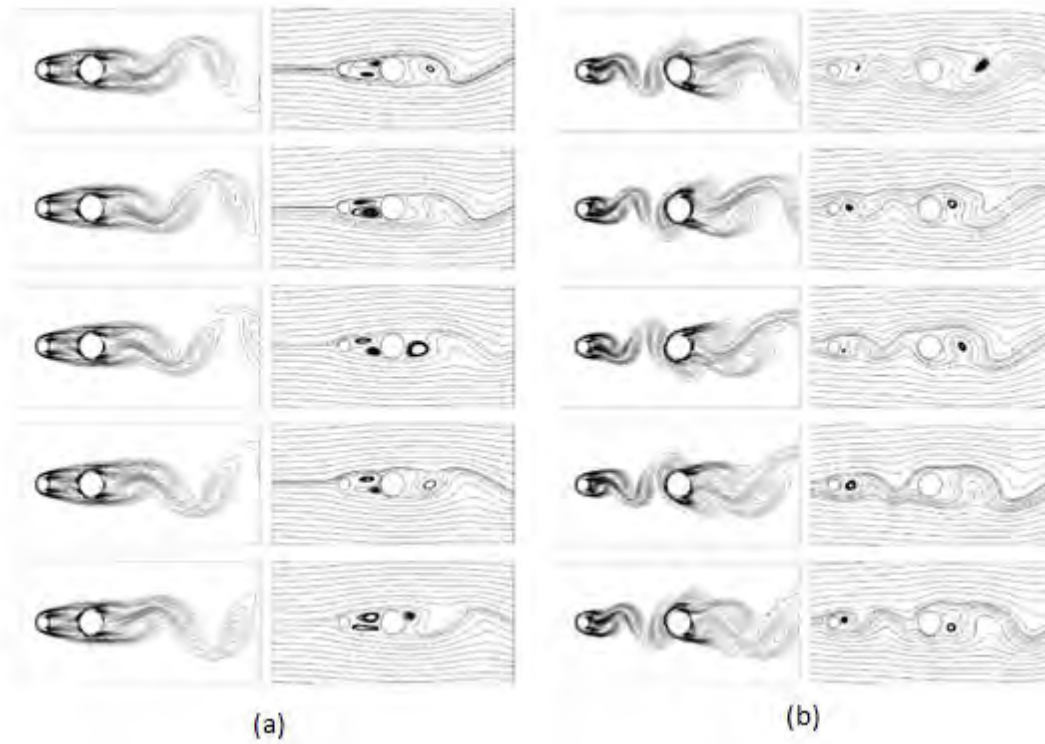
Kemudian Zhang [3] melakukan penelitian dengan geometri yang sama dengan penelitian Tsutsui dan Igarashi [1] dan Lee, dkk [2] secara simulasi numeric pada *Reynolds number* rendah untuk melihat mekanisme pembentukan *vortex shedding* pada silinder dengan *upstream rod*. Geometri aliran dan bentuk *meshing* dapat dilihat pada gambar 2.7. Simulasi menunjukkan bahwa ada dua mode aliran yang terjadi pada medan aliran di sekitar *upstream rod* dan silinder yang muncul dengan variasi rasio L/D , yaitu *cavity flow mode* dan *wake impinge mode* (gambar 2.8).



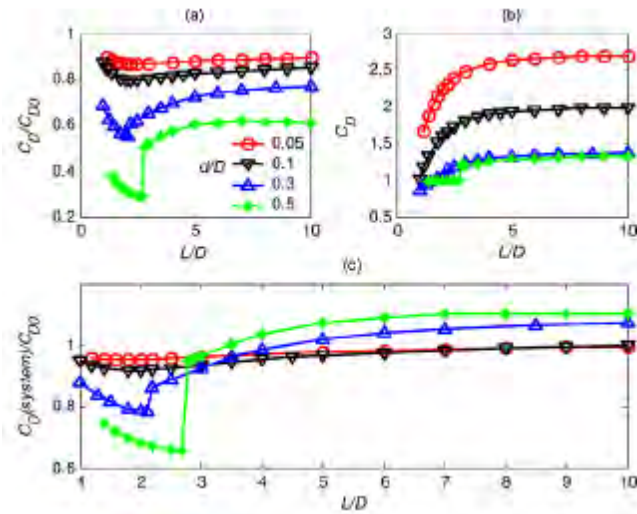
Gambar 2.7 Skema penelitian. a. Geometri aliran, b. bentuk *meshing* [3]

Sepasang *vortex* muncul antara *rod* dan silinder dengan rasio L/D 2.0 dalam *cavity mode*, yang menghasilkan penurunan tekanan pada sisi atas silinder. Pada kasus ini ditemukan bahwa karakteristik aliran secara signifikan tergantung pada rasio jarak L/D . Sedangkan *wake impinge mode* terbentuk ketika rasio jarak L/D lebih besar dari nilai kritis (L/D 4,0). Gulungan *vortex* di belakang *rod* sangat kuat dan bergerak mendekati *rod*. Setelah terlepas dari *rod*, *vortex* bergerak ke belakang (*downstream*) dan bergabung dengan *vortex shedding* pada silinder *downstream* (gambar 2.9).

Lebih lanjut Zhang [3] menampilkan grafik pengaruh L/D terhadap pengurangan koefisien drag (C_D). Dari gambar 2.10 dapat dijelaskan bahwa dengan meningkatnya fluktuasi aliran yang masuk ke silinder dengan *rod*, koefisien drag (C_D) silinder untuk semua rasio jarak L/D menurun dibandingkan dengan silinder tunggal. Gambar 2.10 (a) menyajikan distribusi koefisien tekanan (C_p) silinder untuk d/D 0,05. Koefisien tekanan stagnasi untuk semua rasio jarak L/D kurang dari 1 untuk pengurangan kecepatan di belakang *rod*. Dan titik separasi *shear layer* bergerak memanjang pada fluktuasi aliran meningkat. Induksi medan aliran di sekitar *rod* dengan silinder, berlawanan dengan arah aliran *freestream* sehingga koefisien drag *rod* meningkat monoton dengan peningkatan rasio jarak L/D .



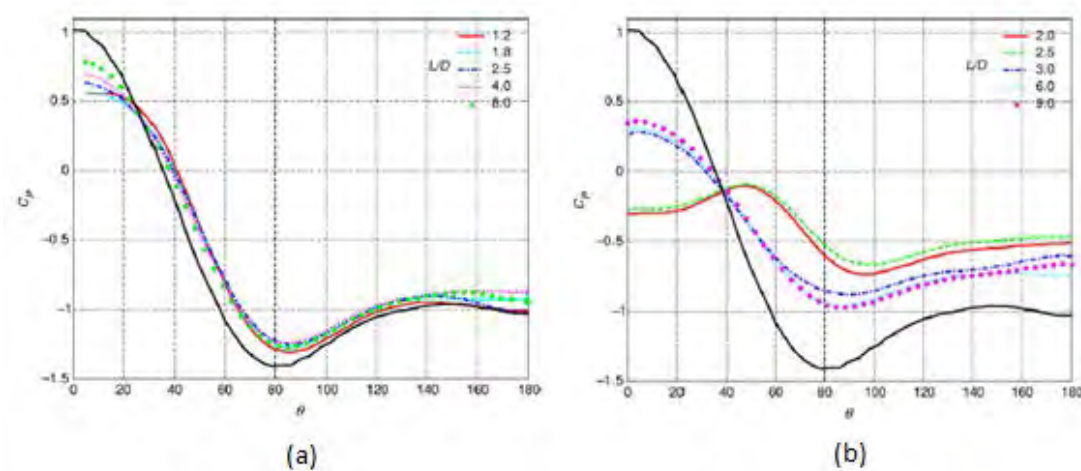
Gambar 2.8 *Vortex shedding* dan bidang *streamline*. (a) *Cavity mode*. (b) *Wake impinge mode* [3]



Gambar 2.9 Pengaruh L/D terhadap pengurangan koefisien *drag* (C_D) [3]



Pada gambar 2.10 (b) ketika rasio jarak L/D kurang dari nilai kritis ($L < L_{cri}$), *vortex* menimbulkan arus balik di daerah yang berdekatan dengan permukaan atas silinder sehingga menghasilkan gradien tekanan negatif (*adverse pressure gradient*) pada permukaan yang melawan arah aliran, akibatnya *drag* berkurang mencapai nilai minimum. Sedang untuk $L > L_{cri}$, pengurangan kecepatan aliran di belakang *rod* relatif lemah dalam bidang yang jauh dan *drag* meningkat perlahan-lahan ke konstan.



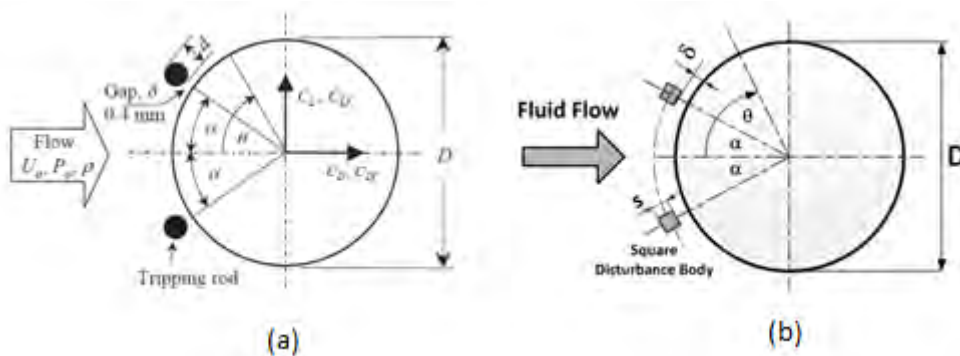
Gambar 2.10 Distribusi koefisien tekanan (C_p) terhadap sudut kontur dengan variasi L/D . (a) pada d/D 0,05 (b) pada d/D 0,5 [3]

Secara keseluruhan dalam penelitian Zhang [3] dapat disimpulkan bahwa gaya yang bekerja pada silinder dapat dikurangi dengan adanya *upstream rod* sebagai pengontrol aliran. Sepasang *vortex* antara *rod* dan silinder dalam *cavity flow mode* menghasilkan aliran tekanan rendah di daerah tersebut, dan permukaan *upstream rod* memiliki distribusi tekanan jauh lebih rendah dibandingkan dengan silinder utama.

Hasil penelitian dari ketiga peneliti tersebut (Tsutsui dan Igarashi [1] Lee, dkk [2], dan Zhang [3]) menjelaskan bahwa *free shear layer* yang terseparasi dari silinder pengganggu akan *reattach* pada sisi bagian depan silinder utama dan membentuk *quasi-static vortex* atau menciptakan celah bertekanan rendah yang dikenal dengan *cavity mode*.



Kemudian Alam, dkk [5] dan Putra [6], menggunakan 2 buah *disturbance body circular cylinder* dan *square cylinder* masing-masing, dengan memvariasikan sudut pengganggu tertentu. Alam, dkk [5] menggunakan *upstream disturbance body* berupa 2 buah *tripping rods* dengan diameter ($d=4,5$, dan 6mm) yang ditempatkan di depan sirkular silinder utama ($D=49\text{mm}$) dengan variasi sudut α terhadap titik pusat sirkular silinder utama 20° hingga 60° , dan rasio gap ($\delta=0,4\text{-}12\text{mm}$). Penelitian ini dilakukan dalam sebuah saluran besar kecepatan rendah pada *Reynolds number* (Re) $5,5 \times 10^5$. Sedangkan Putra [6] menggunakan *upstream disturbance body* berupa 2 buah *square cylinder* ($s=4\text{mm}$) yang ditempatkan di depan sirkular silinder utama ($D=25$ dan $37,5\text{mm}$), dengan variasi sudut α terhadap titik pusat sirkular silinder utama $20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ$ dan rasio gap ($\delta=0,4\text{mm}$) yang dilakukan dalam sebuah *wind tunnel* saluran sempit berpenampang bujur sangkar dengan lebar $125\text{mm} \times 125\text{mm}$ pada *Reynolds number* (Re) $5,21 \times 10^4$ sampai $1,56 \times 10^5$. Gambar skema penelitian mereka dapat dilihat pada gambar 2.11.

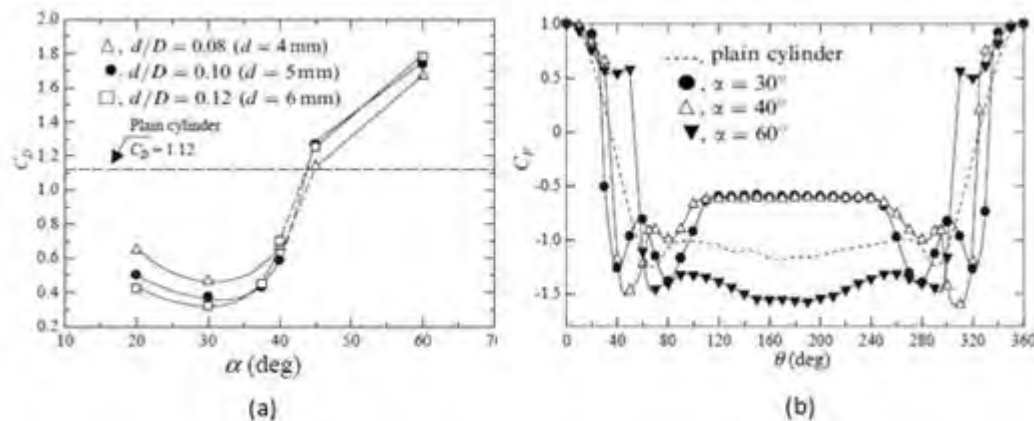


Gambar 2.11 Geometri aliran dengan *upstream disturbance body*. (a) Geometri aliran dengan *circular disturbance body* [5]. (b) Geometri aliran dengan *square disturbance body* [6]

Informasi yang dapat diambil dari penelitian mereka adalah penambahan *upstream disturbance body* pada sisi *upstream* silinder utama pada sudut tertentu memberikan pengaruh terhadap pengurangan gaya *drag*. Hasil penelitian Alam, dkk [5] menunjukkan bahwa nilai optimum dalam pencapaian pengurangan gaya *drag* terjadi pada sudut $\alpha=30^\circ$ sebesar 67% dengan diameter pengganggu 5 mm (gambar

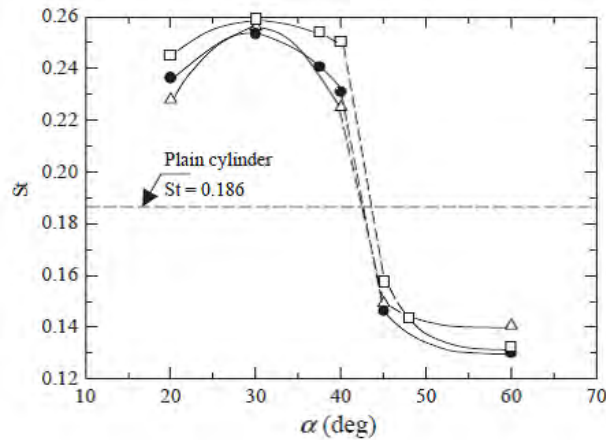


2.12a). Hal ini disebabkan pada sudut tersebut terjadi penundaan separasi masif yang sangat signifikan. Ini terjadi karena adanya *reattachment* aliran pada silinder utama akibat dari penambahan *disturbance body*. Hal ini ditunjukkan adanya *peak* pada sudut kontur silinder 60° yang dapat dilihat pada gambar 2.12b, yang menunjukkan terjadinya *reattachments* dari *boundary layer* yang terpisah dari *tripping rod*. Sedangkan pada sudut pengganggu (α) 60° tidak memberikan kontribusi dalam pengurangan gaya *drag*, karena aliran setelah melewati *disturbance body* langsung terseparasi tanpa terdefleksi kembali ke silinder utama.



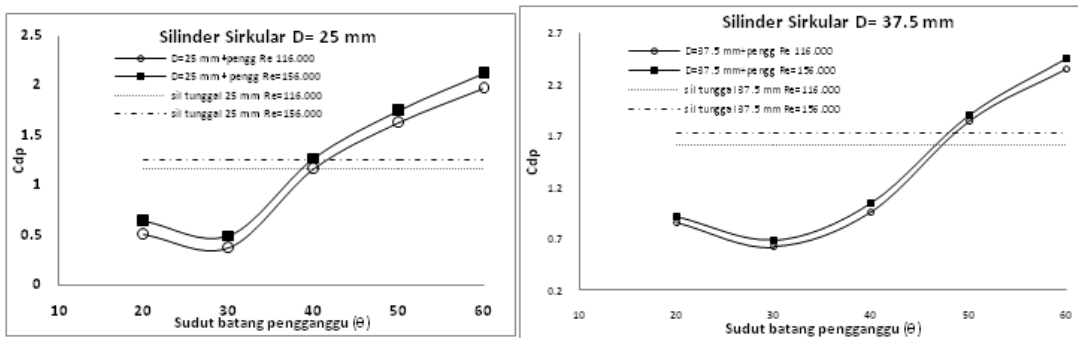
Gambar 2.12 Pengaruh posisi sudut *tripping rod* terhadap koefisien *drag* (C_D) dan koefisien tekanan (C_P). (a) terhadap koefisien *drag* (C_D). (b) terhadap koefisien tekanan (C_P) [5]

Gambar 2.13 menyajikan grafik *Strouhal number* (St) pada silinder tunggal dan silinder dengan *disturbance body* dilihat dari variasi d/D . Nilai *Strouhal number* menunjukkan keterbalikan dengan nilai koefisien *drag* (c_d). Berdasarkan grafik dibawah pengganggu dengan sudut pengganggu (α) 30° memiliki nilai *Strouhal number* terbesar sedangkan nilai *Strouhal number* terkecil didapatkan pada pengganggu dengan sudut $\alpha=60^\circ$.



Gambar 2.13 Pengaruh variasi *disturbance body* terhadap *Strouhal number* (St) [5]

Hasil penelitian Putra [6] menunjukkan hasil yang sama dengan Alam, dkk [5]. Sudut *disturbance body* $\alpha=30^\circ$ merupakan hasil optimum dalam pengurangan gaya *drag*. Hal ini ditunjukkan melalui grafik *coefficient drag pressure* (C_{dp}) terhadap sudut *disturbance body* (gambar 2.14). Pada sudut 50° dan 60° nilai C_{dp} yang dihasilkan lebih besar dari silinder sirkular tunggal. Hal ini disebabkan karena *blockage ratio* yang semakin besar karena besarnya sudut *disturbance body*.



(a) (b)

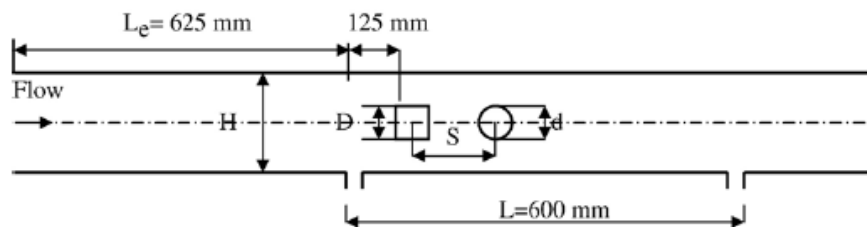
Gambar 2.14 Pengaruh variasi sudut *disturbance body* terhadap *Coefficient drag cylinder* (C_{dp}). (a) Diameter 25 mm, (b) Diameter 37.5 mm [6]



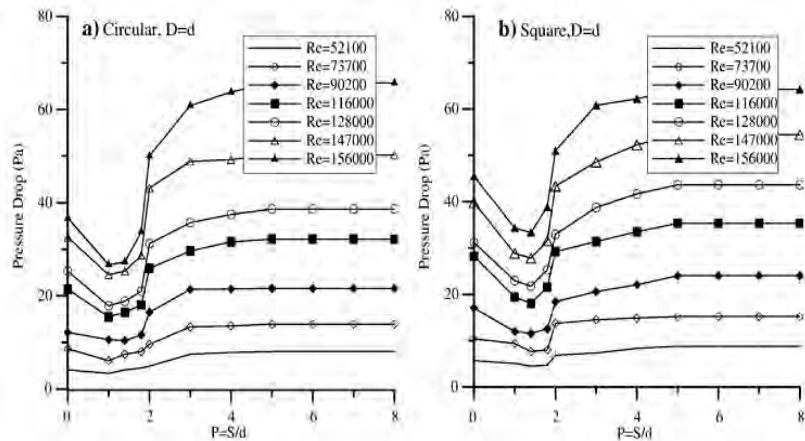
Beberapa hasil penelitian Putra [6] ini menjadi informasi penting sekaligus sebagai acuan utama tinjauan pustaka oleh penulis dan sebagai pembanding dengan data kuantitatif yang diolah dengan mengintegrasikan secara numerik (simulasi) dari hasil penelitian ini nantinya.

2.2 Penempatan *Bluff body* pada Saluran Sempit

Daloglu [4] menggunakan dua buah geometry *bluff body* (*square cylinder* dan *circular cylinder*) yang disusun secara tandem yang diletakkan pada saluran sempit berpenampang bujur sangkar. *Square cylinder* ditempatkan pada sisi *upstream* dan *circular cylinder* pada sisi *downstream* pada percobaan pertama dan selanjutnya ditempatkan *circular cylinder* pada sisi *upstream* dengan tetap menempatkan *circular cylinder* pada sisi *downstream*. Variasi yang dilakukan adalah besarnya diameter sirkular silinder ($D=d$, $D=2d$, $D=3d$) pada sisi *upstream*, dan rasio jarak longitudinal antara kedua body (*square cylinder* dan *circular cylinder*) terhadap diameter *circular cylinder*, (S/d). Skema aliran dapat dilihat pada gambar 2.17.



Gambar 2.15 Skema aliran [4]

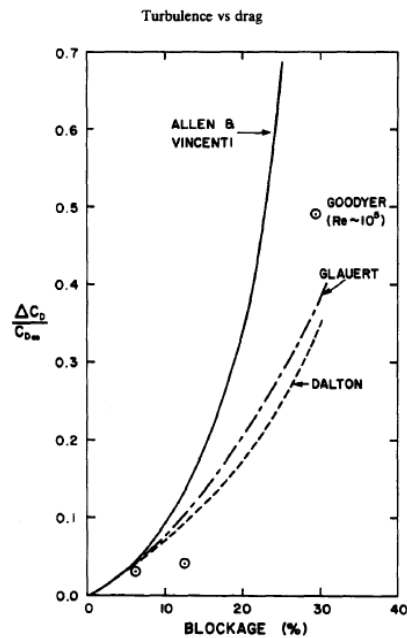


Gambar 2.16 Pengaruh variasi jarak terhadap *pressure drop* [4]

Hasil penelitian menunjukkan bahwa *pressure drop* menurun karena meningkatnya separasi aliran dari $P=0$ ke $P=1$. Gradient tekanan minimum (ΔP_{\min}) terjadi pada $P=1$, dan mengalami peningkatan tajam pada interval $1 < P < 2$ kemudian mengalami peningkatan secara monotonic dari $P=2$ ke $P < P < 1$ (gambar 2.18). Dari penjelasan tersebut dapat disimpulkan bahwa variasi jarak antar silinder memberikan pengaruh terhadap reduksi gaya *drag*, dan ratio jarak 1-1,5 memberikan nilai yang efektif dalam mereduksi gaya *drag*. Informasi lain yang dapat dilihat adalah *square cylinder* mempunyai nilai *pressure drop* lebih besar dari pada *circular cylinder*.

2.3 Pengaruh Dinding dan *Blockage Ratio* terhadap Koefisien *Drag* Silinder

Weidman [7] dan Bell [8] telah meneliti pengaruh rasio dimensi *bluff body* dengan luasan saluran (*blockage effect*) terhadap kecepatan fluida dan koefisien hambatan. Kecepatan *free stream* akan meningkat karena adanya *blockage effect*. Dari hasil penelitiannya, Bell [8] mengatakan bahwa semakin besar nilai *blockage effect* maka koefisien *drag* (C_d) akan semakin meningkat. Hal ini disebabkan semakin sempitnya daerah yang dapat dilalui oleh fluida. Gambar 2.19 menampilkan empat skema koreksi.



Gambar 2.17 Pengaruh koefisien *drag* terhadap persentase *blockage ratio* yang menampilkan beberapa skema koreksi. [8]

Weidman [7] melihat pengaruh *blockage* terhadap pertumbuhan *wake*. Ia menyimpulkan bahwa dinding *wind tunnel* menimbulkan peningkatan dalam kecepatan *free stream* yang disebabkan oleh *solid blockage* yang juga berpengaruh terhadap pertumbuhan *wake*. Semakin besar diameter silinder (D) dan *blockage ratio* (D/H) yang digunakan, maka akan semakin besar koefisien *drag* (C_D) yang dihasilkan. Hal ini terjadi karena celah yang sempit antara dinding dan silinder sehingga menyebabkan kecepatan dan tekanannya naik. Meningkatnya *pressure drop* mengakibatkan daerah *wake* yang terbentuk juga semakin besar. Penjelasan ini dituangkan dalam grafik pada gambar 2.19 yang menampilkan hasil penelitian dari Allen dan Vincent yang melakukan koreksi terhadap kecepatan yang didapatkan. Rumusan Allen dan Vincent tentang koreksi kecepatan *freestream* beserta koreksi koefisien hambatan fluida ini didapatkan dari penelitian Weidman. Hasil penelitiannya juga diringkas dalam table 2.1.

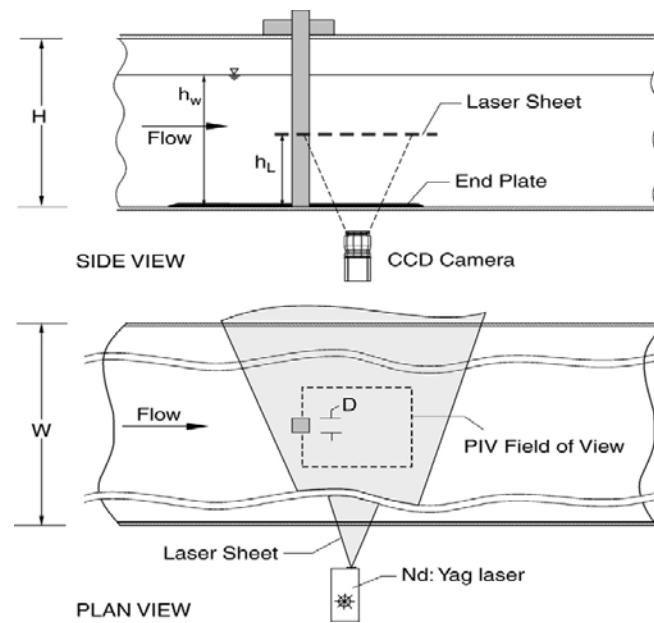
Tabel 2.1. Nilai koreksi koefisien *drag* (C_D) pada beberapa *blockage ratio* [7]

Diameter ~ D (inches)	Blockage Ratio ~ D/H	$(C_{P_b})_{ave}$	C_D
0.500	0.025	-1.155	1.210
1.00	0.050	-1.205	1.230
1.50	0.075	-1.235	1.260
2.25	0.1125	-1.340	1.320
3.50	0.175	-1.545	1.435

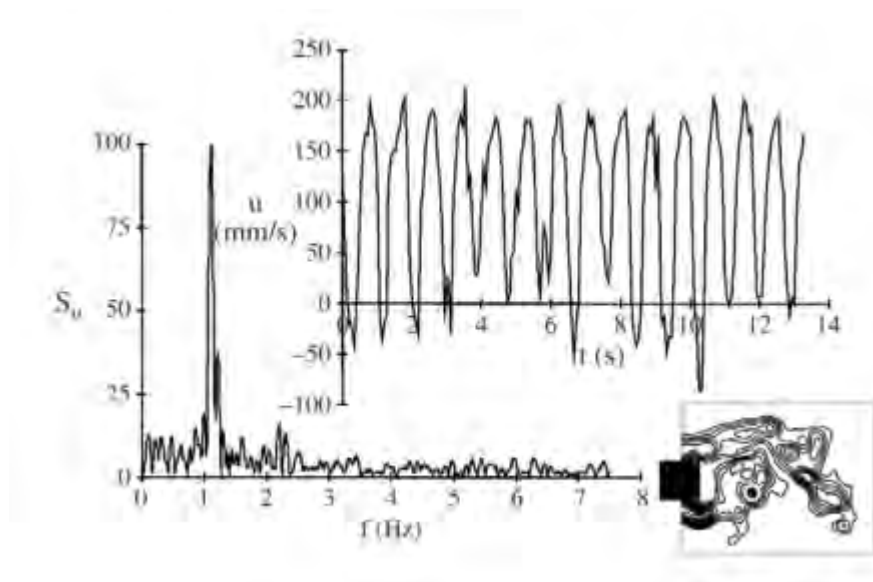
2.4 Pengaruh Bentuk Benda Uji Terhadap Intensitas Turbulensi

Ozgoren [9] melihat fluktuasi kecepatan pada berbagai bentuk benda uji (*circular cylinder*, *square cylinder*, dan *oriented square cylinder*), dengan diameter dan panjang sisi 20 mm. Pengujian dilakukan pada *Close-loop free-surface water channel* dengan luas 800x1000x750 mm, menggunakan metode *Digital Particle Image Velocimetry* (DPIV) dengan $550 \leq Re \leq 3400$ dan intensitas turbulensi kecil dari 0,2 %. Skema eksperimen ditunjukkan pada gambar 2.15.

Informasi yang didapat dari penelitian tersebut adalah kandungan energi tertinggi terjadi pada *bluff body square cylinder* pada frekuensi 1 Hz sebesar 100 dengan rentang fluktuasi kecepatan sebesar -100 sampai 200 (gambar 2.16). Hal ini dikarenakan fluktuasi yang tinggi yang berasal dari sudut yang tajam pada *square cylinder*. Dari informasi diatas dapat disimpulkan bahwa benda yang mempunyai sudut tajam memberikan kandungan energi dan intensitas *vorticity* yang tinggi sehingga menghasilkan nilai intensitas turbulensi yang juga lebih tinggi.



Gambar 2.18 Skema aliran eksperimen [9]



Gambar 2.19 *Spectrum analysis dan time history of instantaneous streamwise velocity pada Re 3400* [9]



2.5 Numerical Modeling

Penelitian ini dilakukan dengan cara simulasi numerik menggunakan *Computational Fluid Dynamic* (CFD). CFD merupakan sistem analisis yang melibatkan aliran fluida, momentum, perpindahan panas dan fenomena terkait seperti reaksi kimia dengan cara simulasi berbasis komputer [10]. CFD pada hakekatnya merupakan perangkat *software* menggunakan *finite volume method* dengan memperlakukan fluida menjadi volume kecil-kecil dan melalui algoritma tertentu untuk menyelesaikan persamaan *Navier-Stokes*. Penggunaan *software* ini bertujuan untuk memvisualisasikan aliran dan memberikan informasi properti mengenai karakteristik aliran yang sulit diperoleh dalam penelitian eksperimen. Penggunaan CFD terdiri dari tiga tahapan proses pemodelan numerik, yaitu *pre-processing* (spesifikasi geometri, pemilihan turbulen model, spesifikasi parameter dan *grid generation*), *Solving* atau *processing* dan *post-processing* (visualization dan *treatment data*).

Aliran turbulent sangat dipengaruhi oleh *turbulence modeling* yang digunakan dalam analisis numeric, seperti RANS, URANS, LES, DES, *boundary condition*, *initial condition*, bentuk dan kerapatan meshing (*grid independence*) terutama di daerah dekat dinding (*solid surface*) [11]. Penelitian ini menggunakan *persamaan Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (URANS), untuk aliran *turbulent incompressible*, yang dituangkan dalam bentuk konservasi massa dan momentum [12].

Continuity:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2)$$

Persamaan (1) dan (2) disebut dengan persamaan URANS. Persamaan



tersebut memiliki bentuk umum yang sama dengan persamaan *instantaneous Navier-Stokes*, dengan kecepatan dan variable solusi yang lain mewakili *time-averaged values*. *Reynolds stresses*, $\overline{\rho u'_i u'_j}$, harus dimodelkan untuk mendapatkan persamaan (2) [12]. Metode permodelan yang digunakan melibatkan hipotesis *Boussinesq* untuk menghubungkan *Reynolds stresses* pada gradient kecepatan rata-rata dalam aliran [13]. Oleh karena itu *Reynolds stresses* dapat dituliskan:

$$\overline{-\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3)$$

Pada persamaan (3), μ_t adalah *turbulent (atau eddy) viscosity* dan k adalah *turbulent kinetic energy*. Untuk model turbulen dua persamaan seperti varian k - ϵ dan k - ω , *turbulent viscosity* dihitung bersamaan dengan solusi dari dua persamaan transport tambahan untuk *turbulent kinetic energy*, dan salah satu dari *turbulent dissipation rate*, ϵ , atau *specific dissipation rate*, ω [13].

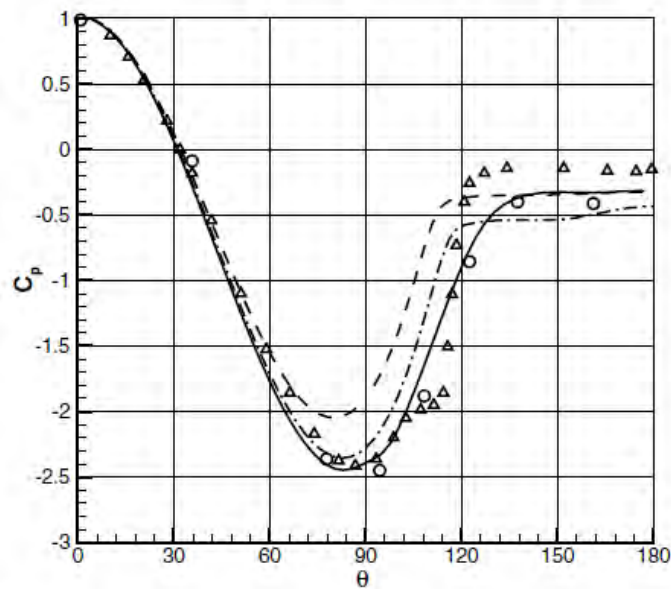
Catalano [14] dalam penelitiannya menyajikan komparasi antara studi numeric dengan eksperimental untuk aliran melintasi silinder sirkular pada Reynolds number tinggi ($Re_D=10^6$), dengan membandingkan berbagai *turbulent modeling* seperti *Large Eddy Simulation (LES)*, *Reynolds Average Navier-Stokes (RANS)*, dan *Unsteady-RANS (URANS)* dengan kajian eksperimental terdahulu pada Reynolds number yang sama.

Dari hasil penelitiannya menjelaskan bahwa grafik koefisien tekanan LES memberikan hasil yang mendekati dengan hasil eksperimental yang dilakukan oleh Warschauer dan Leene (1971) pada $Re_D = 1,2 \times 10^6$ (gambar 2.20). Akan tetapi untuk karakteristik medan aliran turbulen, persamaan *Navier-Stokes* sangat baik digunakan karena dapat memprediksi cukup akurat dengan mensimulasikan secara tepat untuk aliran turbulen.

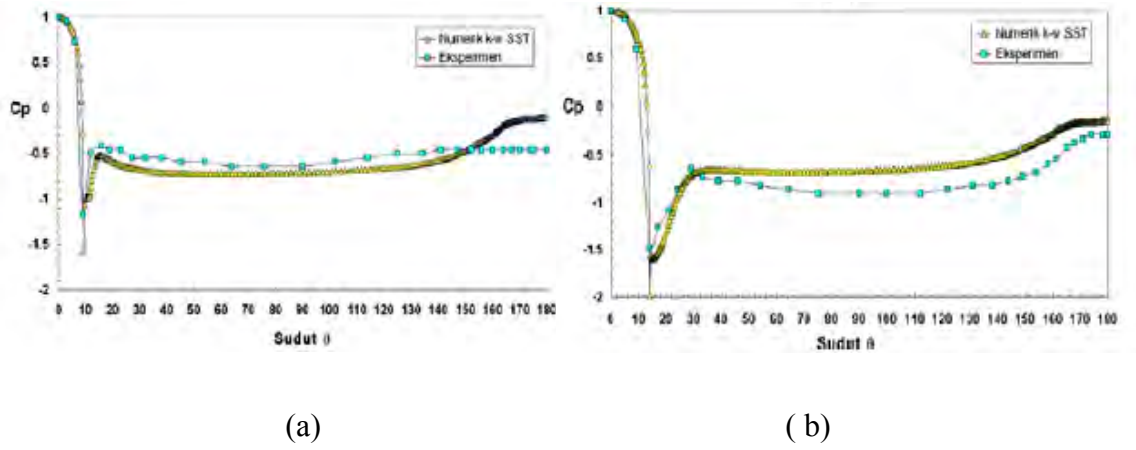
Model turbulensi yang digunakan untuk analisa aliran di sekitar silinder sirkular adalah *Shear-Stress-Transport (SST) k*- ω . Model ini dikembangkan oleh



Menter, yang merupakan kombinasi antara kemampuan $k-\omega$ untuk aliran di dekat dinding dengan *free-stream independence* dari model $k-\varepsilon$ di medan yang jauh, sehingga model turbulensi ini lebih akurat dan lebih dapat diandalkan dibandingkan dengan Standart $k-\omega$ untuk jenis aliran yang lebih luas termasuk aliran *adverse pressure gradient* [12]. Sebagaimana penelitian yang telah dilakukan oleh Widodo [15] yang menggunakan model turbulensi *Shear-Stress-Transport (SST) $k-\omega$* untuk memprediksi karakteristik aliran melintasi silinder tunggal teriris (AR 1/3 & 1/4). Dari hasil penelitian tersebut disimpulkan bahwa hasil simulasi numerik pada silinder ellips terpotong memiliki kesesuaian fisis yang bagus dengan hasil eksperimen seperti yang ditampilkan pada gambar 2.21.



Gambar 2.20 Distribusi tekanan pada silinder: (—) LES pada $Re_D = 1 \times 10^6$; (- -) RANS pada $Re_D = 1 \times 10^6$; (- . -) URANS pada $Re_D = 1 \times 10^6$; (○) eksperimen Warschauser dan leene (1971) pada $Re_D = 1,2 \times 10^6$; (△) eksperimen Falchbart (pada Zdravkovich, 1997) pada $Re_D = 6,7 \times 10^5$ [14]



Gambar 2.21 Perbandingan Distribusi Koefisien Tekanan (C_p) kajian numerik dan eksperimental Silinder Ellips ($AR=1/3$) Tunggal. (a). Silinder ellips dengan pemotongan ($a = 5\%B$), (b). Silinder ellips dengan pemotongan ($a = 10\%B$) [15]



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3 METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dengan kajian numerik menggunakan perangkat lunak CFD *Software* FLUENT 6.3.26 untuk menjelaskan fenomena fisis yang terjadi di sekitar silinder sirkular dengan *square disturbance body*, yang nantinya dapat memberikan informasi detail dan terstruktur tentang fenomena interaksi aliran fluida *viscous* yang melewati silinder sirkular dengan penambahan body pengganggu (*square disturbance body*) yang ditempatkan di sisi *inlet*.

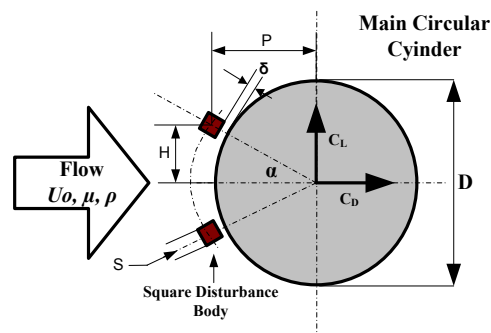
3.1 Tahapan Pemodelan Numerik

Penelitian ini menggunakan metode numerik dengan CFD yang akan dilakukan pada tiga tahapan pengerjaan, yaitu *pre-processing* (permodelan atau pembuatan geometri, penentuan domain, dan pembuatan *meshing*), tahapan *processing* atau *solving*, dan *post-processing* (hasil berupa data kualitatif dan kuantitatif). Tahapan *pre-processing* dilakukan dengan bantuan *software* GAMBIT 2.4.6, sedangkan tahapan *processing* dan *post-processing* menggunakan *software* FLUENT 6.3.26.

3.1.1 Tahapan *Pre-processing*

- Permodelan (Geometri Silinder Sirkular dengan *Disturbance Body*)

Dimensi dan geometri body untuk penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.1 dan table 3.1. Dua buah *square disturbance body* diletakkan didepan silinder sirkular utama pada variasi sudut tertentu.



Gambar 3.1 Skema geometri silinder sirkular tunggal dengan *square disturbance body*

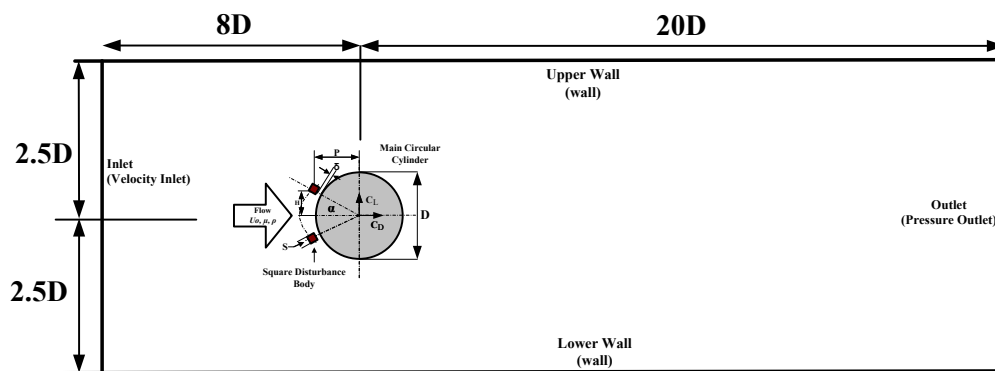


Tabel 3.1 Dimensi geometri dan parameter dalam analisa aliran

Diameter Silinder Utama (mm)	Re_{Dh}	Re_D	α	S (mm)	δ (mm)
25	$11,6 \times 10^4$ $15,6 \times 10^4$	$2,32 \times 10^4$ $3,12 \times 10^4$	$20^\circ, 30^\circ,$ $40^\circ, 50^\circ,$ 60°	4	0,4
37.5	$11,6 \times 10^4$ $15,6 \times 10^4$	$3,48 \times 10^4$ $4,68 \times 10^4$			

• **Domain Pemodelan**

Penentuan dimensi domain untuk penelitian ini diambil dari data penelitian yang telah dilakukan oleh Putra [6] yang menggunakan *wind tunnel* saluran sempit dengan *blockage ratio* sebesar 26.4 % dan 36.4 %. Gambar domain yang digunakan untuk pemodelan ini dapat dilihat pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Domain pemodelan silinder sirkular tunggal dengan *square disturbance body*

Keterangan:

U_∞ Kecepatan *freestream* (m/s)

μ Viskositas udara (N.s/m²)

ρ Massa jenis udara (kg/m³)

α Sudut SDB (deg)

s Panjang sisi *square cylinder* (m)

δ Jarak gap (m)

C_D Koefisien *drag*

C_L Koefisien *lift*

P Jarak titik pusat silinder pengganggu dengan silinder utama (horizontal) (m)



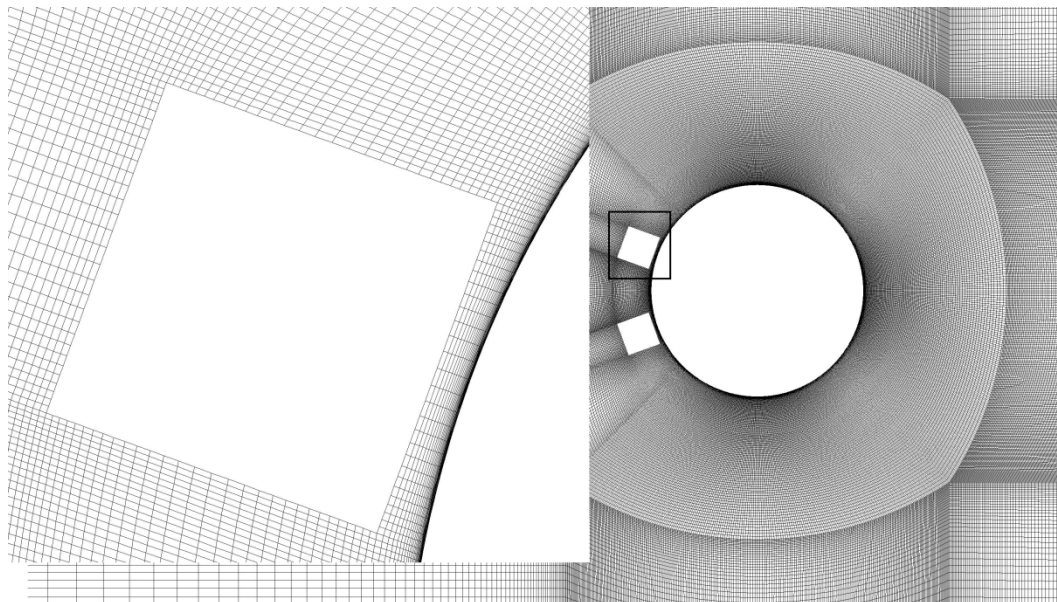
H Jarak titik pusat silinder pengganggu dengan silinder utama (vertikal) (m)
D pada *boundary condition* berdasarkan $D = 25$ mm

Boundary condition dari domain yang ditentukan adalah:

- Sisi *inlet*: *Velocity inlet*
- Sisi *outlet*: *Pressure outlet*
- Dinding atas dan dinding bawah (*Upper wall* dan *Lower wall*): *Wall*
- silinder utama dan pengganggu: *Wall*

• **Meshing**

Bidang atau volume yang diisi oleh fluida dibagi menjadi sel-sel kecil (*meshing*), sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat diaplikasikan ke dalam elemen-elemen kecil tersebut. Bentuk *meshing* yang dipilih untuk permodelan 2D ini adalah *quadrilateral map*. Dalam penelitian ini digunakan 5 macam *meshing* yang akan dilakukan pada tahap *grid independence analysis*.



Gambar 3.3 *Meshing quadrilateral map*



3.1.2 Tahapan *Processing* atau *Solver*

Dengan bantuan *software* FLUENT 6.3.26, kondisi-kondisi yang telah ditetapkan dalam tahap *pre-processing* akan diproses (iterasi) sehingga diperoleh data-data dari aliran yang diinginkan. Berikut tahapan-tahapannya adalah:

- **Grid**

Langkah awal pada *software* FLUENT adalah memanggil data dari hasil *eksport* gambit dalam bentuk *.msh*, kemudian dilakukan pengecekan *grid* dan perubahan skala *grid* menjadi mm.

- **Model**

Model *viscous* yang digunakan adalah *k- ω SST Model*, dimana model ini cocok untuk analisa aliran di dekat dinding dan *free-stream independence* di medan yang jauh [12], sehingga model turbulensi ini lebih akurat dan lebih dapat diandalkan dibandingkan dengan Standart *k- ω* untuk jenis aliran yang lebih luas termasuk aliran *adverse pressure gradient* [16]. Kemudian model *solver-time* yang digunakan adalah *unsteady*.

- **Materials**

Tahapan ini merupakan tahapan penentuan jenis material yang digunakan dengan memasukkan properties dari material tersebut. Untuk permodelan ini digunakan udara sebagai fluida kerja dengan densitas (ρ) : 1,225 kg/m³ dan viskositas (μ) : 1,7894 x 10⁻⁵ kg/m.s.

- **Operating Conditions**

Pada tahapan ini ditentukan kondisi daerah operasi dan lingkungan di sekitar benda uji. Umumnya dimasukan kondisi tekanan pada daerah operasi, yaitu pada tekanan 1 atm (101325 Pa).

- **Boundary Condition**

Pada tahapan ini ditentukan parameter-parameter dan batasan yang terjadi pada aliran yang melewati benda uji. Dalam permodelan ini, input nilai dilakukan pada daerah *inlet* dengan memasukkan *velocity magnitude* (V_{inlet}) pada *Reynolds number* berdasarkan diameter silinder, dengan menetapkan *turbulent intensity* : 4 %, dan *turbulent length scale* : 0,001 m.



- **Solution**

Tahapan *solution* untuk permodelan ini digunakan *discretization* (skema interpolasi) *second order* untuk *pressure*, dan *second order upwind* untuk *momentum*, *turbulent kinetic energy*, dan *specific dissipation rate*. Selain factor diskritisasi, yang harus ditentukan pada parameter kontrol solusi adalah *pressure-velocity coupling* [16]. Untuk parameter ini akan digunakan metode *simple*.

- **Initialize**

Proses iterasi memerlukan inisialisasi (tebakan awal) sebelum memulai perhitungan [16]. *Initialize* dihitung dari kondisi batas *inlet*.

- **Monitor Residual**

Tahapan ini merupakan tahapan penyelesaian masalah berupa proses iterasi sampai mencapai kriteria konvergensi yang diinginkan. Kriteria konvergensi adalah kesalahan/perbedaan antara tebakan awal dan hasil akhir dari iterasi yang dilakukan oleh fluent pada masing-masing persamaan yang digunakan [16]. Untuk kasus ini, kriteria konvergensi ditetapkan sebesar 10^{-6} , dimana proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah *residual*-nya mencapai harga lebih kecil dari pada 10^{-6} .

- **Iterate**

Tahapan ini merupakan tahapan akhir dari tahapan *processing*. Permodelan ini dilakukan dengan *solver unsteady*, dengan memasukkan nilai *time step size*, *number of time steps* dan *max iterations per time step* dihitung dari nilai *Strouhal number (St)* : 0.2 dengan *Reynolds number* berdasarkan diameter silinder (Re_D) seperti yang ditunjukkan pada table 3.1.

3.1.3 Tahapan *Post-processing*

Tahapan *post-processing* dilakukan untuk menampilkan hasil iterasi berupa data kualitatif dan kuantitatif. Data kuantitatif berupa distribusi koefisien tekanan, dan koefisien *drag*. Sedangkan data kualitatif adalah visualisasi aliran berupa tampilan plot kontur, *grid display*, *pathline*, plot *vector* dan profil kecepatan, sesuai yang diperlukan untuk analisa.



3.2 Grid Independency dan Validasi Data

3.2.1 Grid Independency

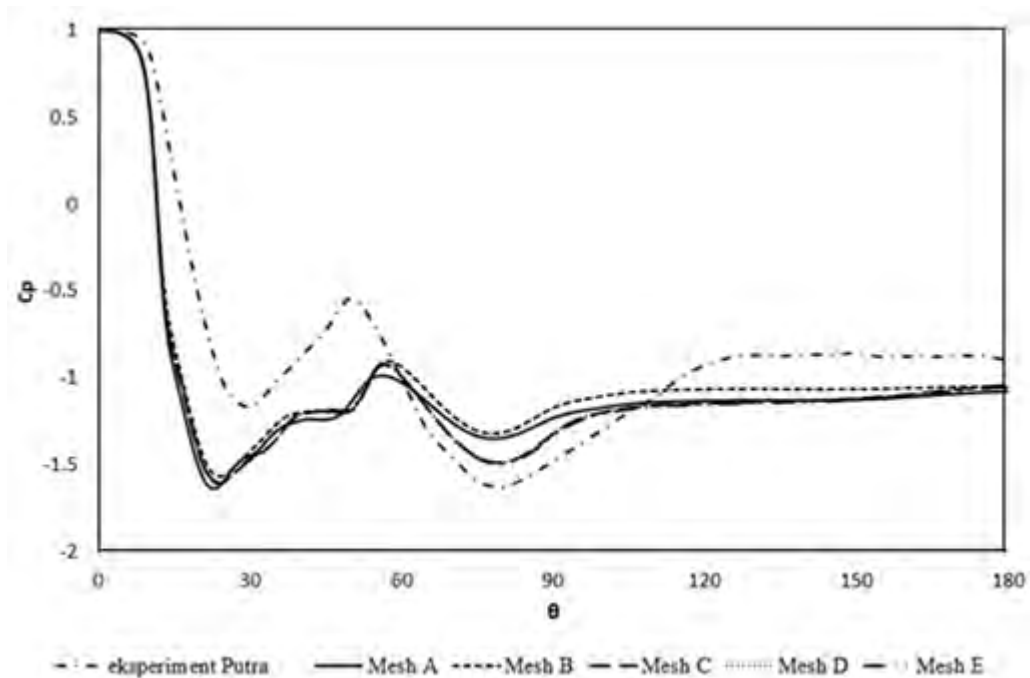
Untuk mendapatkan jumlah *grid* yang cenderung konstan dan memperoleh data yang lebih akurat, maka perlu dilakukan *grid independence*. Pada *grid independence*, *meshing* dibuat dengan kerapatan berbeda dari renggang hingga rapat yang ditunjukkan dengan node yang berbeda, dan selanjutnya dilakukan proses iterasi, dimana dari hasil iterasi tersebut akan didapatkan akurasi harga yang tidak tergantung lagi terhadap kerapatan *mesh*. Ada 5 jenis *meshing* yang digunakan dalam *grid independence*. Keempat *mesh* tersebut akan dibandingkan dengan hasil eksperimental yang telah dilakukan oleh Putra [6]. Benda uji yang dipilih adalah silinder sirkular dengan sudut pengganggu (*square disturbance body*), α 20° . Untuk analisa ini, akan digunakan nilai koefisien tekanan (C_p) yang akan dibandingkan dengan nilai C_p hasil eksperimen Putra [6]. Dari keempat *meshing* tersebut akan dipilih besarnya nilai *error* terkecil dari setiap *meshing*. Evaluasi *grid independence* ditampilkan pada table 3.2, gambar 3.4. Dari table kita dapat melihat bahwa nilai *error* terkecil terdapat pada *meshing* D, maka *meshing* yang digunakan untuk simulasi selanjutnya adalah *meshing* D

Tabel 3.2 Evaluasi *grid independence*

Mesh	Nodes	Cp (180°)		Error (%)
		Numerik	Eksp [5]	
A	127188	-1,062	-0,906	17,2
B	215138	-1,056	-0,906	16,5
C	236478	-1,039	-0,906	14,7
D	246178	-1,038	-0,906	14,6
E	255878	-1,051	-0,906	16

3.2.2 Validasi Data

Untuk memastikan keakuratan hasil numerik yang dilakukan, maka di butuhkan sebuah validasi [16]. Untuk validasi hasil numerik ini, akan digunakan penelitian eksperimental yang dilakukan oleh Putra [6] pada konfigurasi s/D 0.16, sudut pengganggu 20° dengan *Reynolds number* $Re_D = 2,32 \times 10^4$, seperti yang ditunjukkan pada garafik berikut:



Gambar 3.4 Grafik validasi silinder tunggal konfigurasi s/D 0.16 dengan pengganggu 20° dan $Re_D = 2,32 \times 10^4$

Gambar 3.4 menunjukkan grafik validasi hasil numerik dengan eksperimen dari Putra [6]. Berdasarkan grafik diatas dan pemilihan *meshing* D dari *grid independency* yang telah dilakukan didapatkan bahwa koefisien tekanan yang didapatkan dari hasil numerik memiliki kesesuaian yang bagus (mendekati) dengan hasil eksperimen oleh Putra [6] pada sudut 180° , yang selanjutnya akan dijadikan acuan untuk melakukan simulasi numerik pada silinder sirkular dengan sudut body pengganggu yang lain.

3.3 Analisa Penelitian

Dalam penelitian ini, akan dianalisa pengaruh gaya *drag* terhadap variasi *Reynolds number* (Re), Diameter silinder utama, dan sudut *square disturbance body* (α).

- Koefisien *drag* (C_d)

$$C_d = f(Re_{Dh}, D, \alpha,)$$

- Koefisien tekanan (C_p)

$$C_p = f(Re_{Dh}, D, \alpha,)$$



- *Strouhal number* (St)

$$S_z = f(Re_{Dh}, D, \alpha,)$$

3.4 Pengolahan Data Hasil Numerik

Data dari hasil iterasi pada tahapan *post-processing*, baik data kuantitatif maupun data kualitatif berupa visualisasi aliran, selanjutnya akan diolah untuk menjelaskan berbagai fenomena fisis yang terjadi pada penelitian ini. Data kuantitatif yaitu distribusi koefisien tekanan (C_p), profil kecepatan (u/U_{max}), *shape factor* (H), *Strouhal number* (St) dan koefisien *drag pressure* (C_{dp}). Sedangkan data kualitatif berupa *velocity pathline* dan *velocity vector*. Berikut diuraikan metode untuk mendapatkan koefisien tekanan (C_p), koefisien *drag pressure* (C_{dp}), dan koefisien *drag total* (C_{DT}).

o Perhitungan koefisien tekanan (C_p)

Koefisien tekanan merupakan pembagian dari tekanan statis dibagi dengan tekanan dinamik seperti diuraikan pada persamaan berikut:

$$C_p = (\rho_c - \rho_\infty) / \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \quad (3.1)$$

dimana p_c adalah tekanan pada kontur silinder sirkular, p_∞ adalah tekanan statis pada *free-stream*, dan $\frac{1}{2} \rho U_\infty^2$ adalah tekanan dinamik pada *free-stream*.

o Perhitungan Koefisien *Drag Pressure* (C_{dp}) dan Koefisien *Drag Total* (C_{DT})

Koefisien *pressure drag* (C_{dp}) diperoleh dengan mengintegrasikan koefisien tekanan (C_p) kontur permukaan silinder.

$$C_{dp} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p(\theta) \cos(\theta) d\theta \quad (3.2)$$

Untuk mendapatkan harga koefisien *drag pressure* (C_{dp}) maupun koefisien *drag total* (C_{DT}) dapat diselesaikan dengan metoda numerik aturan *Simpson 1/3 segmen berganda* yang dirumuskan pada persamaan (3.3) berikut:



$$I \cong (b - a) \frac{f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5}^{n-1} f(x_i) + 2 \sum_{j=2,4,6}^{n-2} f(x_j) + f(x_n)}{3n} \quad (3.3)$$

dimana :

- $b = 2\pi$ dan $a = 0$, $f(x_0) = Cp(0) \cos(0)$ dan $f(x_n) = Cp(2\pi) \cos(2\pi)$ untuk menyelesaikan persamaan (3.3).
- $f(x_i)$ adalah perkalian dari fungsi data gasal dimana $i = 1, 3, 5 \dots n-1$.
- $f(x_j)$ adalah perkalian dari fungsi data genap dimana $j = 2, 4, 6 \dots n-2$.
- $n =$ jumlah data.

o **Perhitungan *Strouhal Number* (St)**

Strouhal number merupakan bilangan tak berdimensi yang menjelaskan mekanisme aliran yang memiliki frekuensi tertentu. *Strouhal number* dapat menjadi penting ketika menganalisis aliran *unsteady*. *Strouhal number* dapat dihitung melalui koefisien *lift* (Cl). Metode perhitungan *Strouhal number* (St) akan diuraikan pada persamaan berikut:

$$St = \frac{f \times D}{u} \quad (3.4)$$

$$\text{Periode} = \frac{T_2 - T_1}{\text{shedding cycle}} \quad (3.5)$$

$$f = \frac{1}{\text{Periode}} \quad (3.6)$$

dimana:

St = *Strouhal number*

D = Diameter silinder utama (m)

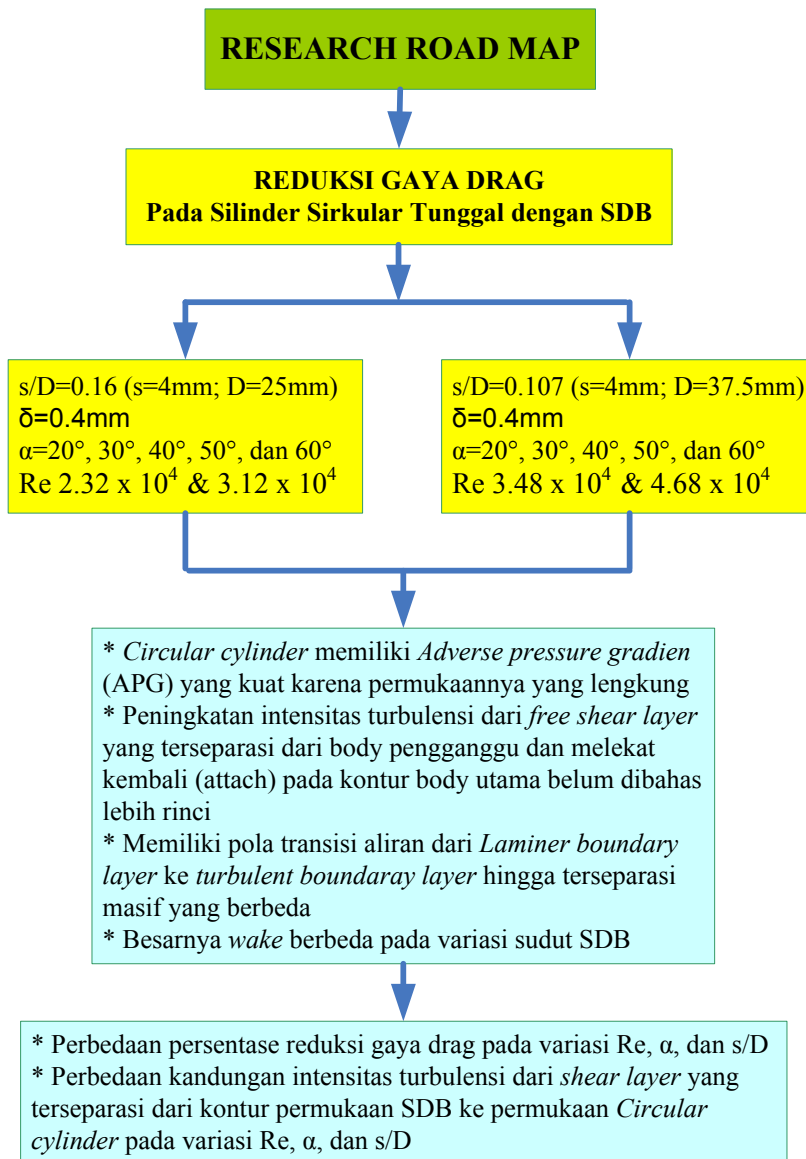
u = Kecepatan *freestream* (m/s)

T_2 dan T_1 = Waktu selesai dan waktu mulai pengambilan data pada garfik koefisien *lift* (detik)

f = Frekuensi (Hz)



3.5 Bagan Tahapan Penelitian





Gambar 3.5 Bagan metode dan tahapan penelitian

Gambar 3.5 di atas merupakan metode dan tahapan penelitian yang diringkas untuk menjelaskan fenomena yang terjadi pada silinder dengan pengganggu *square cylinder* sesuai tujuan dari penelitian ini yang dilakukan secara simulasi numerik dengan perangkat lunak *software* FLUENT 6.3.26. Diharapkan melalui simulasi ini, akan dapat menjelaskan secara detail fenomena yang terjadi dari hasil data kuantitatif dan kualitatif yang akan diulas pada bab berikutnya.



“Halaman ini sengaja dikosongkan”



BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dijelaskan bagaimana fenomena yang terjadi ketika aliran berinteraksi dengan *bluff body* silinder sirkular dengan menempatkan dua buah body pengganggu pada sisi *upstream* silinder berupa *square cylinder* yang akan dijelaskan melalui hasil *post processing* data kuantitatif dan data kualitatif dari simulasi numeric dengan CFD *software* FLUENT 6.3.26. Data kuantitatif berupa koefisien tekanan (C_p), profil kecepatan (u/U_{\max}), intensitas turbulensi (TI), shape factor (H), dan koefisien *drag pressure* (C_{dp}). Sedangkan data kualitatif berupa visualisasi aliran (*velocity pathline* dan *velocity vector*).

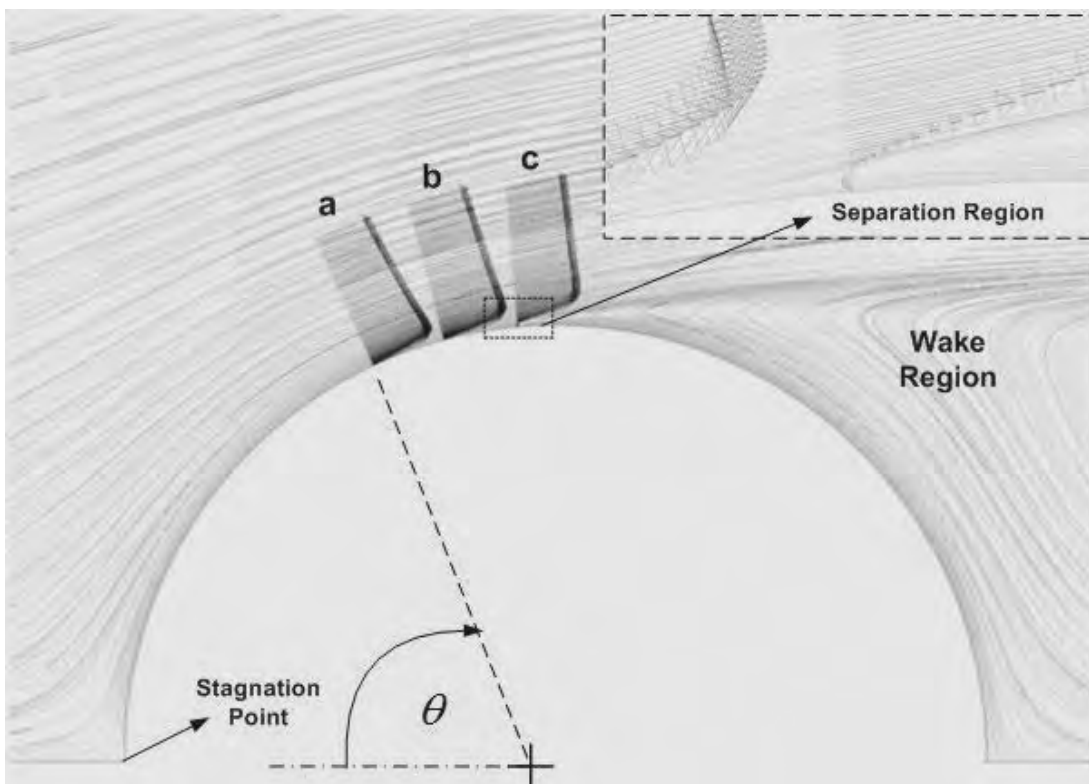
Koefisien tekanan ditampilkan untuk memprediksi perubahan yang terjadi di sepanjang kontur permukaan silinder, mulai dari titik stagnasi, *separation bubble*, transisi laminar ke turbulen sampai akhirnya terseparasi massif. Sedangkan profil kecepatan dan intensitas turbulensi ditampilkan untuk memprediksi perubahan aliran dari laminar ke turbulen *boundary layer*. Dan *shape factor* merupakan parameter untuk menentukan sebuah aliran sudah mengalami turbulen pada suatu posisi tertentu. Kemudian koefisien *drag pressure* (C_{dp}) dianalisa untuk memprediksi besarnya persentase reduksi *drag* yang dihasilkan. Kedua hasil *post processing* ini (kuantitatif dan kualitatif) akan saling melengkapi untuk menjelaskan fenomena aliran pada silinder sirkular dengan penambahan *square disturbance body*.

Struktur penulisan pada bab ini diawali dengan penjelasan tentang karakteristik aliran pada silinder tunggal. Selanjutnya akan dijelaskan bagaimana fenomena yang terjadi pada aliran yang melewati silinder sirkular dengan penambahan body pengganggu berupa *square cylinder* dengan variasi sudut pengganggu dari sudut *Square Disturbance Body (SDB)* $\alpha = 20^\circ - 60^\circ$. Kemudian akan dilakukan analisa perbandingan hasil simulasi numerik dengan eksperimen yang telah dilakukan sebelumnya oleh Putra [6].

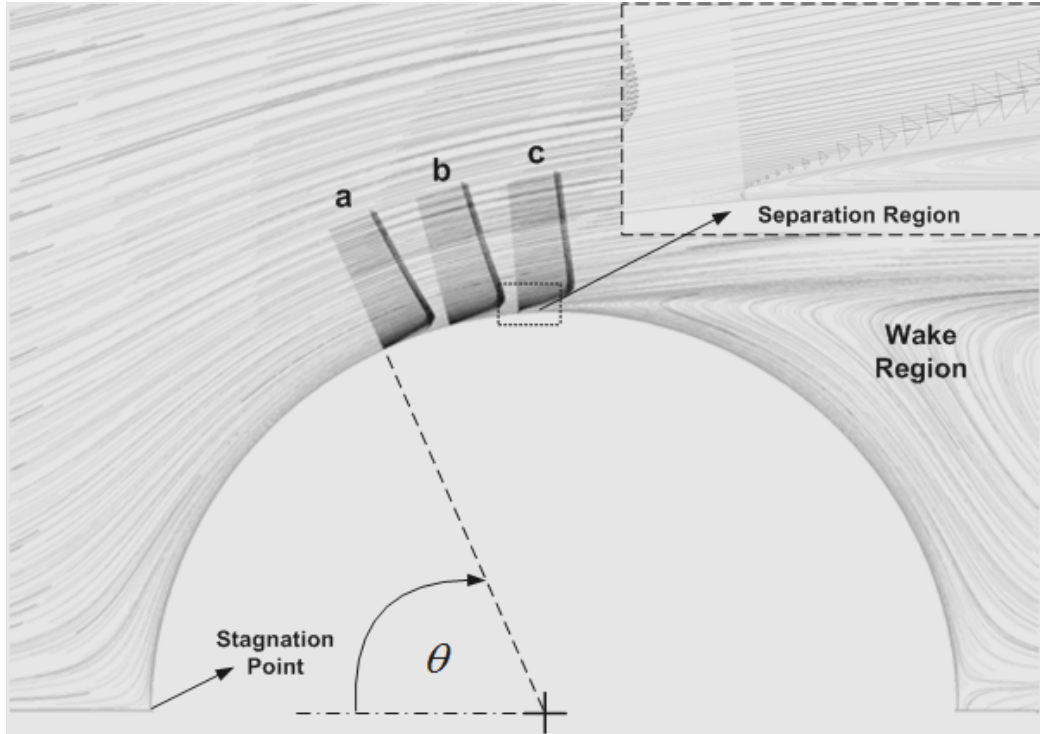


4.1 Karakteristik Aliran pada Silinder Sirkular Tunggal

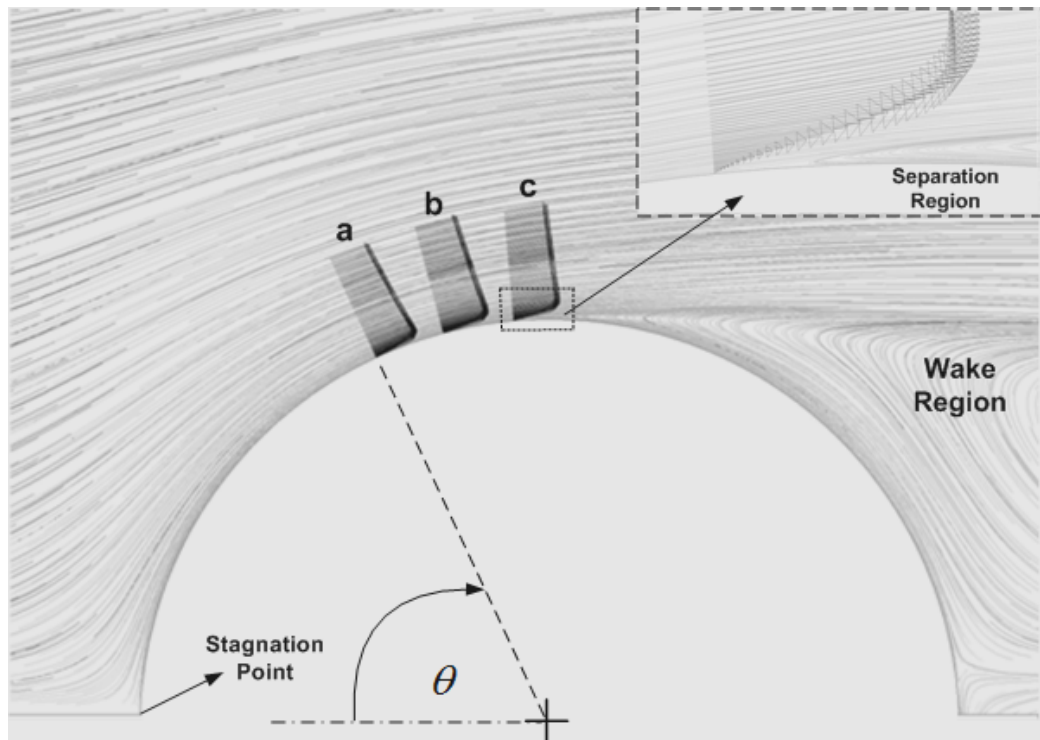
Pada subbab ini akan dijelaskan fenomena yang terjadi pada aliran yang berinteraksi dengan silinder sirkular tunggal dengan diameter D 25 mm (s/D 0.16) pada Re_D 2.32×10^4 dan 3.21×10^4 , diameter 37.5 mm (s/D 0.107) pada Re_D 3.48×10^4 dan 4.68×10^4 , melalui data kuantitatif dan kualitatif. Ulasan ini akan diawali dengan analisa visualisasi aliran berupa kontur *velocity pathline* dan *velocity vector*. Visualisasi aliran digunakan untuk memperjelas data hasil kuantitatif berupa grafik distribusi koefisien tekanan (C_p), profil kecepatan (u/U_{max}), *shape factor* (H), dan koefisien *drag pressure* (C_{dp}). Pada bagian ini akan ditampilkan profil kecepatan pada sudut kontur (θ) 65° , 75° , dan 85° . Gambar 4.1 menunjukkan visualisasi aliran berupa kontur *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder tunggal.



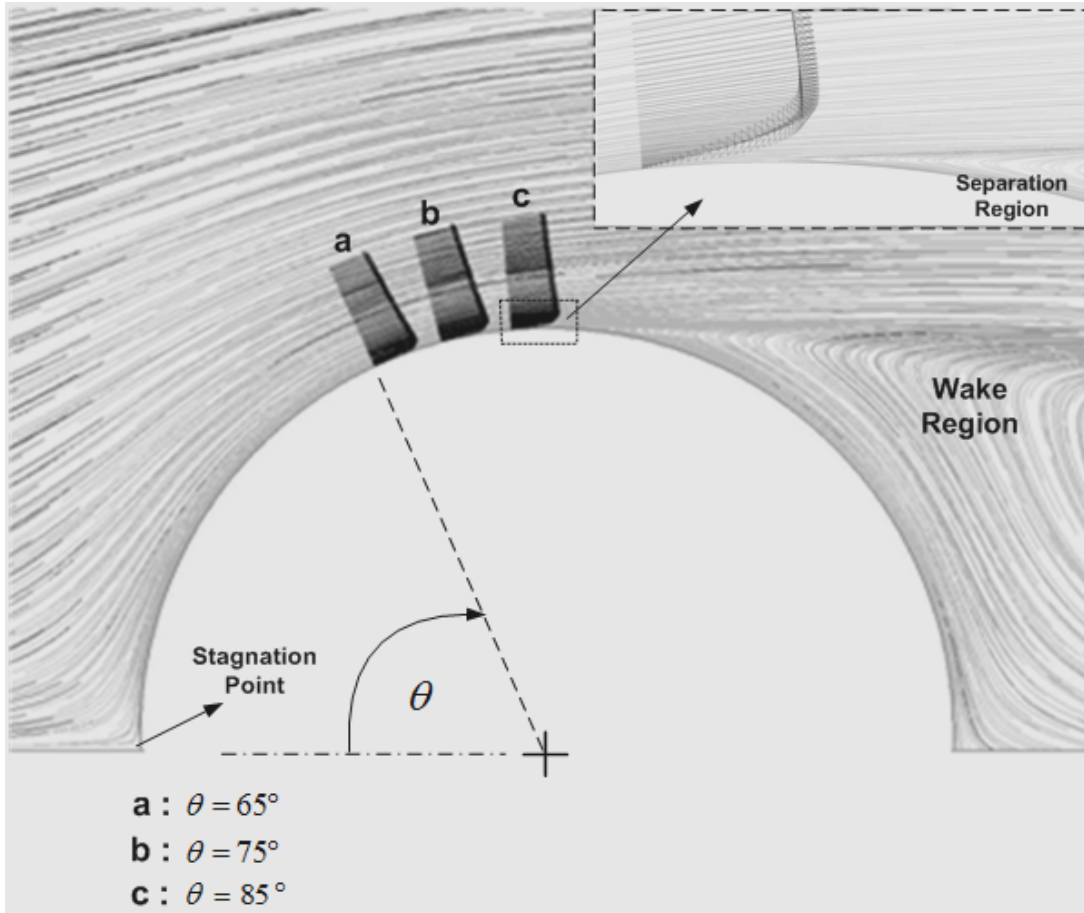
(a)



(b)



(c)



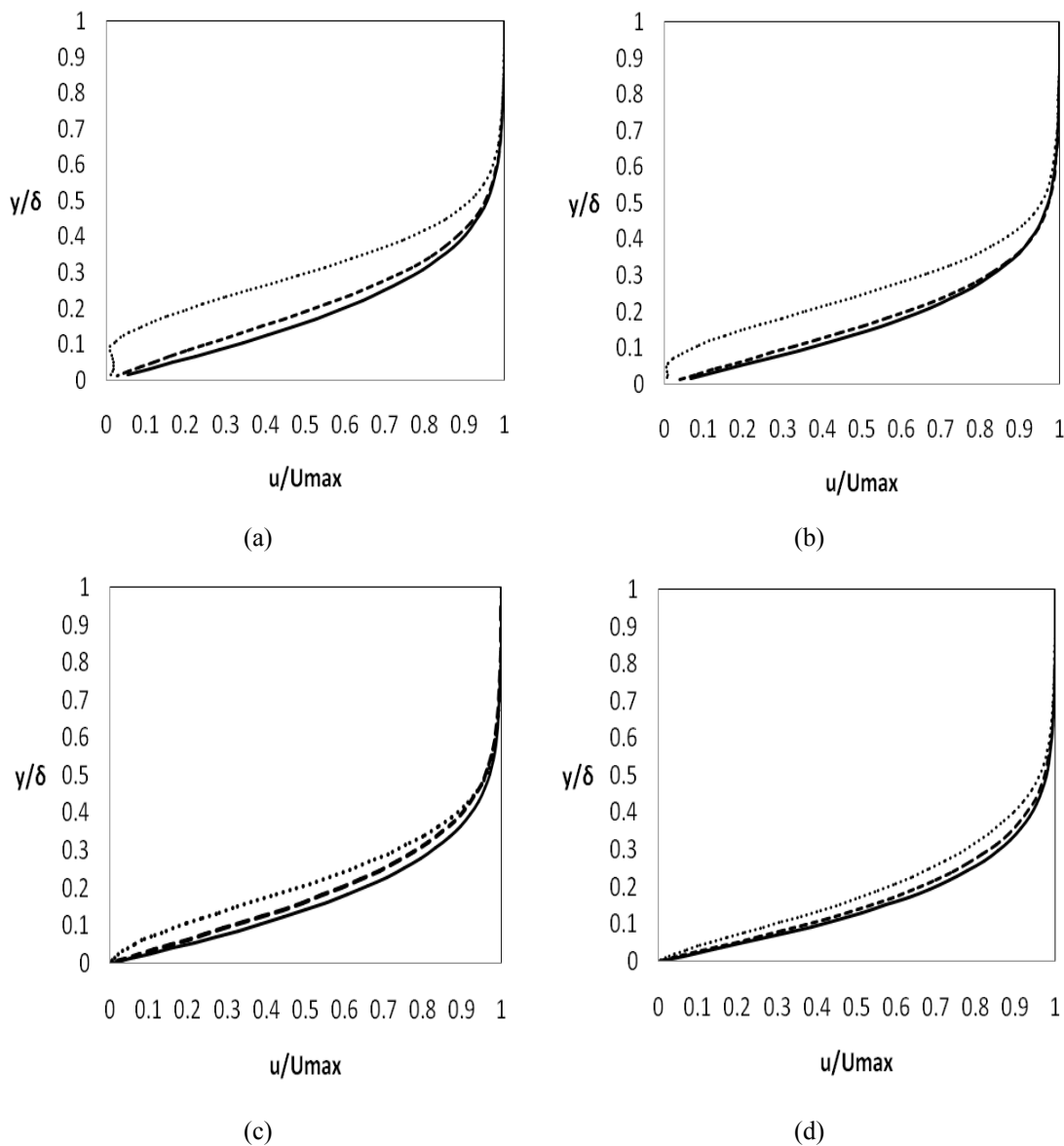
(d)

Gambar 4.1 Visualisasi aliran silinder tunggal. (a) Silinder tunggal $D = 25\text{mm}$, Re_D 23200; (b) Silinder tunggal $D = 25\text{mm}$, Re_D 31200; (c) Silinder tunggal $D = 37.5\text{mm}$, Re_D 34800; (d) Silinder tunggal $D = 37.5\text{mm}$, Re_D 46800

Posisi *stagnation point* berada pada sudut kontur $\theta = 0^\circ$ (gambar 4.1). Akibat dari kelengkungan permukaan silinder, aliran menjadi kekurangan momentum sehingga tidak mampu lagi melawan *adverse pressure* dan gesekan yang terjadi hingga akhirnya terseparasi massif. Pada gambar tampak bahwa konfigurasi silinder dengan $D = 25\text{ mm}$ pada sudut kontur (θ) 85° telah berada pada daerah *adverse pressure* yang ditandai dengan aliran balik yang terjadi pada posisi tersebut (aliran mulai terdefleksi dari kontur). Sedangkan pada konfigurasi silinder dengan $D = 37.5$



mm pada sudut kontur 85° aliran baru mulai menunjukkan adanya pengaruh *adverse pressure*.



Gambar 4.2 Distribusi profi kecepatan (u/U_{max}) pada silinder tunggal . (a) Silinder tunggal $D = 25\text{mm}$, Re_D 23200; (b) Silinder tunggal $D = 25\text{mm}$, Re_D 31200; (c) Silinder tunggal $D = 37.5\text{mm}$, Re_D 34800; (d) Silinder tunggal $D = 37.5\text{mm}$, Re_D 46800 — Sudut kontur 65° ; - - - Sudut kontur 75° ; Sudut kontur 85°



Grafik distribusi profil kecepatan pada gambar 4.2 menguatkan pernyataan diatas. Pada grafik tampak bahwa sudut kontur 85° untuk silinder dengan $D = 25$ mm menunjukkan aliran sudah mulai terdefleksi dari kontur, dibanding pada silinder dengan $D = 37.5$ mm. Hal ini berarti bahwa besar diameter silinder mempengaruhi akselerasi dan separasi yang terjadi. Hal ini juga dilihat dari nilai *shape factor* pada table 4.1. dan 4.2. Pada s/D 0.16 perkembangan *boundary layer* terjadi sampai pada sudut 75° , karena pada sudut 85° aliran sudah terseparasi yang ditandai dengan adanya *back flow*. Dan pada s/D 0.107 perkembangan *boundary layer* terjadi sampai pada sudut 85° . Akan tetapi pada sudut 85° , Re 34800 nilai *shape factor* telah melebihi 3.5 yang berarti bahwa posisi tersebut telah dipengaruhi oleh *adverse pressure*.

Tabel 4.1 *Shape factor* di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular tunggal pada s/D 0.16

θ	<i>Shape Factor (H)</i>	
	$s/D = 0.16$	
	23200	31200
65°	2.53	2.33
75°	3.05	2.7

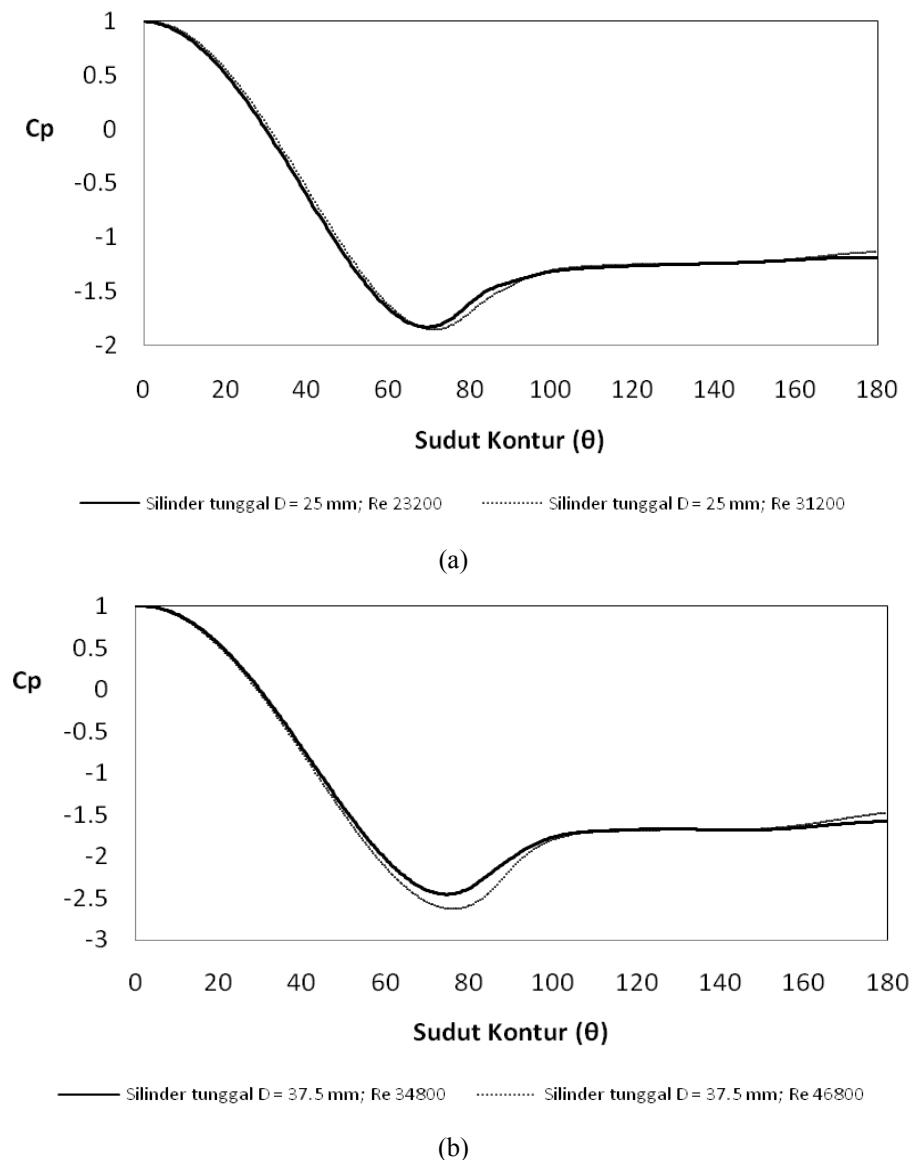
Tabel 4.2 *Shape factor* di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular tunggal pada s/D 0.107

θ	<i>Shape Factor (H)</i>	
	$s/D = 0.107$	
	34800	46800
65°	2.77	2.6
75°	3.01	2.73
85°	4.19	3.21

Untuk melihat perubahan yang terjadi di sepanjang kontur permukaan silinder mulai dari titik stagnasi sampai akhirnya terseparasi massif akan dianalisa melalui grafik koefisien tekanan yang ditunjukkan pada gambar 4.3. Dari gambar dapat



dilihat bahwa besarnya diameter silinder berpengaruh terhadap nilai akselerasi maksimum ($C_{p_{min}}$) yang dihasilkan, dimana akselerasi lebih tajam dihasilkan pada silinder dengan $D = 37.5$ mm. Sedangkan perubahan *Reynolds number* pada rentang $Re 10^4$ tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap distribusi tekanan yang dihasilkan. Hal ini juga ditunjukkan pada penelitian Putra [6].



Gambar 4.3 Distribusi koefisien tekanan (C_p) silinder tunggal. (a) Silinder tunggal dengan $D = 25$ mm; (b) Silinder tunggal dengan $D = 37.5$ mm



Fenomena aliran dimulai dari titik stagnasi dimana kecepatan fluida dianggap nol ketika menabrak *bluff body* sirkular silinder. Pada grafik ditandai dengan nilai $C_p = 1$. Selanjutnya aliran mengalami percepatan hingga mencapai $C_{p_{min}}$ pada sudut kontur $\theta \approx 70^\circ$ untuk silinder dengan $D = 25$ mm dan pada sudut kontur $\theta \approx 78^\circ$ untuk silinder dengan $D = 37.5$ mm. $C_{p_{min}}$ mengindikasikan terjadinya akselerasi maksimum. Percepatan aliran (akselerasi) terjadi karena penyempitan *stream tube* akibat dari adanya tegangan geser. Daerah ini dinamakan *favourable pressure gradient*. Setelah akselerasi aliran mengalami perlambatan akibat *friction* yang ditandai dengan meningkatnya tekanan hingga akhirnya aliran tidak mampu lagi melawan *adverse pressure* yang terjadi akibat dari kelengkungan permukaan silinder dan akhirnya terseparasi massif pada sudut kontur $\theta \approx 83^\circ$ untuk silinder dengan $D = 25$ mm dan pada sudut kontur $\theta \approx 98^\circ$ untuk silinder dengan $D = 37.5$ mm pada Re_D yang sama.

Perbandingan nilai koefisien *drag pressure* pada silinder sirkular tunggal dengan $D = 25$ mm dan $D = 37.5$ mm ditunjukkan pada tabel 4.2. Nilai koefisien *drag pressure* (C_{dp}) didapatkan dari pengintegralan nilai koefisien tekanan kontur permukaan silinder seperti yang telah dijelaskan pada bab 3. Dari grafik dapat dilihat bahwa semakin besar diameter silinder, maka akan semakin besar C_{dp} yang dihasilkan. Hal ini dilihat dari posisi titik separasi dan besarnya akselerasi maksimum yang dihasilkan pada grafik koefisien tekanan. Semakin besar *Reynolds number*, maka akan semakin kecil C_{dp} yang dihasilkan. Hal ini disebabkan karena dengan meningkatnya *Reynolds number*, separasi aliran menjadi lebih tertunda ke belakang, sehingga *drag* yang dihasilkan semakin kecil.

Tabel 4.3 Perbandingan nilai Koefisien *drag pressure* (C_{dp}) pada silinder tunggal

Cdp D = 25 mm		Cdp D = 37.5 mm	
23200	31200	34800	46800
1.07	1	1.23	1.12

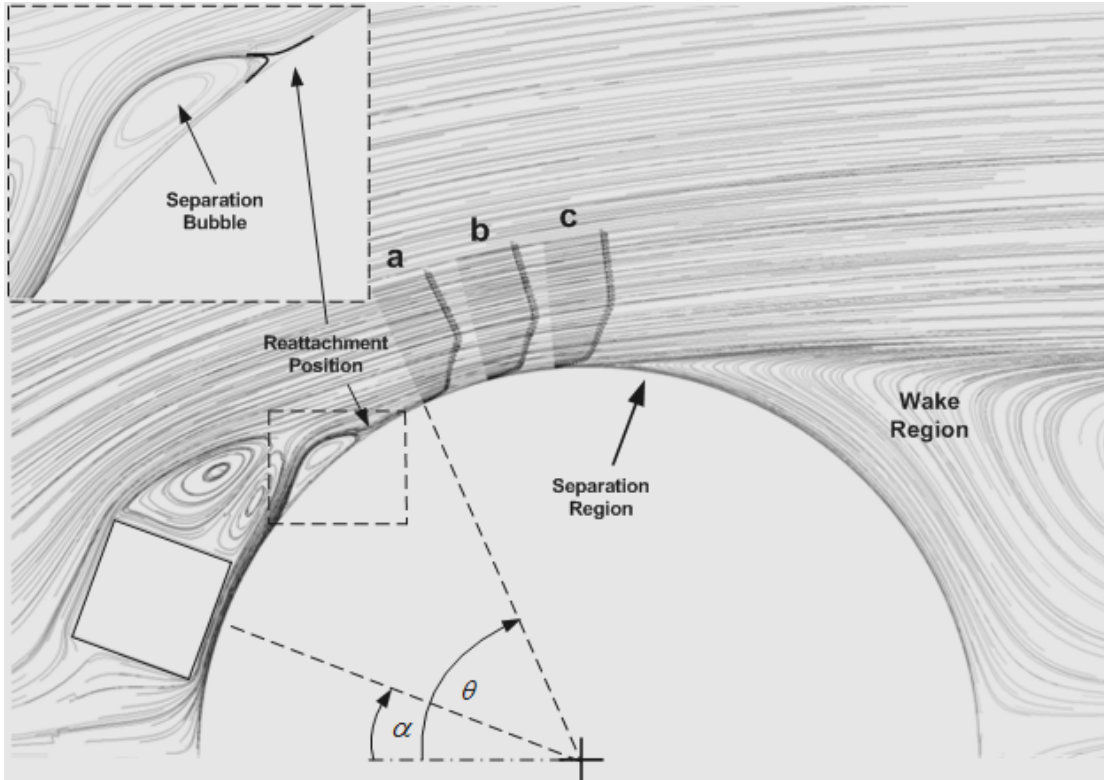


4.2 Fenomena dan Analisa Aliran pada Silinder Sirkular dengan penambahan *Square Disturbance Body (SDB)*

Pada sub bab ini akan dijelaskan fenomena yang terjadi pada aliran yang berinteraksi dengan silinder sirkular tunggal pada s/D 0.16 dan s/D 0.107 dengan penambahan *Square Disturbance Body* pada variasi sudut SDB (α) 20° - 60° , yang akan diulas melalui data kuantitatif dan kualitatif. Data kualitatif berupa *velocity pathline* dan *velocity vector*, sedangkan data kuantitatif berupa distribusi koefisien tekanan (C_p) sepanjang permukaan kontur, distribusi profil kecepatan (u/U_{\max}) dan *shape factor (H)*. Untuk profil kecepatan dan *shape factor* akan diambil pada sudut kontur yang berbeda untuk variasi sudut SDB yang berbeda. Hal ini dilakukan karena terjadinya fenomena yang berbeda pada setiap pergeseran sudut SDB. Untuk tampilan visualisasi dan grafik *shape factor*, akan diwakilkan pada satu Re_D saja untuk kedua variasi s/D 0.16 dan 0.107 karena menunjukkan fenomena yang sama pada Re_D yang berbeda pada rentang 10^4 . Untuk Re_D yang lain akan ditampilkan pada lampiran.

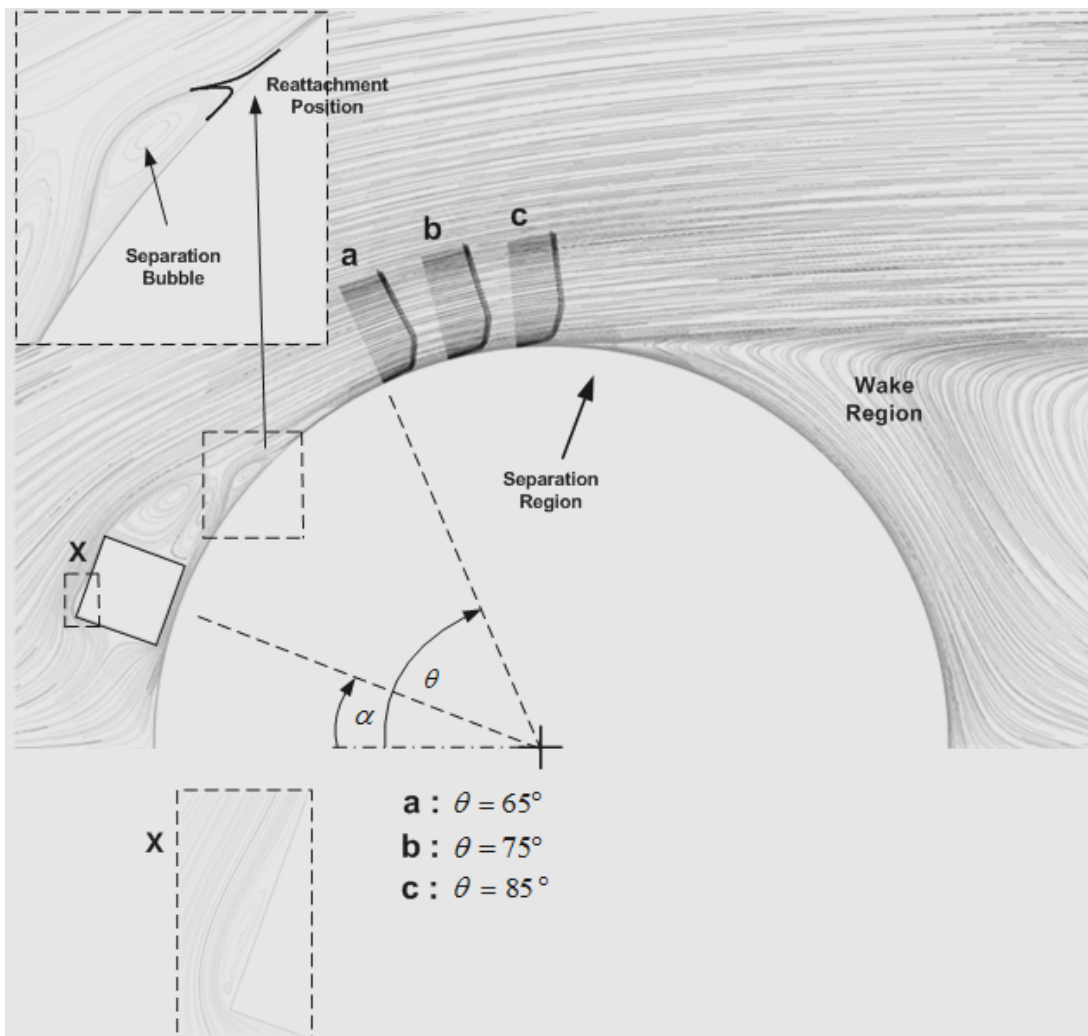
4.2.1 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan penambahan *Square Disturbance Body (SDB)* pada sudut 20°

Fenomena fisis yang akan diuraikan pada bagian ini diawali dengan melakukan interpretasi pada data kualitatif berupa visualisasi aliran (*velocity pathline* dan *velocity vector*) dan selanjutnya ditampilkan data kuantitatif untuk memperkuat penjelasan fenomena dari kedua data tersebut. Pada bagian ini akan ditampilkan profil kecepatan pada sudut kontur (θ) 65° , 75° , dan 85° yang mewakili daerah *re-attachment*, *mixing region*, *turbulent region*, dan *separation region*. Hal ini dilakukan untuk melihat perbedaan fenomena aliran yang terjadi di sepanjang kontur permukaan silinder pada sudut kontur yang berbeda.



Gambar 4.4 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 20° konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200

Gambar 4.4 dan 4.5 menunjukkan visualisasi aliran berupa kontur *pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB 20° . Keberadaan pengganggu berupa *square cylinder* yang ditempatkan pada sisi *upstream* silinder sirkular sangat mempengaruhi perkembangan *boundary layer* sepanjang kontur permukaan silinder. Transisi aliran terjadi lebih cepat dari *laminar boundary layer* ke *turbulent boundary layer* akibat adanya *separation bubble*. *Separation bubble* terjadi akibat adanya *adverse pressure* yang dipengaruhi oleh kelengkungan kontur permukaan silinder. Akan tetapi karena adanya *shear layer* yang terlepas dari body pengganggu yang berinteraksi dengan *boundary layer* pada permukaan silinder sirkular, menambah momentum untuk aliran kembali attach pada permukaan silinder dan mendorong aliran lebih ke belakang hingga tidak mampu lagi melawan *adverse pressure* yang terjadi dan akhirnya terseparasi massif.

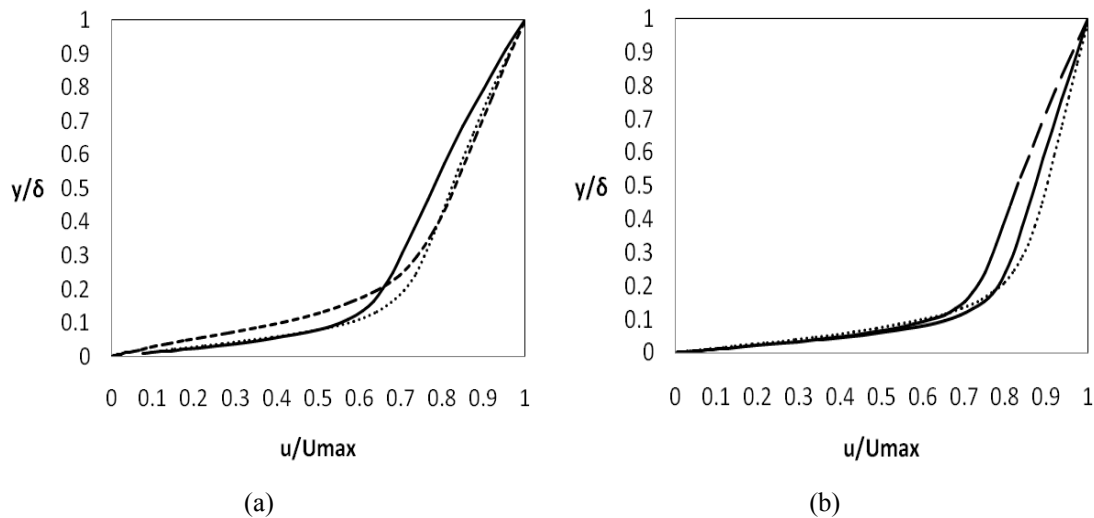


Gambar 4.5 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 20° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 34800

Antara kedua konfigurasi (s/D), terdapat perbedaan ketebalan *separation bubble* yang terbentuk, dimana konfigurasi s/D 0.16 (gambar 4.5) lebih tebal dari pada konfigurasi s/D 0.107 (gambar 4.5). Selain itu, *separation bubble* yang terbentuk pada konfigurasi s/D 0.107 lebih mundur dari pada konfigurasi s/D 0.16. Hal ini disebabkan karena perbedaan besarnya diameter silinder dan kelengkungan kontur permukaan silinder yang dilalui oleh fluida. Celah yang terbentuk pada konfigurasi s/D 0.16 lebih besar dari konfigurasi s/D 0.107, sehingga *separation*



bubble terbentuk lebih mundur pada konfigurasi s/D 0.16. Hal ini juga dilihat dari perkembangan *boundary layer* yang terbentuk setelah *separation bubble*. Perkembangan *boundary layer* yang terjadi dapat dilihat melalui bentuk profil kecepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.6.



Gambar 4.6 Distribusi profil kecepatan (u/U_{max}) pada silinder dengan sudut SDB 20° (a) s/D 0.16, Re_D 23200; (b) s/D 0.107, Re_D 34800. — Sudut kontur 65° ; Sudut kontur 75° ; - - - Sudut kontur 85°

85

Pada konfigurasi s/D 0.16, transisi aliran yang dimulai dari posisi *re-attach* di belakang *bubble* sampai pada posisi *turbulent region* terjadi hingga sudut kontur 75° (gambar 4.6a). Hal ini dilihat dari bentuk profil aliran yang semakin flat. Dan pada sudut 85° aliran sudah terseparasi yang dapat dilihat dari bentuk profil yang kembali runcing pada permukaan silinder akibat pengaruh tekanan balik (*adverse pressure*) yang terjadi. Sedangkan pada konfigurasi s/D 0.107, perkembangan *boundary layer* lebih cepat terjadi, yaitu pada sudut kontur 65° . Aliran mulai terseparasi pada konfigurasi ini terbentuk pada sudut kontur 75° . Hal ini dipengaruhi oleh diameter silinder yang lebih besar yang mempunyai kelengkungan yang lebih tajam. Fenomena ini dapat dilihat pada gambar 4.6b yang menunjukkan bentuk profil aliran yang semakin tidak flat sampai pada sudut kontur 85° karena sudah dipengaruhi oleh

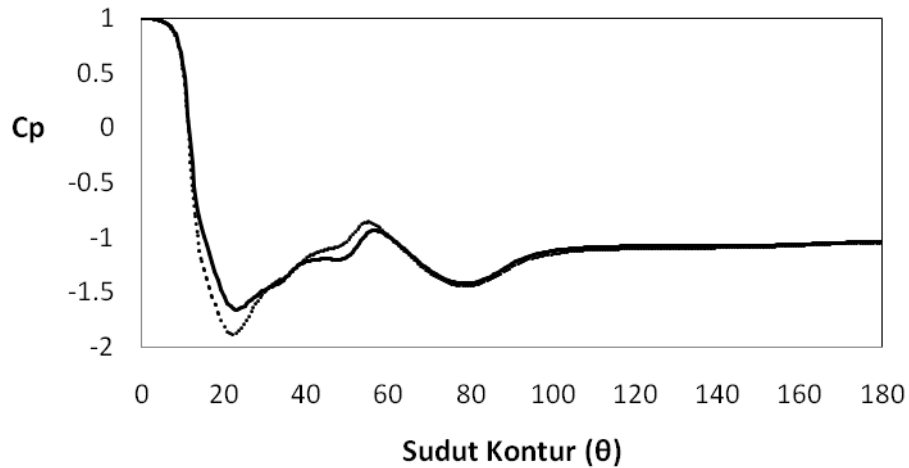


tekanan balik yang terjadi. Nilai *shape factor* mendukung pernyataan ini yang ditunjukkan pada tabel 4.3.

Tabel 4.4 *Shape factor* di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular dengan sudut SDB 20°

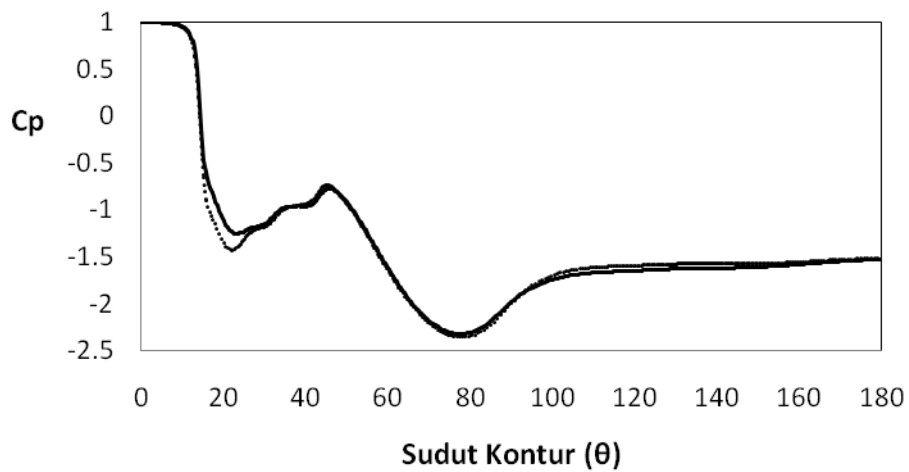
θ	Shape Factor (H)			
	s/D 0.16		s/D 0.107	
	23200	31200	34800	46800
65°	2.86	2.60	1.61	1.54
75°	2.51	2.31	5.26	5.62
85°	9.06	9.51	5.92	7.57

Dari tabel 4.3 tampak bahwa tingkat perkembangan *boundary layer* yang paling baik terdapat pada sudut kontur 75° untuk silinder dengan *s/D* 0.16 dan pada sudut 65° untuk silinder dengan *s/D* 0.107. Dari nilai *Shape factor* yang paling kecil pada tabel dan bentuk profil kecepatan yang paling *fuller* dari gambar 4.6 di atas mendukung pernyataan ini. Pada posisi sudut kontur 85° untuk silinder dengan *s/D* 0.16 dan sudut 75° untuk silinder dengan *s/D* 0.107 telah mulai terseparasi massif. Hal ini dilihat dari nilai *shape factor* > 3.5 yang menandakan bahwa posisi tersebut telah berada pada daerah *adverse pressure*. Distribusi koefisien tekanan sepanjang kontur permukaan silinder (*C_p*) ditunjukkan pada gambar 4.7.



— $s/D = 0.16; Re\ 23200$ $s/D = 0.16; Re\ 31200$

(a)



— $s/D = 0.107; Re\ 34800$ $s/D = 0.107; Re\ 46800$

(b)

Gambar 4.7 Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 20° (a) $s/D\ 0.16$; (b) $s/D\ 0.107$

Dari gambar 4.7 tampak bahwa terdapat perbedaan pada daerah akselerasi pada masing-masing diameter yang berbeda. *Peak* yang terbentuk pada grafik koefisien tekanan mengindikasikan adanya *separation bubble*. Pada silinder dengan $s/D\ 0.16$, *peak* terbentuk sekitar sudut kontur $\theta \approx 58^\circ$, kemudian kembali mengalami



percepatan sampai pada sudut $\theta \approx 80^\circ$ hingga $C_{p_{\min}} \pm -1,5$. Setelah itu mengalami perlambatan akibat *friction* sampai akhirnya terseparasi pada sudut kontur $\theta \approx 100^\circ$. Sedangkan pada silinder dengan s/D 0,107, *peak* terbentuk sekitar sudut kontur $\theta = \pm 45^\circ$, $C_{p_{\min}} \pm -2,3$ pada sudut $\theta \approx 80^\circ$, dan separasi terjadi pada sudut kontur $\theta \approx 105^\circ$ untuk s/D 0.107 dan $\theta \approx 105^\circ$ untuk s/D 0.107 pada Re_D yang sama.

Dari penjelasan tersebut dapat kita analisa bahwa akselerasi lebih tajam setelah aliran attach pada permukaan silinder terdapat pada diameter silinder yang lebih besar. Hal ini disebabkan karena diameter yang lebih besar mempunyai kelengkungan kontur yang juga lebih besar. Hal ini mengakibatkan $C_{p_{\min}}$ yang dihasilkan semakin besar (tekanan semakin menurun tajam).

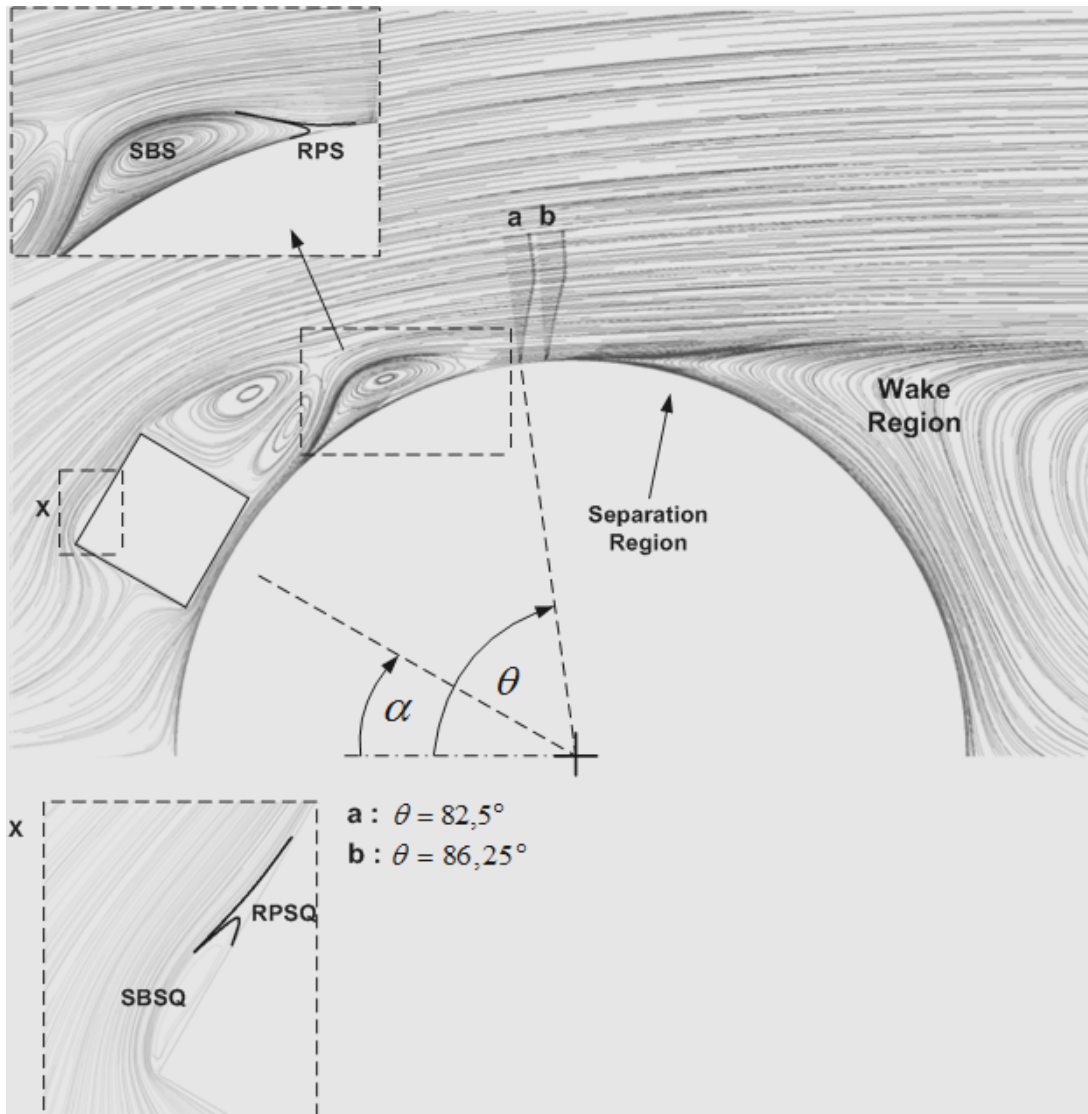
4.2.2 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan penambahan *Square Disturbance Body (SDB)* pada sudut 30°

Pada bagian ini akan ditampilkan profil kecepatan pada sudut kontur 82.5° dan 86.25° untuk silinder dengan s/D 0.16, dan sudut kontur 65° dan 70° untuk silinder dengan s/D 0.107. Sudut ini dapat mewakili daerah *re-attachment*, *mixing region*, dan *separation region* untuk melihat evolusi yang terjadi di sepanjang kontur permukaan silinder pada sudut kontur yang berbeda. Gambar 4.8 dan 4.9 menunjukkan visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB 30° .

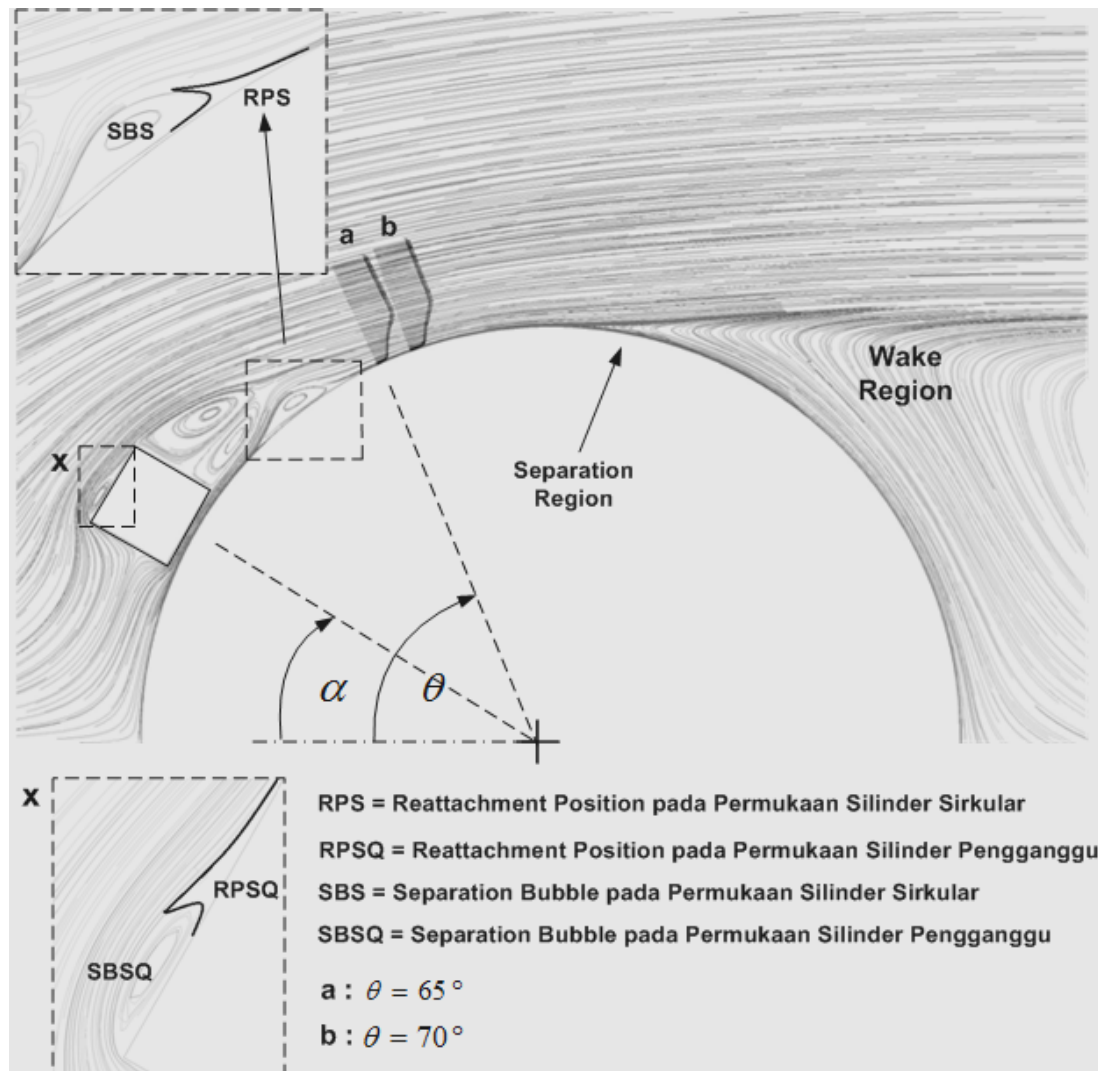
Dari gambar 4.8 tampak bahwa terbentuk *separation bubble* yang lebih panjang pada permukaan pengganggu *square cylinder* dari pada silinder dengan SDB 20° pada konfigurasi s/D 0.107 (gambar 4.5). Konfigurasi pada s/D 0.16, *separation bubble* yang terbentuk pada permukaan silinder sirkular lebih besar dari pada konfigurasi dengan s/D 0.107. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya bahwa perbedaan diameter silinder dan kelengkungan kontur menyebabkan fenomena ini terjadi. Akibat dari *separation bubble* yang lebih tebal dan berkurangnya kelengkungan silinder, aliran setelah *re-attach* langsung terseparasi (gambar 4.8). Sedangkan pada silinder dengan s/D 0.107, setelah *re-attach* terjadi transisi aliran



(gambar 4.9), walaupun transisi tidak sampai mengalami turbulents, akan tetapi langsung menunjukkan mulai terpisahkan. Hal ini dapat dilihat pada grafik distribusi profil kecepatan (u/U_{max}) pada sudut kontur 82.5° dan 86.25° untuk konfigurasi s/D 0.16 dan sudut kontur 65° dan 70° untuk konfigurasi s/D 0.107 yang ditunjukkan pada gambar 4.10.



Gambar 4.8 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 30° konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200

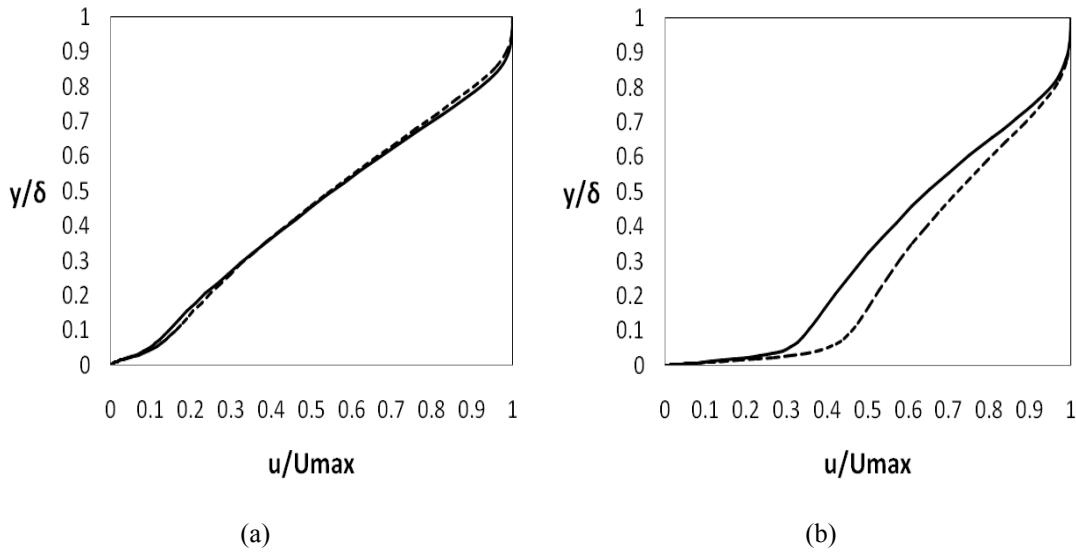


Gambar 4.9 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 30° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 34800

Pada konfigurasi s/D 0.16 di posisi 82.5° dan 86.25° , distribusi profil kecepatan yang terbentuk sudah mulai tidak flat yang menandakan aliran sudah mulai terseparasi. Hal ini dilihat dari nilai *shape factor* yang telah melebihi angka 3.5, sehingga juga dapat dikatakan bahwa kedua posisi tersebut telah berada pada daerah *adverse pressure*. Sedangkan pada posisi 65° sampai 70° untuk s/D 0.107,



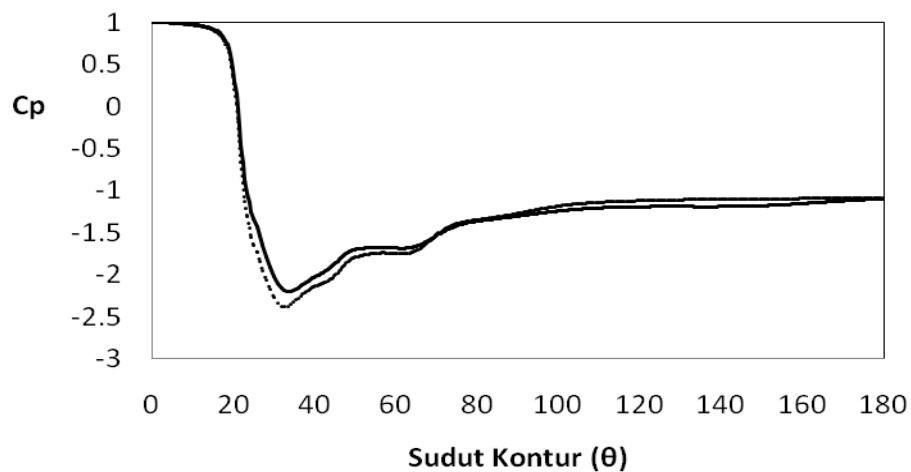
nilai *shape factor* menurun dari 6.93 menjadi 4.43. Hal ini menandakan adanya perkembangan *boundary layer*, akan tetapi transisi tidak sampai mengalami turbulent. Hal ini dilihat dari nilai *shape factor* yang dihasilkan lebih besar dari 3.5. Grafik distribusi profil kecepatan ditunjukkan pada gambar 4.10 dan nilai *shape factor* ditunjukkan pada tabel 4.4.



Gambar 4.10 Distribusi profil kecepatan (u/U_{max}) pada silinder dengan sudut SDB α 30° (a) s/D 0.16, Re_D 23200; (b) s/D 0.107, Re_D 34800 . — Sudut kontur 82.5; - - - Sudut kontur 86.25

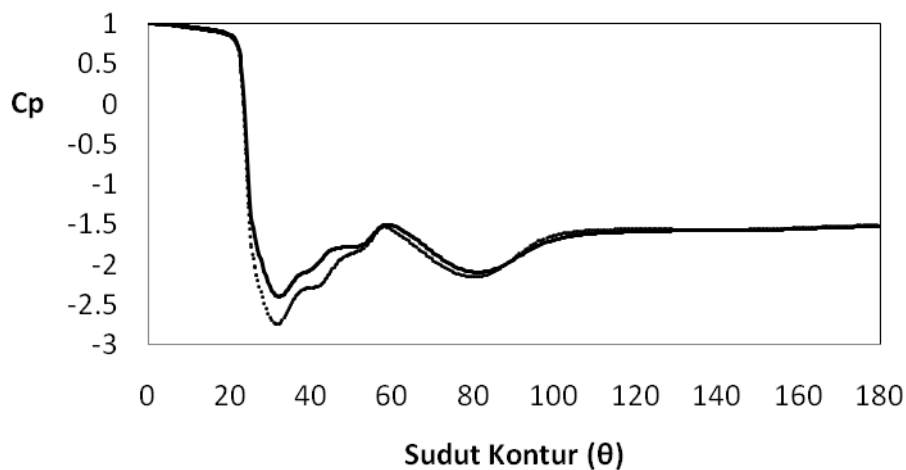
Tabel 4.5 *Shape factor* di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular dengan sudut SDB 30°

<i>Shape Factor (H)</i>					
θ	<i>s/D</i> 0.16		θ	<i>s/D</i> 0.107	
	23200	31200		34800	46800
82.5°	5.37	4.17	65°	6.93	6.29
86.25°	8.07	6.76	70°	4.43	4.09



— $s/D = 0.16; Re\ 23200$ $s/D = 0.16; Re\ 31200$

(a)



— $s/D = 0.107; Re\ 34800$ $s/D = 0.107; Re\ 46800$

(b)

Gambar 4.11 Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 30° (a) $s/D\ 0.16$, (b) $s/D\ 0.107$

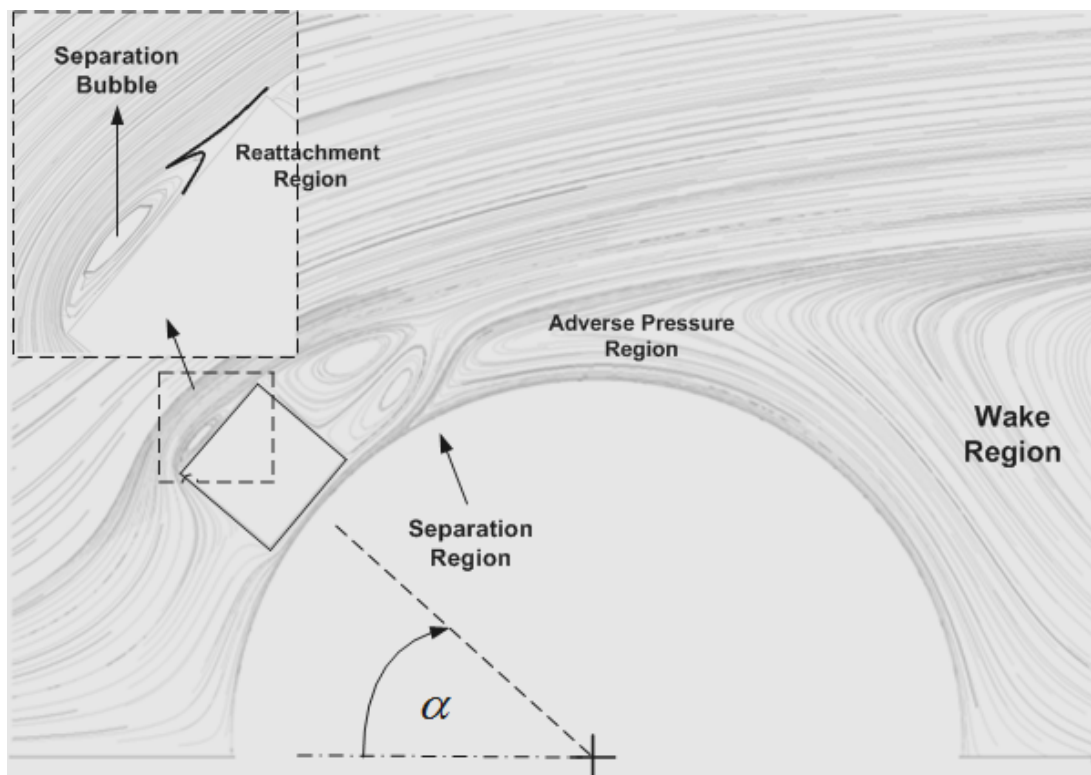
Grafik distribusi koefisien tekanan (C_p) pada SDB 30° ditunjukkan pada gambar 4.11. Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa akselerasi lebih tajam terjadi pada silinder dengan $s/D\ 0.107$ dari pada silinder dengan $s/D\ 0.16$. Hal ini menguatkan pernyataan sebelumnya. Diameter silinder yang lebih besar, setelah *re-attach* akan



membuat aliran kembali mengalami perlambatan akibat *friction* dan akhirnya terseparasi pada sudut kontur $\theta \approx 110^\circ$. Hal ini dilihat dari *peak* yang terbentuk pada grafik. Sedangkan pada silinder dengan s/D 0.16, aliran hanya sedikit mengalami perlambatan akibat dari kelengkungannya yang semakin berkurang karena diameter yang lebih kecil sehingga langsung terseparasi pada sudut kontur $\theta \approx 85^\circ$.

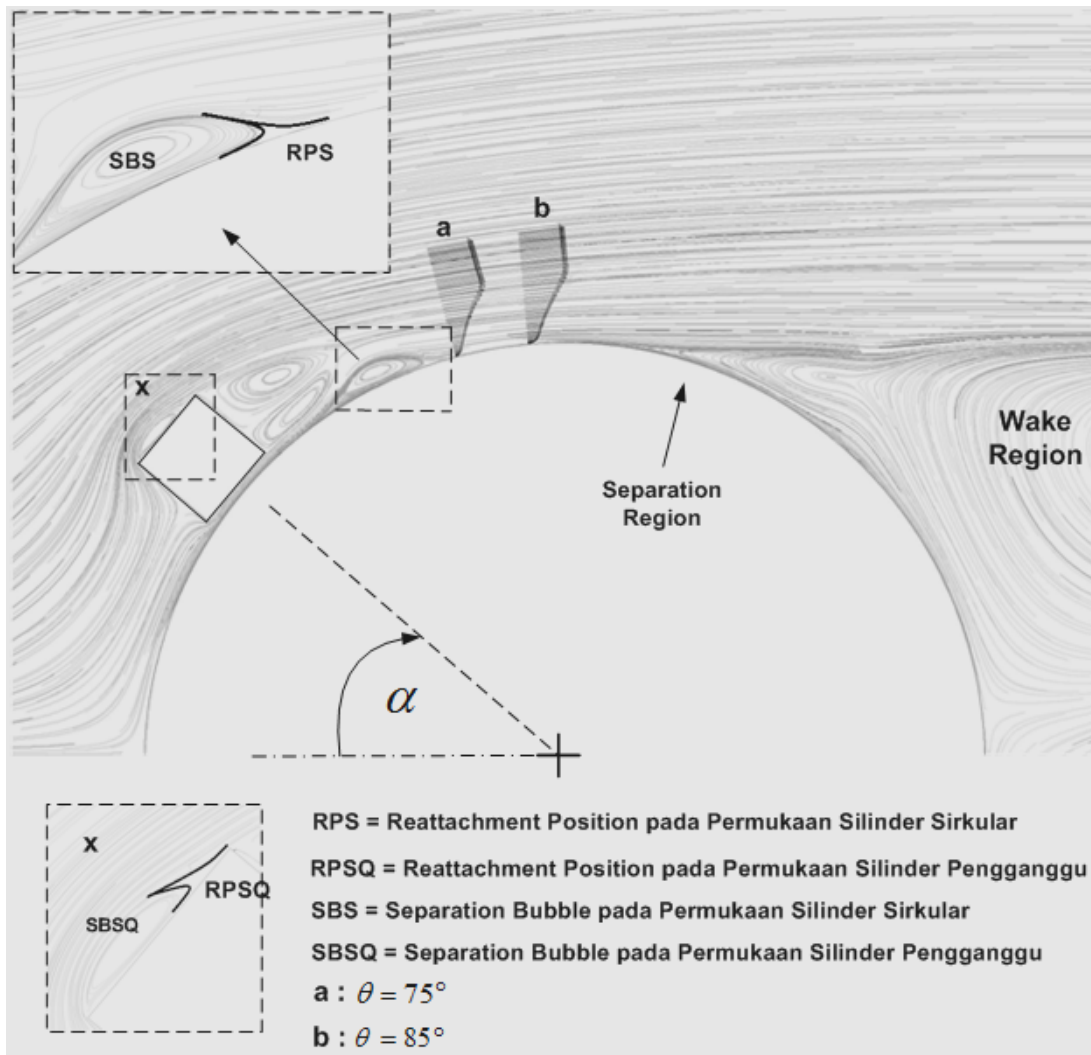
4.2.3 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan penambahan Square Disturbance Body (SDB) pada sudut 40°

Visualisasi aliran pada sudut SDB 40° ditunjukkan pada gambar 4.12 sampai 4.14. Dari gambar dapat dilihat bahwa semakin besar pergeseran sudut SDB, semakin panjang *separation bubble* yang terbentuk pada permukaan silinder pengganggu *square cylinder*. Pada konfigurasi s/D 0.16 tidak terjadi evolusi aliran dari laminar ke turbulent di sepanjang kontur belakang silinder pengganggu (*square cylinder*). Hal ini dapat dilihat pada gambar 4.12. *Shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu sudah tidak mampu lagi mendorong aliran yang terseparasi dari celah sempit antara permukaan silinder sirkular dengan pengganggu *square cylinder* untuk kembali attach ke permukaan silinder sirkular sehingga langsung terseparasi. Hal ini disebabkan karena aliran setelah melewati pengganggu telah kehilangan momentum akibat dari posisi sudut pengganggu yang semakin ke atas dan kelengkungan silinder yang semakin berkurang, sehingga separasi lebih cepat terjadi.

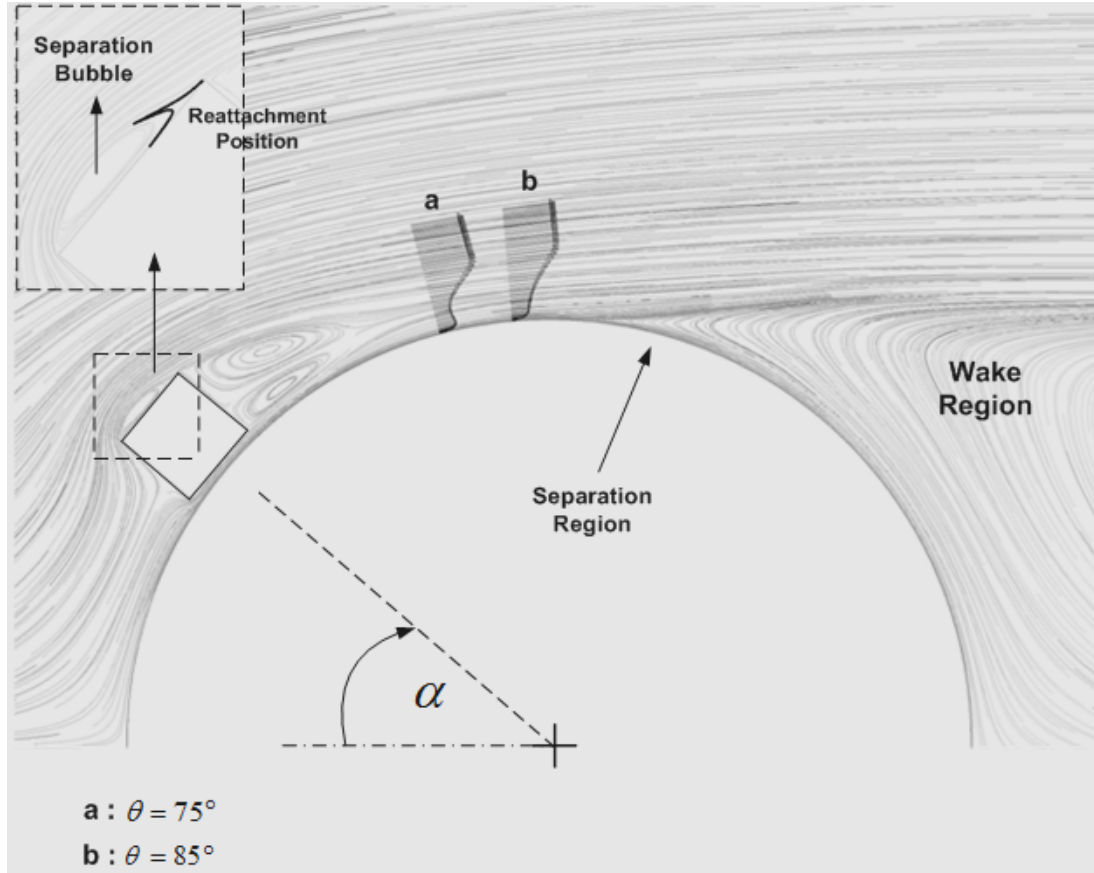


Gambar 4.12 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB (α) 40° konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200

Fenomena berbeda terjadi pada konfigurasi s/D 0.107. Pada Re_D 34800 (gambar 4.13), terbentuk *separation bubble* pada permukaan silinder sirkular. *Shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu mampu mendorong aliran yang terseparasi dari celah sempit antara permukaan silinder sirkular dengan silinder pengganggu. Hal ini terjadi karena kelengkungan permukaan silinder sirkular. Sedangkan pada Re_D 46800 (gambar 4.14), aliran yang keluar dari celah sempit tidak terseparasi karena kecepatan yang lebih besar, sehingga *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu bergabung dengan *boundary layer* silinder sirkular dan terjadi penambahan momentum untuk aliran lebih terdorong ke belakang. Akan tetapi karena kelengkungan silinder lebih tajam akibat diameter yang lebih besar, aliran terseparasi pada Re_D yang sama.



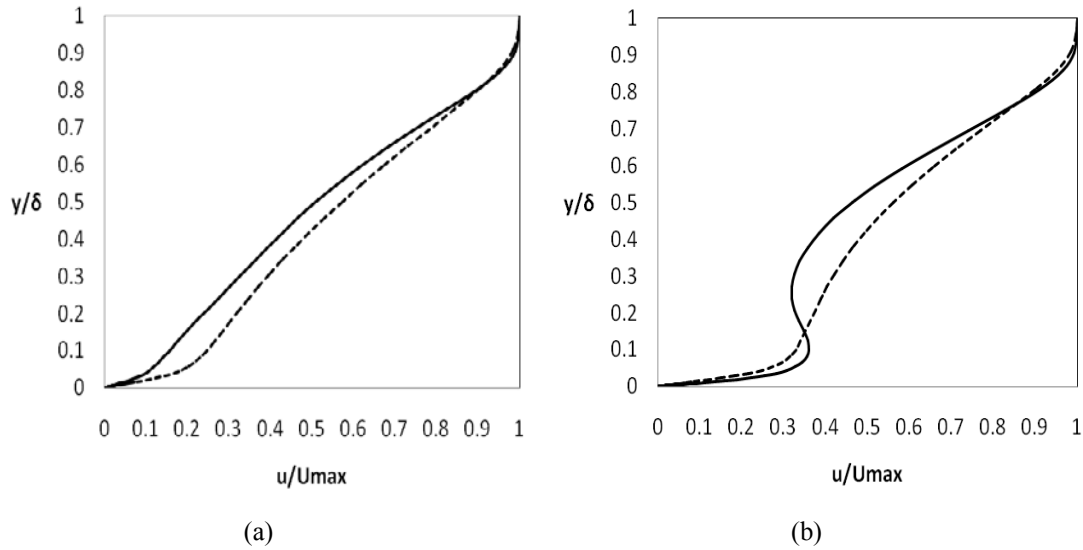
Gambar 4.13 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 40° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 34800



(c)

Gambar 4.14 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB $\alpha = 40$ konfigurasi s/D 0.107, Re_D 46800

Grafik distribusi profil kecepatan mendukung penjelasan di atas yang ditunjukkan pada gambar 4.15. Dengan kecepatan yang lebih tinggi, profil kecepatan yang terbentuk lebih flat. Hal ini juga dibuktikan pada nilai *nilai shape factor* yang ditunjukkan pada table 4.5, di mana pada Re_D 46800 nilainya lebih rendah dibandingkan pada Re_D 34800. Akan tetapi posisi tersebut keduanya telah berada pada daerah *adverse pressure* ($H > 3.5$).

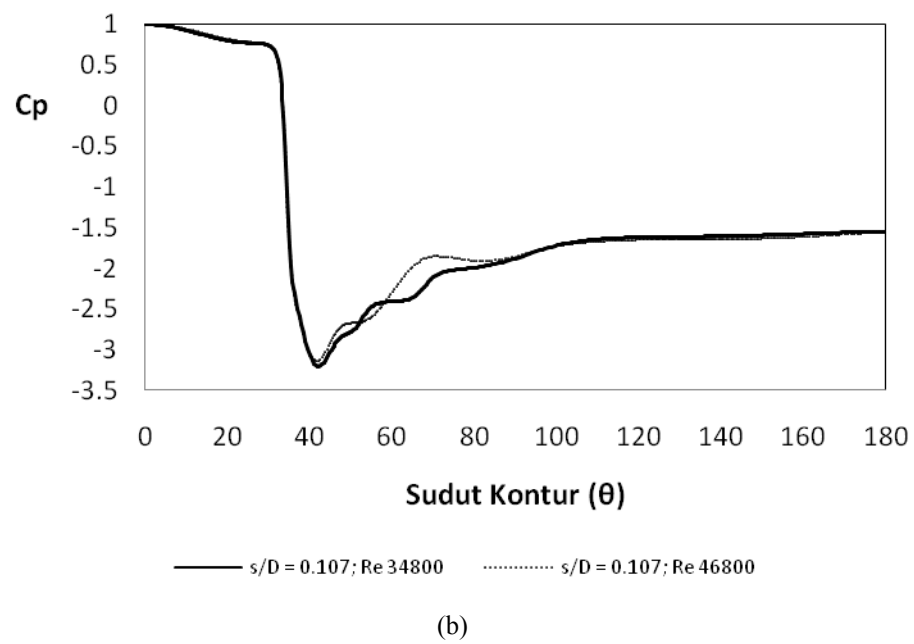
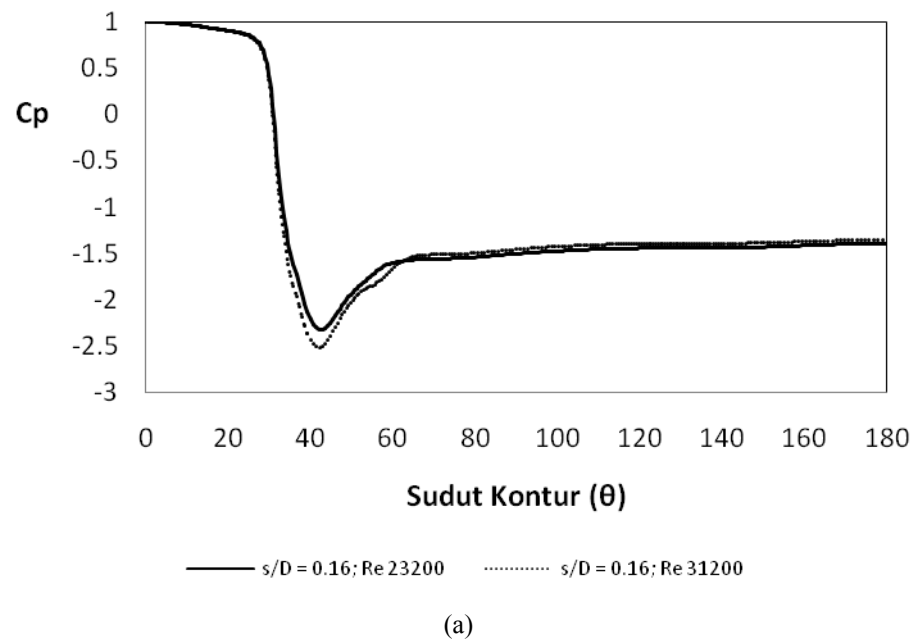


Gambar 4.15 Distribusi profile kecepatan (u/U_{max}) pada silinder dengan sudut SDB 40° pada silinder dengan s/D 0.107 (a) Re_D 34800, (b) Re_D 46800. — Sudut kontur 75° ; - - - Sudut kontur 85°

Tabel 4.6 *Shape factor* di sepanjang kontur permukaan silinder sirkular dengan sudut SDB 40°

θ	<i>Shape Factor (H)</i>	
	$s/D = 0.107$	
	34800	46800
75°	7.31	6.42
85°	6.87	6.75

Grafik distribusi koefisien tekanan mendukung penjelasan sebelumnya yang ditunjukkan pada gambar 4.16. Dari gambar tampak distribusi koefisien tekanan yang berbeda pada geometri silinder dengan s/D 0.16 dan s/D 0.107. Silinder dengan $s/D = 0.16$ (gambar 4.16a) memiliki tren grafik yang sama pada *Reynolds number* yang berbeda. Sedangkan pada s/D 0.107, hanya pada Re_D 34800 terjadi fenomena *separation bubble* yang ditandai dengan terbentuknya *peak* pada grafik (gambar 4.16b). Pada konfigurasi s/D 0.16, separasi terjadi sekitar sudut $\theta \approx 65^\circ$, sedangkan pada konfigurasi s/D 0.107, separasi terjadi sekitar sudut $\theta \approx 100^\circ$.



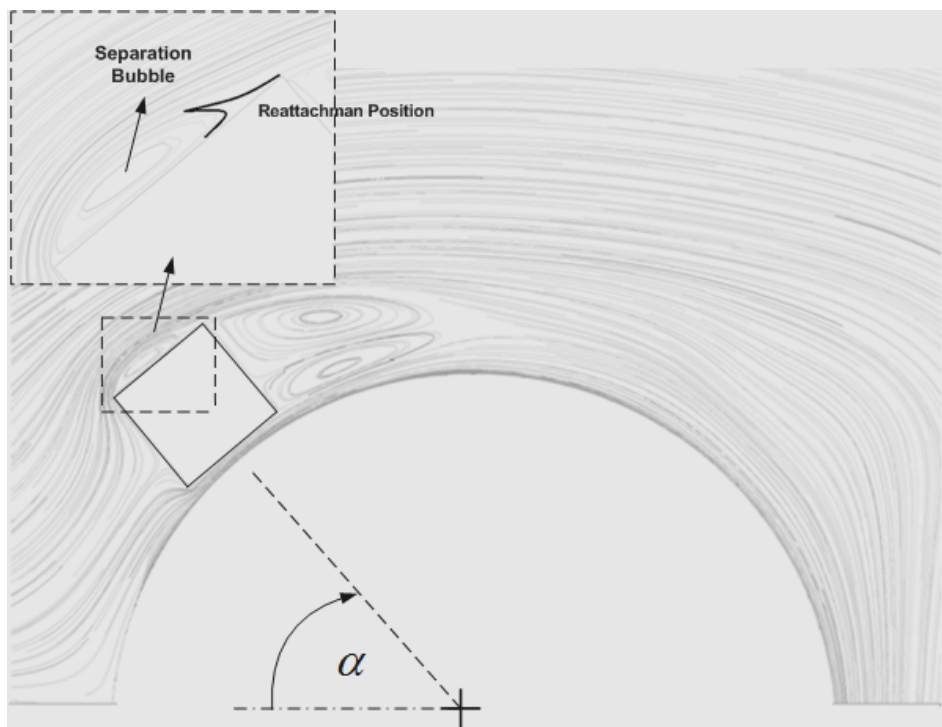
Gambar 4.16 Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 40° (a) $s/D = 0.16$, (b) $s/D = 0.107$



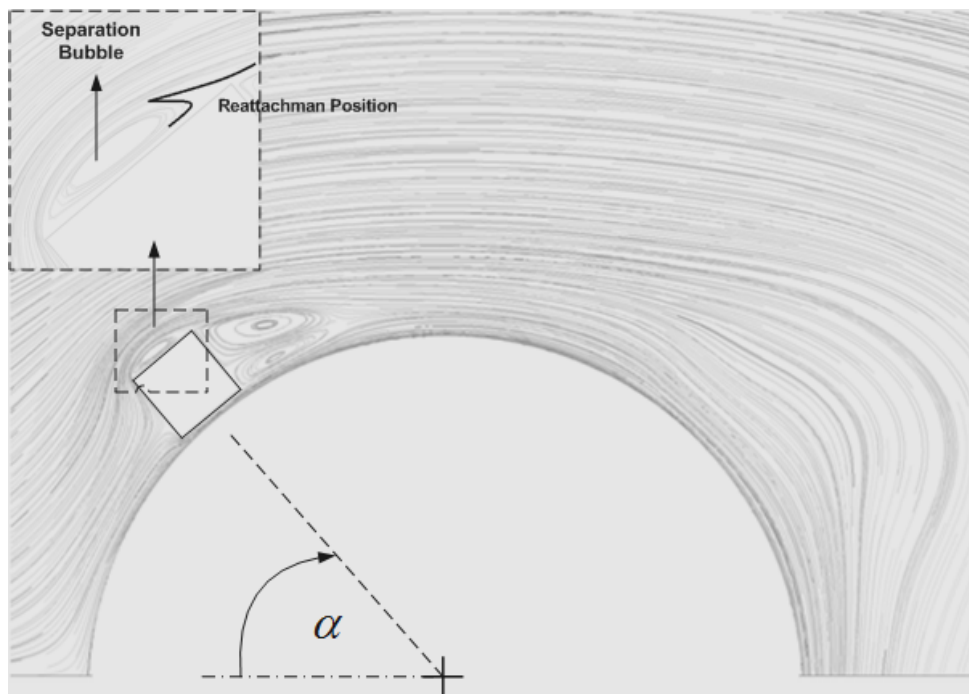
4.2.4 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan penambahan *Square Disturbance Body (SDB)* pada sudut SDB 50°

Gambar 4.17 merupakan visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada sudut SDB 50°. Dari gambar tampak bahwa *separation bubble* yang terbentuk hampir sepanjang permukaan silinder pengganggu. Aliran baru attach pada ujung permukaannya. Hal ini disebabkan karena terjadi disipasi energi pada daerah tersebut sehingga aliran mulai sulit untuk kembali attach. Aliran dari celah sempit antara silinder pengganggu dan silinder utama telah terseparasi. Karena posisi sudut pengganggu yang semakin ke arah *downstream* menyebabkan bentuk kelengkungan silinder sirkular menjadi semakin berkurang sehingga *shear layer* dari silinder pengganggu yang bergabung dengan *free shear layer* dari arah *free stream* mendorong aliran yang terseparasi dari celah sempit tadi sampai ke belakang tanpa kembali attach hingga melebihi posisi 180°. Hal ini berarti bahwa separasi terjadi lebih awal dibandingkan pada silinder tunggal sehingga menimbulkan *drag* yang lebih besar.

Hal ini dapat dilihat dari grafik distribusi koefisien tekanan yang ditunjukkan pada gambar 4.18. Dari gambar tampak bahwa separasi aliran telah terjadi sekitar sudut kontur $\theta \approx 64^\circ$ untuk s/D 0.16 dan $\theta \approx 80^\circ$ untuk s/D 0.107. Setelah posisi separasi, tampak bentuk grafik yang belum *steady*. Hal ini dikarenakan aliran tidak terlepas dari kontur melainkan terus mengalir pada bagian bawah silinder sirkular melebihi sudut kontur 180°.

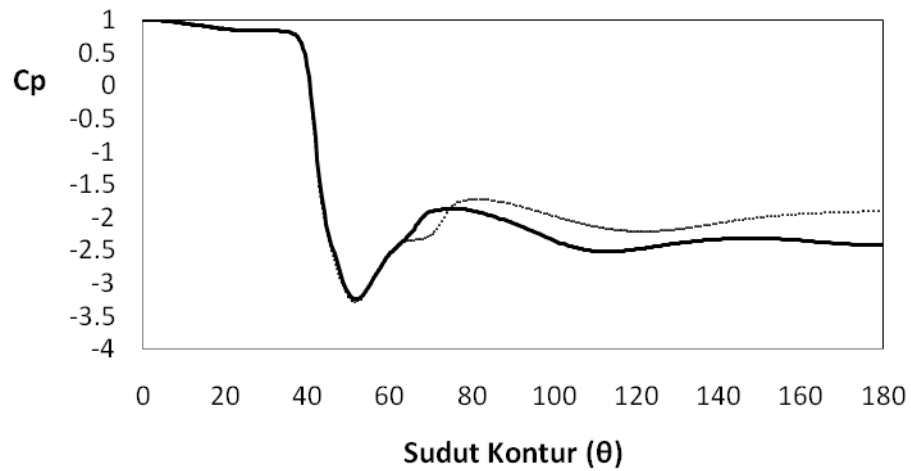


(a)



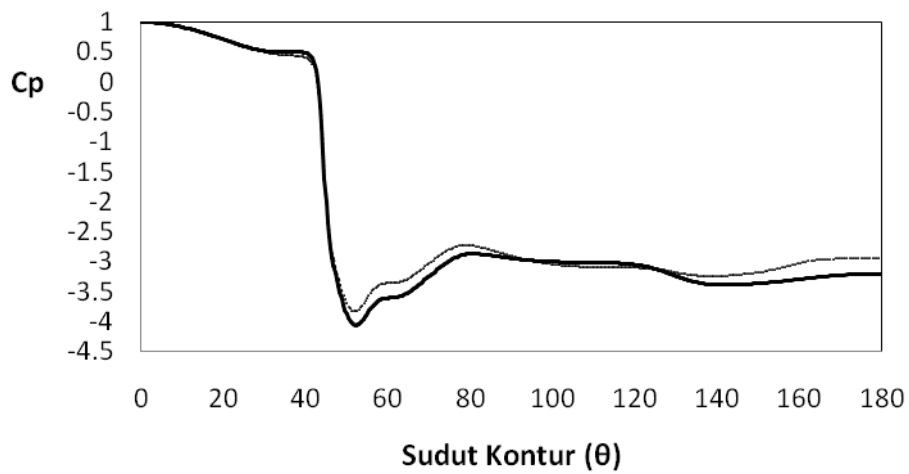
(b)

Gambar 4.17 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB (α) 50° (a) s/D 0.16, Re_D 23200; (b) s/D 0.107, Re_D 34800



— $s/D = 0.16; Re = 23200$ $s/D = 0.16; Re = 31200$

(a)



— $s/D = 0.107; Re = 34800$ $s/D = 0.107; Re = 46800$

(b)

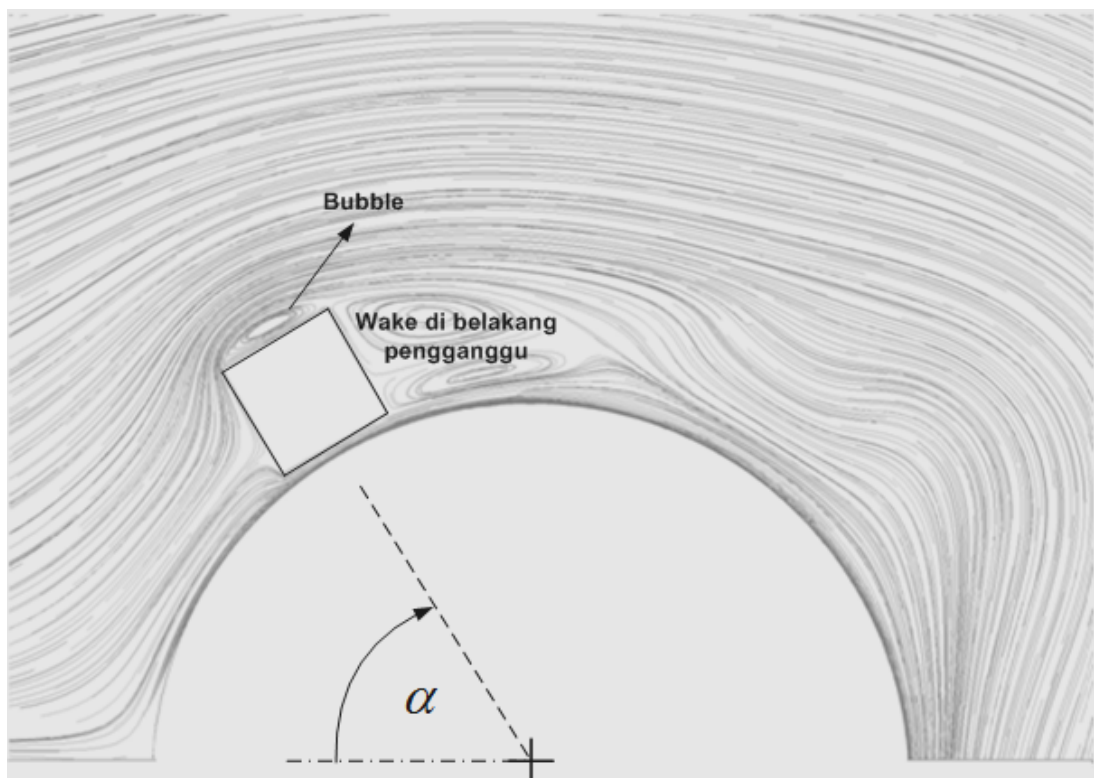
Gambar 4.18 Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 50° (a) s/D 0.16, (b) s/D 0.107

4.2.5 Analisa Fenomena Fisis pada Silinder Sirkular dengan penambahan *Square Disturbance Body (SDB)* pada sudut SDB 60°

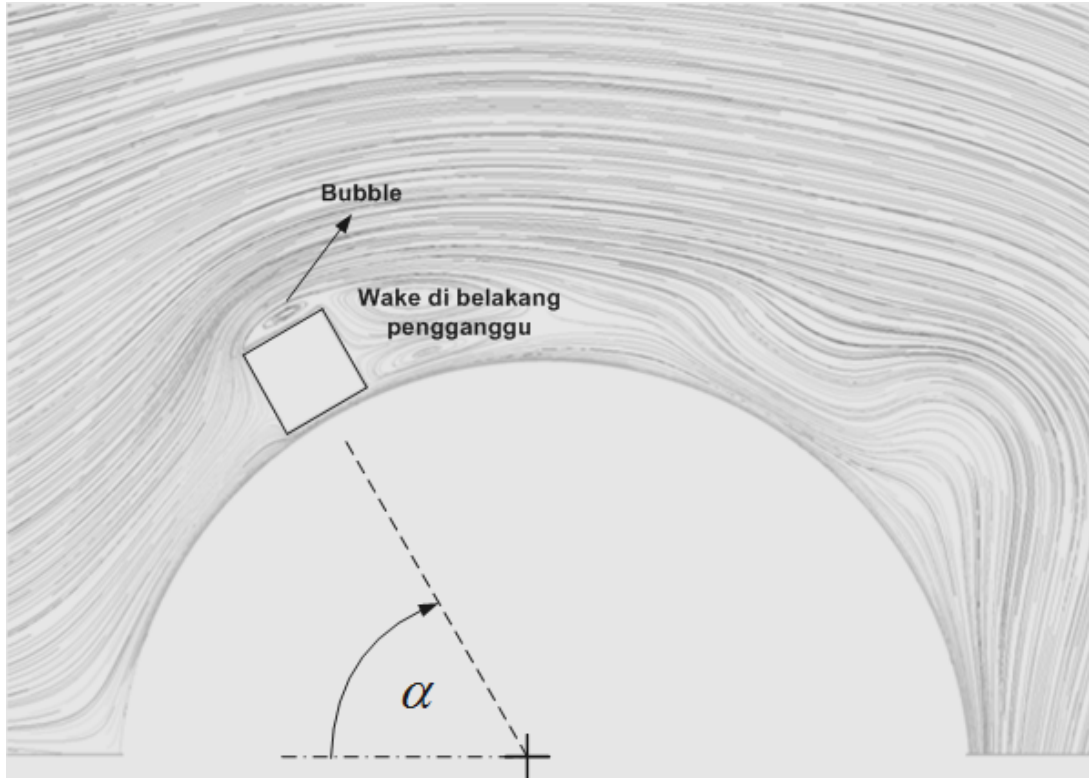
Gambar 4.19 dan 4.20 merupakan visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada sudut SDB 60° . Fenomena yang terjadi pada konfigurasi ini hampir sama



dengan fenomena pada konfigurasi sudut SDB 50° . Pada konfigurasi sudut SDB 60° , *separation bubble* terbentuk pada permukaan silinder pengganggu lebih panjang dan tebal serta tidak mengalami *re-attach*, akan tetapi langsung terlepas dan bergabung dengan *shear layer* dari arah *freestream*. Hal ini dikarenakan posisi sudut pengganggu yang semakin ke belakang, sehingga disipasi energi lebih besar yang mengakibatkan aliran sulit kembali attach pada permukaan pengganggu dan *wake* dibelakangnya terbentuk lebih besar. Aliran yang terseparasi dari celah sempit didorong oleh *free shear layer* dari *freestream* dan *shear layer* dari silinder pengganggu sampai ke belakang hingga melebihi posisi 180° . Sebelum sampai posisi 180° , aliran mengalami olakan karena perubahan tekanan yang terjadi. Hal ini dapat diamati pada gambar 4.19 dan 4.20.



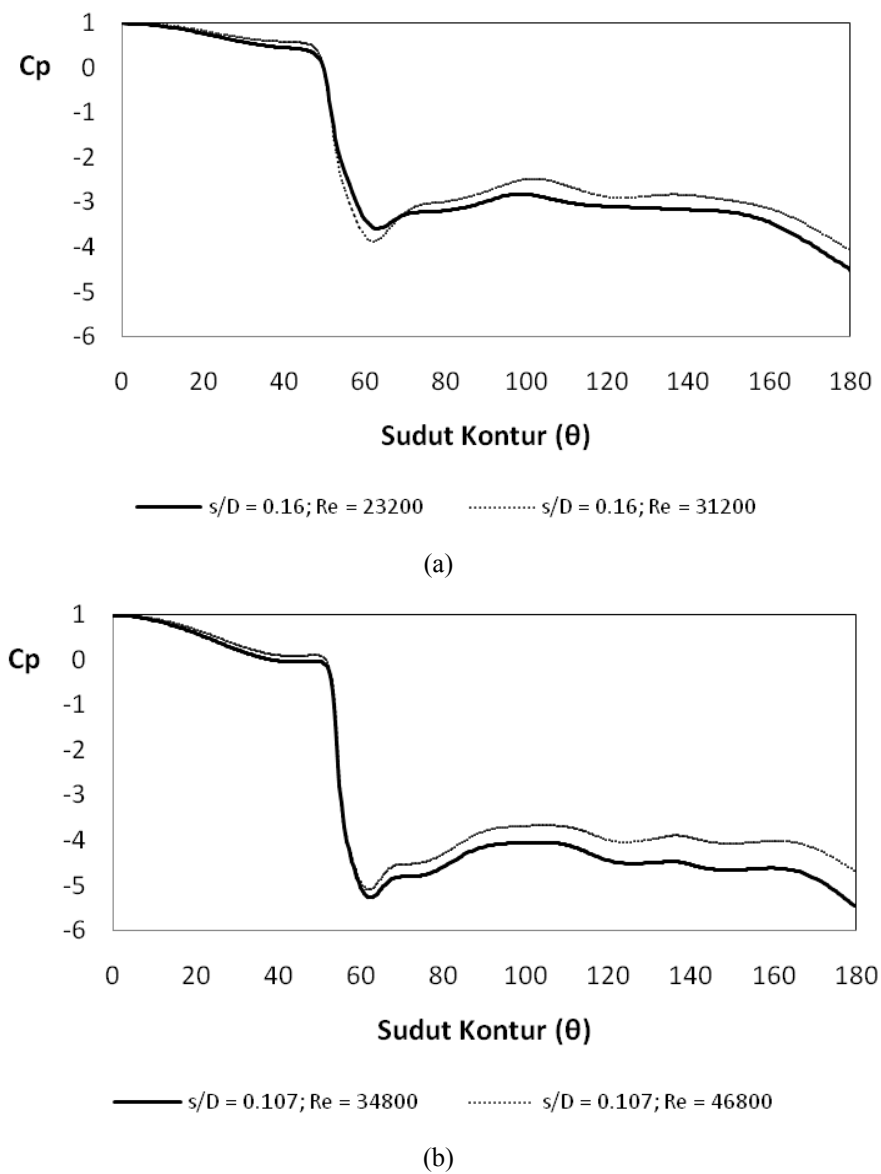
Gambar 4.19 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB $\alpha = 60^\circ$
konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200



(b)

Gambar 4.20 Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB (α) 60° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 34800

Gambar 4.21 merupakan disitribusi koefisien tekanan pada konfigurasi silinder dengan sudut SDB 60° . Pada gambar tampak bahwa, separasi terjadi sekitar sudut kontur $\theta \approx 63^\circ$ untuk s/D 0.16 dan $\theta \approx 65^\circ$ untuk s/D 0.107. Tampak bahwa setelah separasi grafik tidak steady. Hal ini mengindikasikan aliran belum terdefleksi dari kontur. Disini menunjukkan adanya perubahan tekanan sehingga membentuk grafik yang bergelombang.



Gambar 4.21 Distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan sudut SDB 60° (a) s/D 0.16, (b) s/D 0.10

4.3 Perbandingan Fenomena Aliran pada Silinder Sirkular dengan Variasi Sudut *Square Disturbance Body* (SDB)

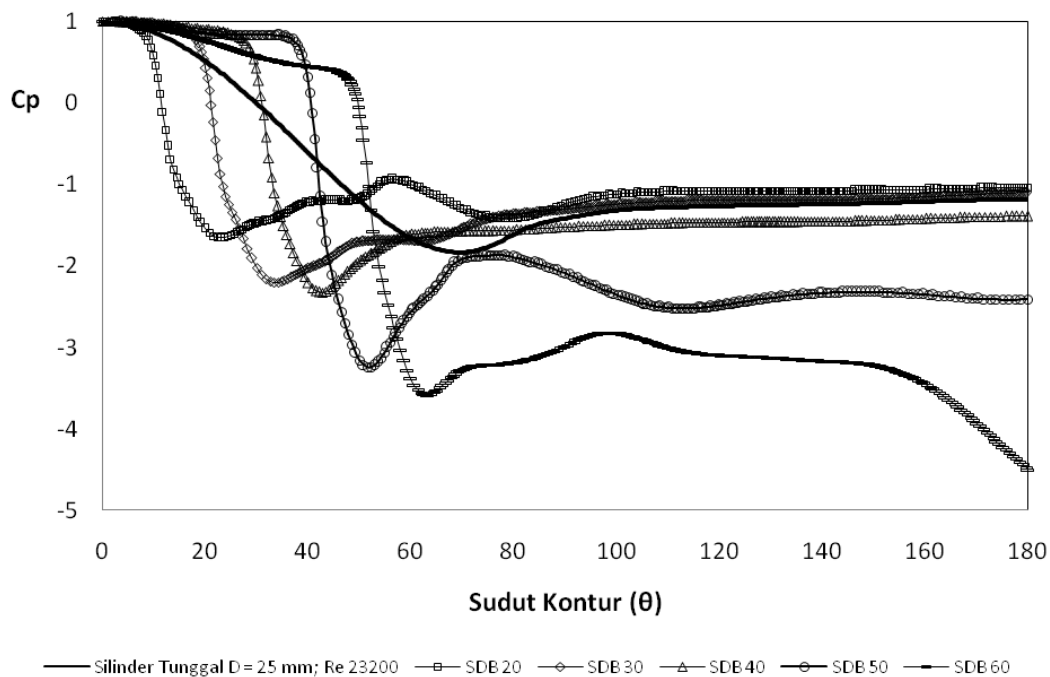
Pada subbab ini akan dibahas perbandingan fenomena yang terjadi pada silinder dengan penambahan pengganggu berupa *square cylinder* dengan variasi sudut *Square Disturbance Body* (SDB) yang berbeda. Parameter yang akan



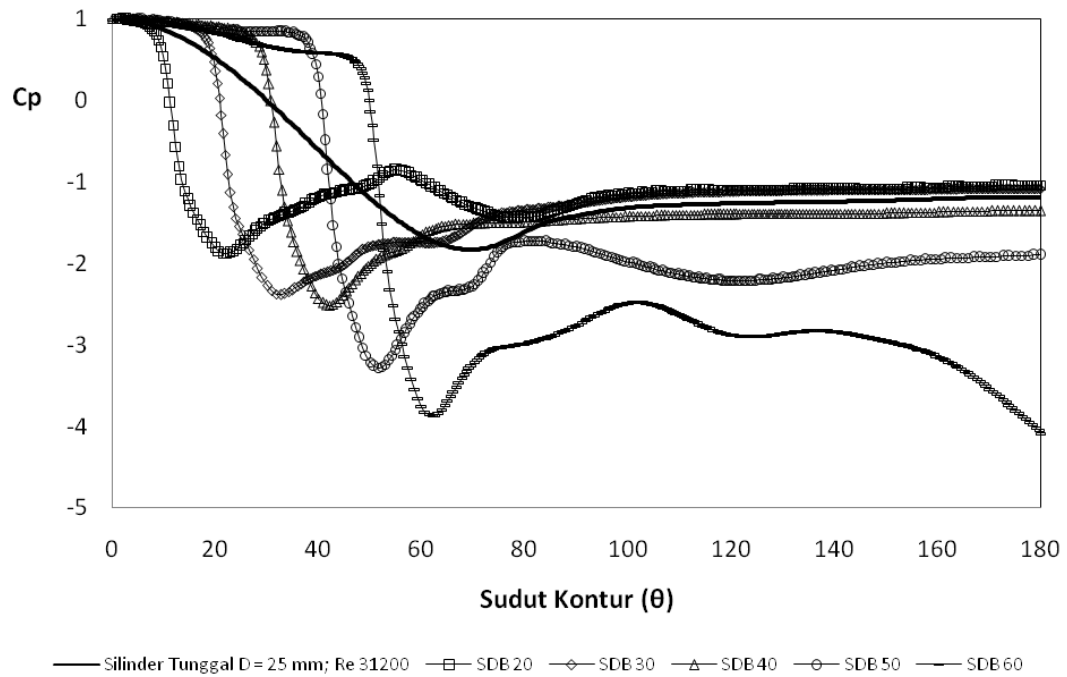
dibandingkan di sini adalah grafik distribusi koefisien tekanan (C_p), Koefisien *drag pressure* (C_{dp}), *Strouhal Number* (St) dan intensitas turbulensi (IT). Pada bagian ini juga akan ditampilkan visualisasi aliran berupa kontur intensitas turbulensi pada konfigurasi s/D 0.16, Re_D 23200 dengan variasi sudut SDB.

4.3.1 Analisa Perbandingan Distribusi Koefisien Tekanan (C_p)

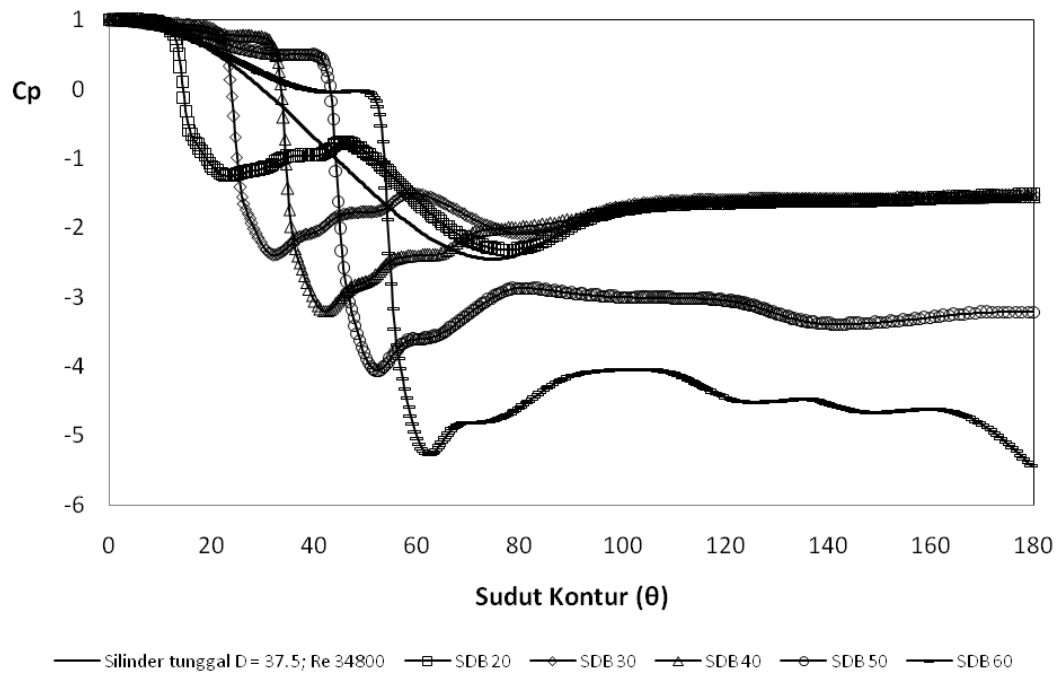
Grafik koefisien tekanan ditampilkan untuk melihat fenomena yang terjadi di sepanjang kontur permukaan silinder pada setiap pergeseran sudut pengganggu (SDB). Grafik koefisien tekanan dengan variasi sudut pengganggu ditunjukkan pada gambar 4.17.



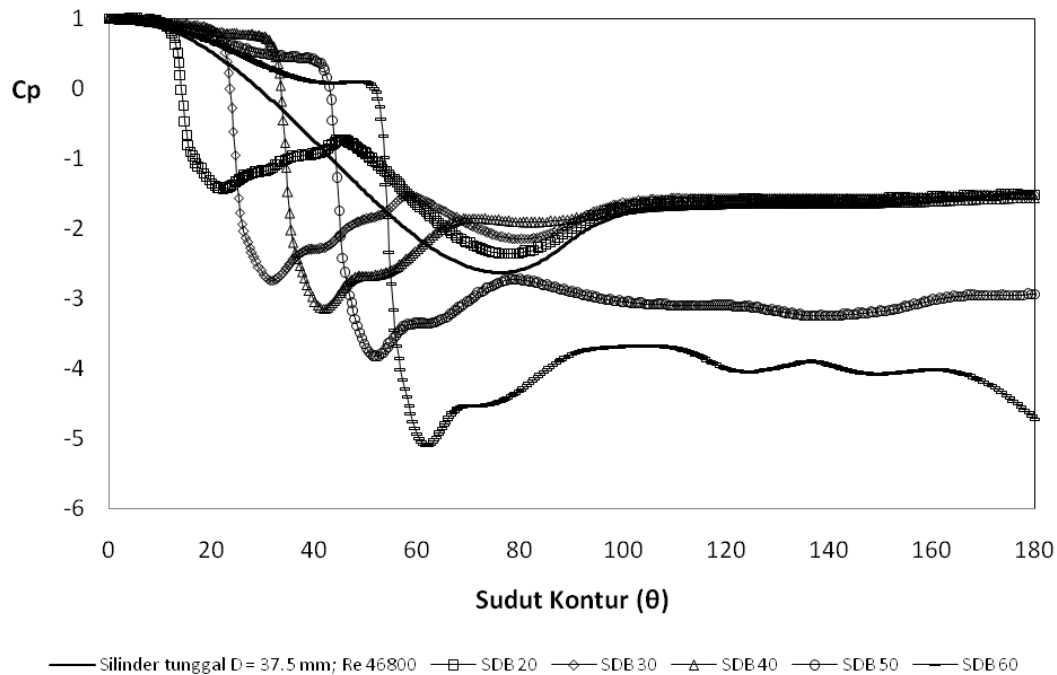
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 4.22 Perbandingan distribusi koefisien tekanan (C_p) pada silinder dengan variasi sudut SDB
 (a) $s/D = 0.16$, $Re_D = 23200$; (b) $s/D = 0.16$, $Re_D = 31200$; (c) $s/D = 0.107$, $Re_D = 34800$; (d) $s/D = 0.107$, $Re_D = 46800$

Pada gambar 4.22 tampak bahwa aliran tidak langsung mengalami akselerasi. Hal ini dikarenakan aliran melewati celah sempit antara permukaan silinder pengganggu dengan silinder sirkular sehingga terjadi hambatan. Semakin besar pergeseran sudut SDB maka semakin lama terjadinya akselerasi, sesuai besar pergeseran sudut SDB yang terjadi. Pada gambar juga tampak adanya perbedaan akselerasi maksimum yang terjadi pada setiap pergeseran sudut SDB (*Square Disturbance Body*). Semakin besar pergeseran sudut SDB, maka akan semakin tinggi akselerasi yang terjadi. Hal ini disebabkan karena *free shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu (SDB) tidak lagi attach pada permukaan silinder, dikarenakan terbentuknya *separation bubble* pada permukaan body pengganggu yang semakin panjang dan tebal. Hal ini mengakibatkan terjadi devisit momentum pada daerah ini sehingga aliran tidak mampu lagi attach pada permukaan silinder akan tetapi



langsung terseparasi massif, sehingga membentuk *stream tube* yang semakin lebar, akibatnya terjadi peningkatan *adverse pressure*. Hal ini mengakibatkan separasi massif terjadi lebih awal dibanding silinder tunggal. Fenomena ini terjadi pada konfigurasi silinder dengan sudut SDB 40° , 50° dan 60° untuk s/D 0.16 pada sudut kontur berturut-turut $\theta \approx 70^\circ$, 65° dan 65° dan SDB 50° dan 60° untuk s/D 0.107 pada sudut kontur berturut-turut $\theta \approx 70^\circ$, 65° dan 65° .

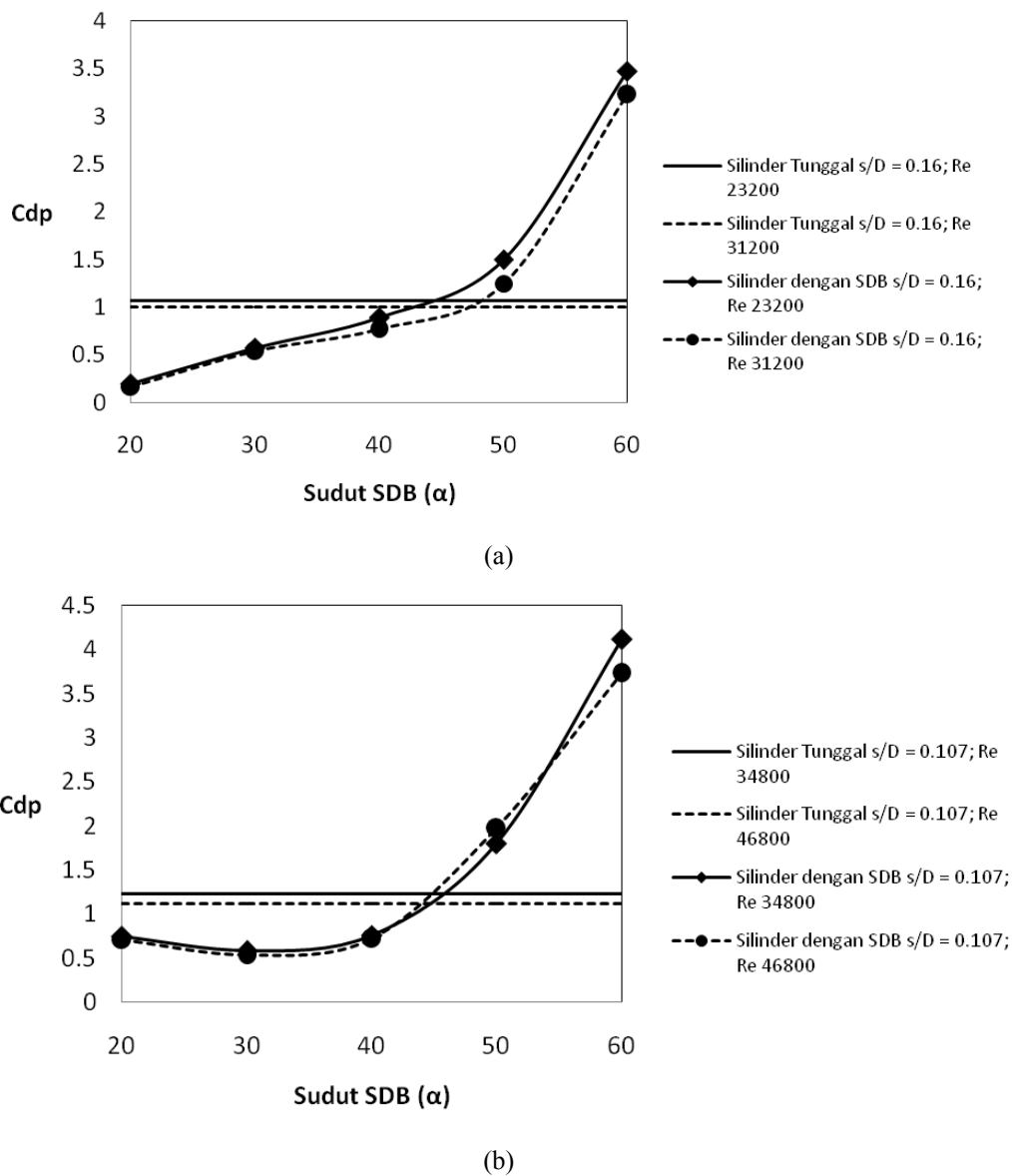
Sedangkan pada sudut SDB 20° dan 30° terdapat adanya *peak* yang mengindikasikan adanya *separation bubble*. Momentum fluida yang terdefleksi dari bodi pengganggu (SDB) berinteraksi dengan momentum fluida pada *free stream*. Hal ini mengakibatkan terjadinya penambahan momentum. Energy dari *freestream* dan *wake* di belakang pengganggu mampu mendorong aliran kembali attach pada kontur permukaan silinder. Hal inilah yang menyebabkan terbentuknya *separation bubble*. Penambahan momentum pada daerah ini mampu melawan *shear stress* dan *adverse pressure* sehingga transisi aliran terjadi lebih cepat ke turbulen hingga akhirnya terseparasi massif pada sudut kontur $\theta \approx 103^\circ$ untuk SDB 20° dan $\theta \approx 98^\circ$ untuk SDB 30° untuk konfigurasi s/D 0.16.

Fenomena yang terjadi pada gambar 4.22a dan b menunjukkan bahwa *shear layer* dari body pengganggu (disetting pada sudut (α) 20° dan 30°) yang berinteraksi dengan *boundary layer* pada permukaan silinder mampu meningkatkan momentum fluida sehingga aliran dapat kembali attach pada permukaan silinder. Hal ini membuat aliran lebih mampu melawan *adverse pressure* yang terjadi yang mengakibatkan separasi massif lebih tertunda ke belakang dibandingkan pada silinder tunggal. Dari penjelasan di atas, dapat dilihat bahwa separasi paling lambat terjadi pada silinder dengan sudut SDB 20° , selanjutnya diikuti dengan silinder dengan sudut SDB berturut-turut 30° , 40° , dan 50° . Fenomena yang terjadi pada konfigurasi s/D 0.107 (gambar 4.22c dan d), sama dengan yang terjadi pada silinder dengan s/D 0.16 pada Re_D yang sama. Di sini separasi paling lambat terjadi pada silinder dengan sudut SDB 30° , selanjutnya diikuti dengan silinder dengan sudut SDB berturut-turut 20° , 40° , 50° dan 60° .



4.3.2 Analisa Perbandingan Distribusi Koefisien *Drag Pressure* (C_{dp})

Penelitian ini hanya melakukan analisa terhadap *drag pressure*, karena untuk *bluff body* *circular cylinder* gaya *drag* yang dihasilkan dominan dipengaruhi oleh *pressure drag* dibandingkan *friction drag*. Perbandingan nilai koefisien *drag pressure* (C_{dp}) pada variasi sudut SDB ditunjukkan pada gambar 4.23.



Gambar 4.23 Perbandingan distribusi koefisien *drag pressure* (C_{dp}) pada silinder dengan variasi sudut SDB (a) $s/D = 0.16$, (b) $s/D = 0.107$



Dari gambar 4.23 dapat dilihat bahwa posisi sudut body pengganggu yang dapat mereduksi gaya *drag* ditemui pada konfigurasi silinder dengan sudut SDB 20° - 40°. Hal ini dapat dilihat dari nilai koefisien *drag pressure* (C_{dp}) yang dihasilkan lebih kecil dari nilai C_{dp} silinder tunggal. Sedangkan pada konfigurasi silinder dengan sudut SDB 50° dan 60° sudah tidak bisa lagi mereduksi gaya *drag* karena nilainya sudah melebihi nilai C_{dp} silinder tunggal. Nilai koefisien *drag pressure* terkecil terdapat pada konfigurasi silinder dengan sudut SDB 20° pada s/D 0.016 dan SDB 30° pada s/D 0.107. Hal ini berarti bahwa konfigurasi ini merupakan yang paling optimum dalam mereduksi gaya *drag*. Besarnya nilai C_{dp} pada masing-masing sudut SDB ditunjukkan pada table 4.5. Pada table 4.5 di atas tampak bahwa *Reynolds number* yang lebih besar memiliki nilai koefisien *drag pressure* yang lebih kecil.

Tabel 4.7 Perbandingan nilai koefisien *drag pressure* (C_{dp}) silinder tunggal dengan silinder menggunakan SDB

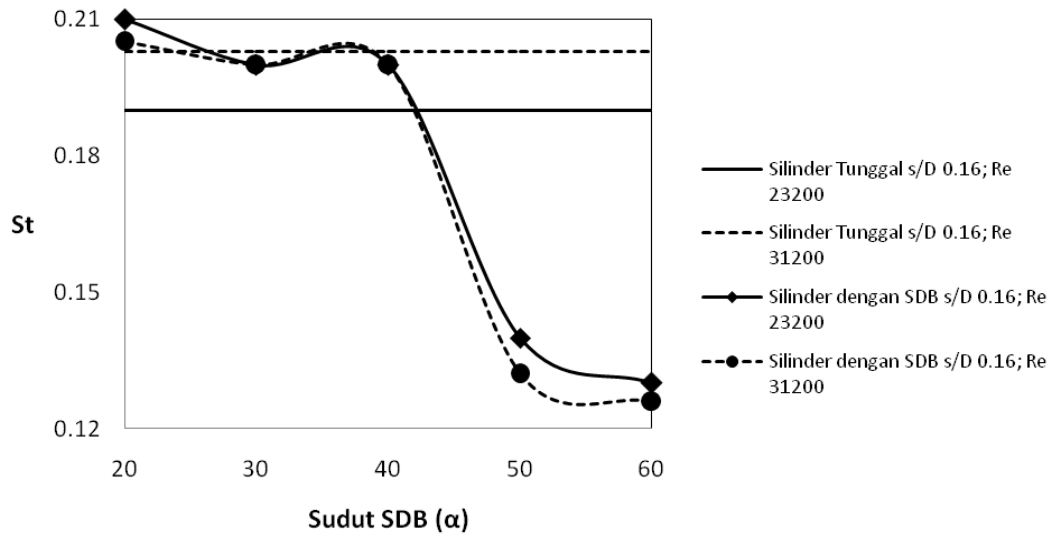
Konfigurasi	Koefisien <i>drag pressure</i> (C_{dp})			
	s/D 0.016		s/D 0.107	
	23200	31200	34800	46800
Silinder Tunggal	1.07	1.00	1.23	1.12
SDB 20°	0.20	0.17	0.74	0.71
SDB 30°	0.57	0.54	0.58	0.53
SDB 40°	0.89	0.77	0.76	0.72
SDB 50°	1.50	1.25	1.80	1.97
SDB 60°	3.47	3.23	4.12	3.73

4.3.3 Analisa Perbandingan *Strouhal Number* (St)

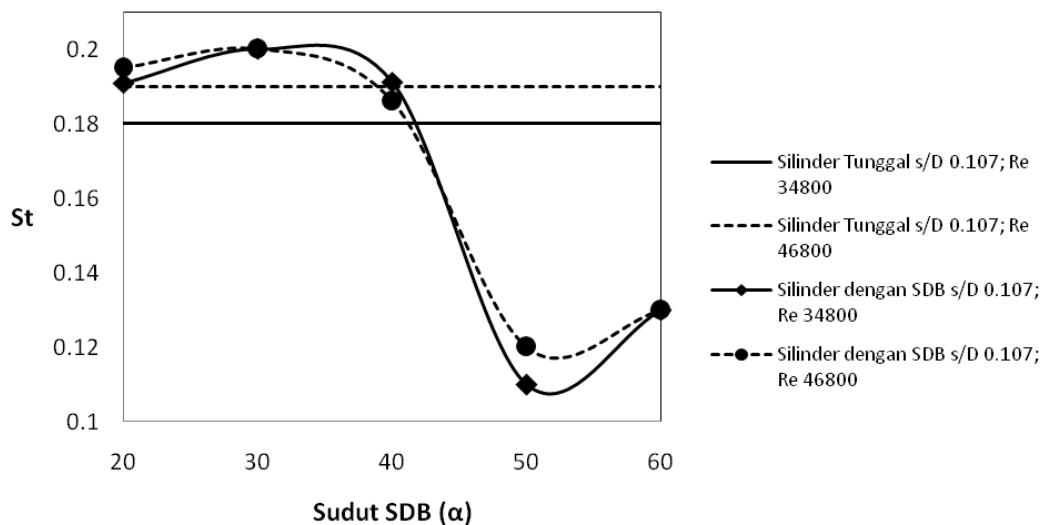
Analisa *strouhal number* dilakukan untuk melihat bagaimana hubungannya dengan koefisien *drag pressure* yang telah dibahas sebelumnya. *Strouhal number* sebagai fungsi dari *Reynolds number* akan menjelaskan dengan baik pengaruhnya terhadap *vortex shedding* yang dihasilkan dan hubungannya dengan besarnya *wake*



di belakang silinder. Perbandingan nilai *strouhal number* (St) pada variasi sudut SDB ditunjukkan pada gambar 4.24.



(a)



(b)

Gambar 4.24 Perbandingan nilai *Strouhal number* (St) pada silinder dengan variasi sudut SDB (a) s/D 0.16, (b) s/D 0.107

Dari gambar 4.24 tampak bahwa *strouhal number* (St) cenderung memiliki hubungan yang berbanding terbalik dengan koefisien *drag pressure* (C_{dp}). *Drag*



yang kecil membentuk *wake* yang kecil akibat dari posisi separasi yang semakin ke belakang. *Wake* yang kecil membuat *shear layer* yang terlepas dari kontur membentuk *vortex shedding* yang semakin berfluktuasi di belakang silinder. Itulah sebabnya nilai *strouhal number* (St) yang besar terjadi pada *drag* yang kecil. Akan tetapi pada konfigurasi s/D 0.107 pada sudut SDB 60° *strouhal number* yang dihasilkan meningkat. Kemungkinan hal ini disebabkan karena ketidakpastian dalam numeric. Besarnya nilai *strouhal number* pada masing-masing sudut SDB ditunjukkan pada table 4.6.

Tabel 4.8 Perbandingan nilai *Strouhal Number* (St) silinder tunggal dengan silinder menggunakan SDB

Konfigurasi	<i>Strouhal Number</i> (St)			
	s/D 0.016		s/D 0.107	
	23200	31200	34800	46800
Silinder Tunggal	0.19	0.19	0.18	0.19
SDB 20°	0.21	0.205	0.191	0.195
SDB 30°	0.20	0.20	0.20	0.20
SDB 40°	0.20	0.20	0.1913	0.186
SDB 50°	0.14	0.132	0.11	0.12
SDB 60°	0.13	0.126	0.13	0.13

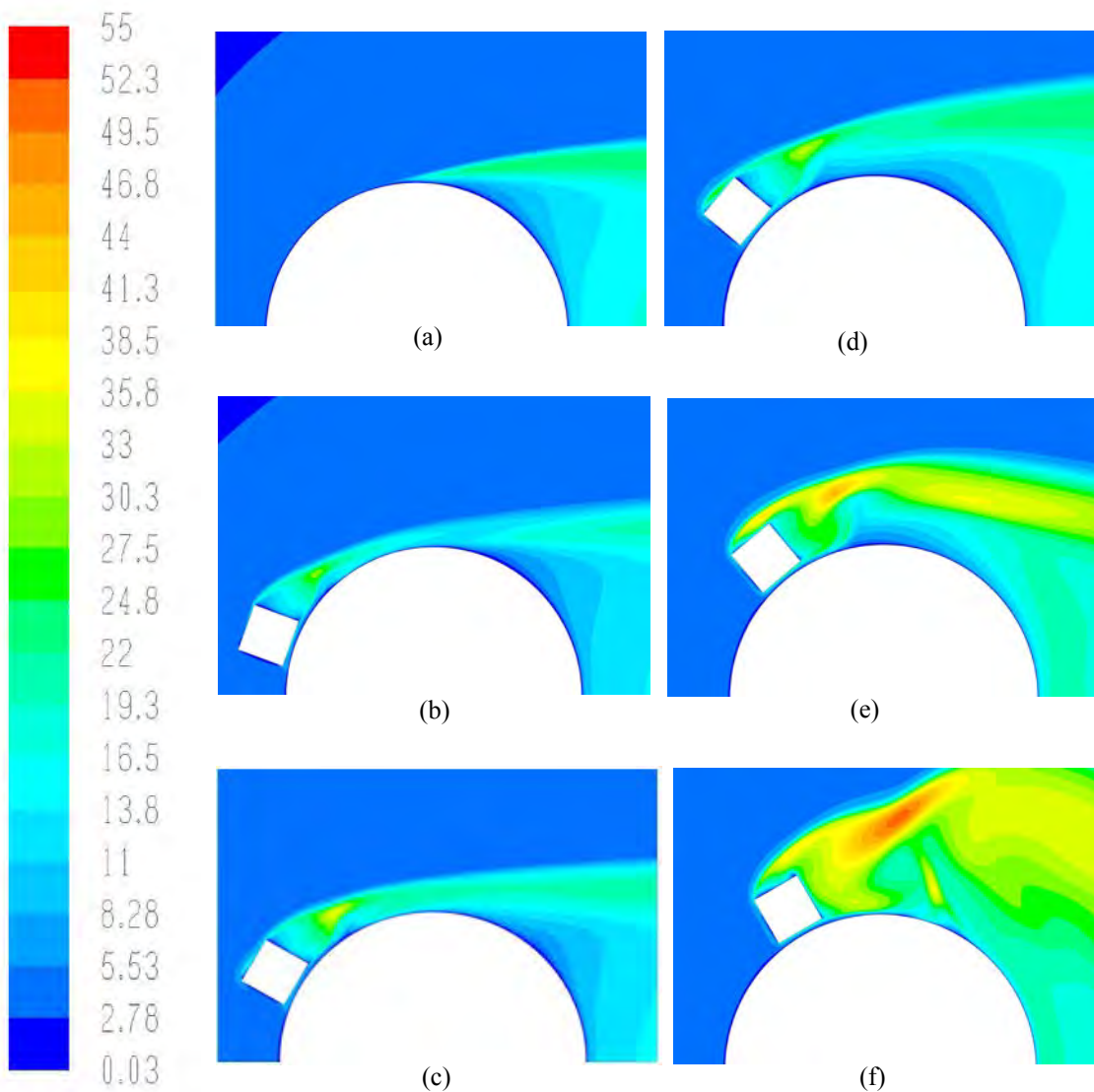
4.3.4 Analisa Perbandingan Intensitas Turbulensi (IT)

Bagian ini akan diuraikan perbandingan nilai intensitas turbulensi (IT) pada silinder tunggal dan silinder menggunakan pengganggu (*Square Disturbance Body*). Konfigurasi sebagai pembanding disini adalah pada silinder dengan s/D 0.16 pada Re 23200 untuk semua variasi sudut SDB. Gambar 4.25 menunjukkan perbandingan kontur intensitas turbulensi (IT) pada masing-masing konfigurasi. Warna merah menunjukkan persentase IT yang paling tinggi sedangkan warna biru menunjukkan persentase yang paling rendah.

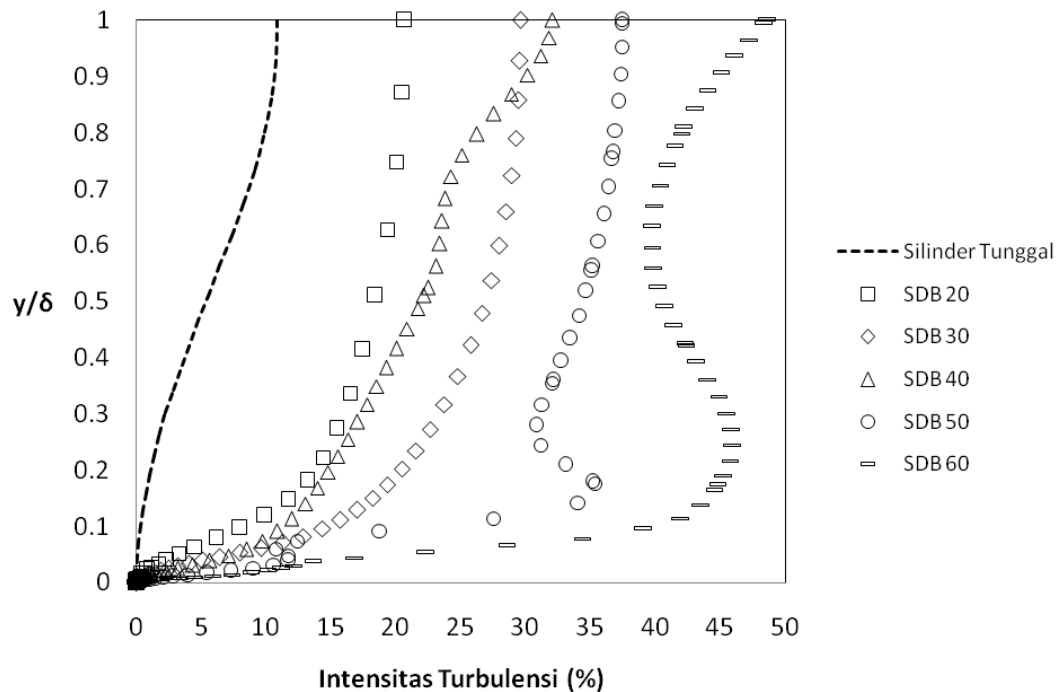
Gambar 4.25 menunjukkan perbandingan IT pada masing-masing konfigurasi. Dari gambar tampak IT tertinggi terdapat pada daerah *wake* di belakang



pengganggu. Hal ini dikarenakan adanya kecepatan yang berfluktuasi pada daerah tersebut (aliran random). Dari gambar juga tampak bahwa semakin besar pergeseran sudut SDB, semakin besar fluktuasi aliran yang dihasilkan sehingga IT juga akan semakin besar. IT tertinggi terdapat pada konfigurasi silinder pada sudut SDB 60° (gambar 4.25f).



Gambar 4.25 Kontur Intensitas turbulensi (IT) silinder tunggal dan silinder dengan SDB (a) Silinder tunggal; (b) SDB 20°; (c) SDB 30°; (d) SDB 40°; (e) SDB 50°; (f) SDB 60° (s/D 0.16; Re_D 2.32×10^4)



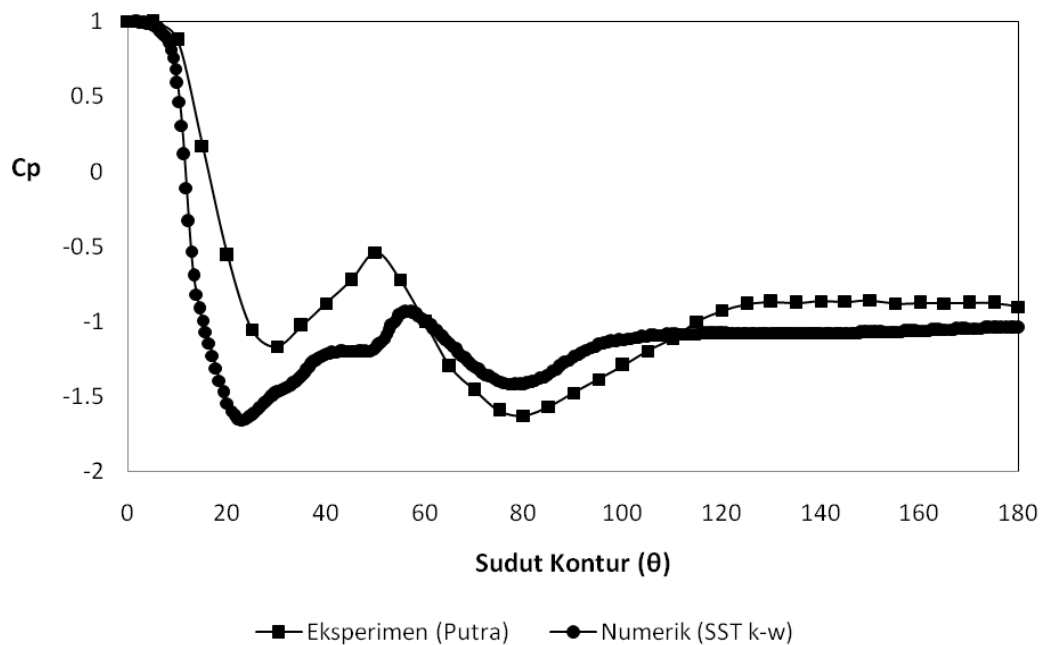
Gambar 4.26 Distribusi Intensitas Turbulensi (IT) silinder tunggal dan silinder dengan SDB pada sudut kontur 68° (s/D 0.16; Re_D 2.32×10^4)

Berdasarkan hasil kuantitatif dari distribusi Intensitas Turbulensi (IT) pada gambar 4.26 di atas, terlihat bahwa pergeseran sudut SDB yang semakin ke arah *downstream* memiliki intensitas turbulensi yang semakin tinggi pada $0 < y/\delta < 0.2$. Hal ini sesuai dengan visualisasi kontur IT pada gambar 4.25. Semakin bergeser ke arah *downstream*, posisi pengganggu semakin membentuk kotak (*square cylinder*) yang berdiri tegak, sehingga menghasilkan intensitas turbulensi yang lebih tinggi, sesuai dengan penelitian yang telah dilakukan oleh Ozgoren [9]. Intensitas turbulensi yang tinggi pada sudut SDB 60° yang terjadi di belakang silinder pengganggu menghasilkan fluktuasi aliran yang tinggi, sehingga *shear layer* yang terdefleksi dari silinder pengganggu tidak bisa lagi attach dipermukaan silinder utama. Hal ini mengakibatkan *wake* yang terbentuk di belakang silinder utama lebih lebar sehingga *drag* yang dihasilkan lebih besar.

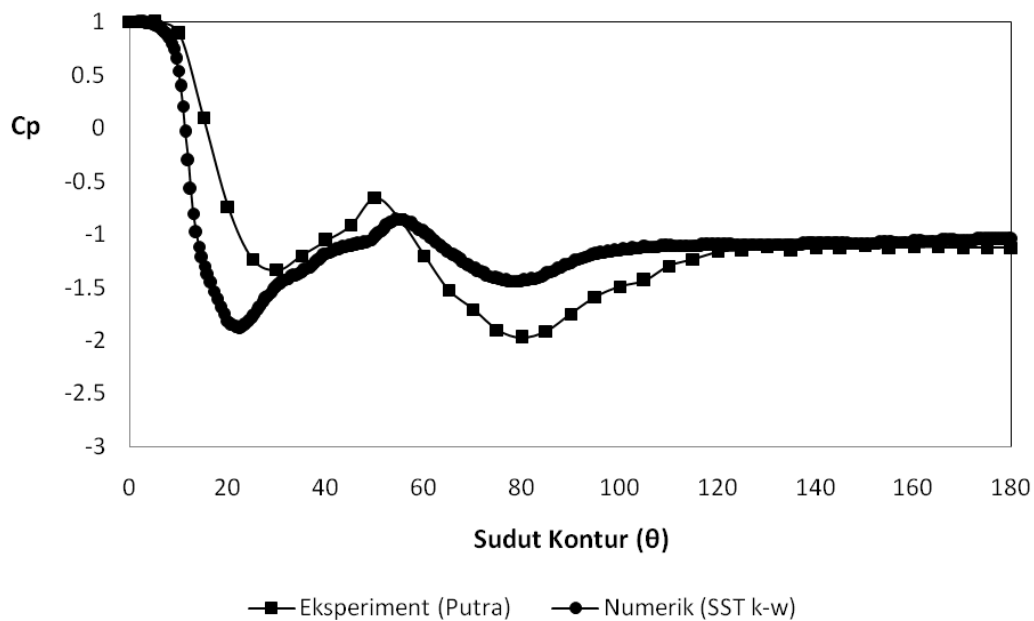


4.4 Pembahasan Hasil Numerik dengan Eksperimen

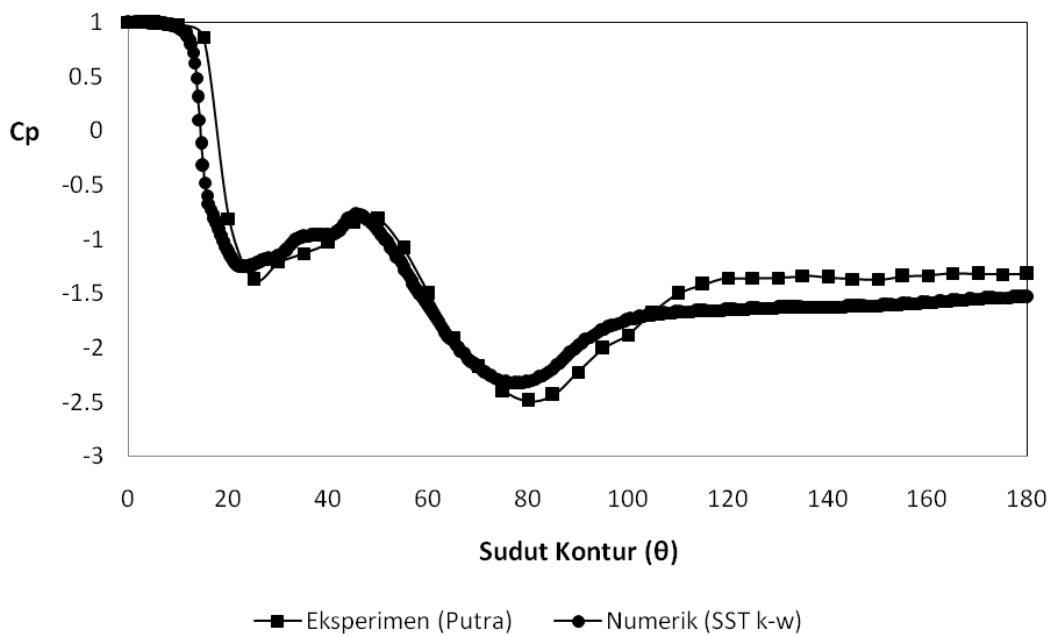
Pada bagian ini akan diuraikan perbandingan hasil numerik dengan hasil eksperimen. Hasil eksperimen yang ditampilkan disini adalah eksperimen yang telah dilakukan oleh Putra [6]. Sedangkan hasil numerik yang dibandingkan menggunakan model *viscous* SST k- ω . Grafik koefisien tekanan (C_p) dijadikan sebagai parameter perbandingan simulasi numerik dan hasil eksperimen. Data yang digunakan untuk perbandingan diwakilkan pada silinder dengan sudut SDB 20° pada masing-masing rasio s/D dan *Reynolds number*, dan sudut SDB 60° pada konfigurasi s/D 0.16 pada Re_D 23200.



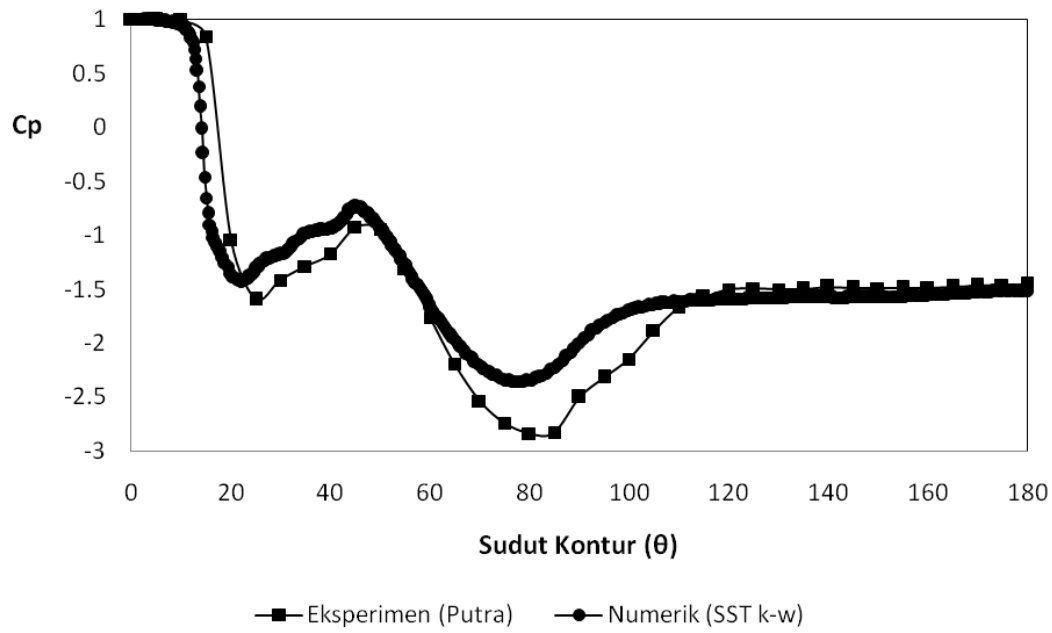
(a)



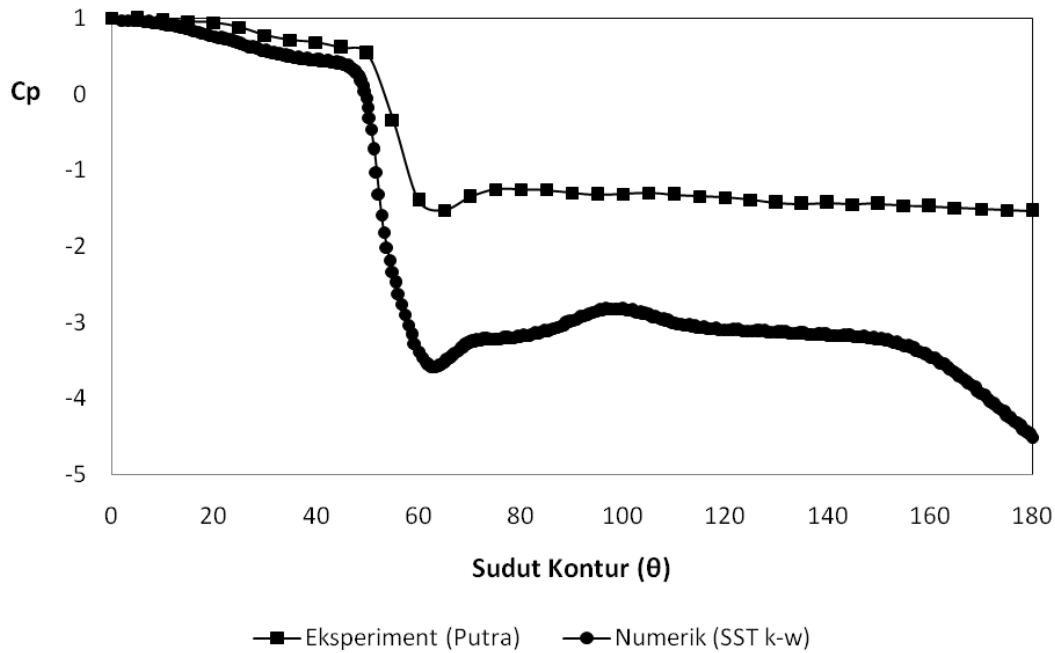
(b)



(c)



(d)



(e)

Gambar 4.27 Perbandingan distribusi koefisien tekanan (C_p) numeric ($SST k-\omega$) dengan eksperimen (Putra) pada sudut SDB $\alpha = 20^\circ$. (a) s/D 0.16, Re_D 23200; (b) s/D 0.16, Re_D 31200; (c) s/D 0.107, Re_D 34800; (d) s/D 0.107, Re_D 46800; (e) sudut SDB 60° , s/D 0.16, Re_D 23200



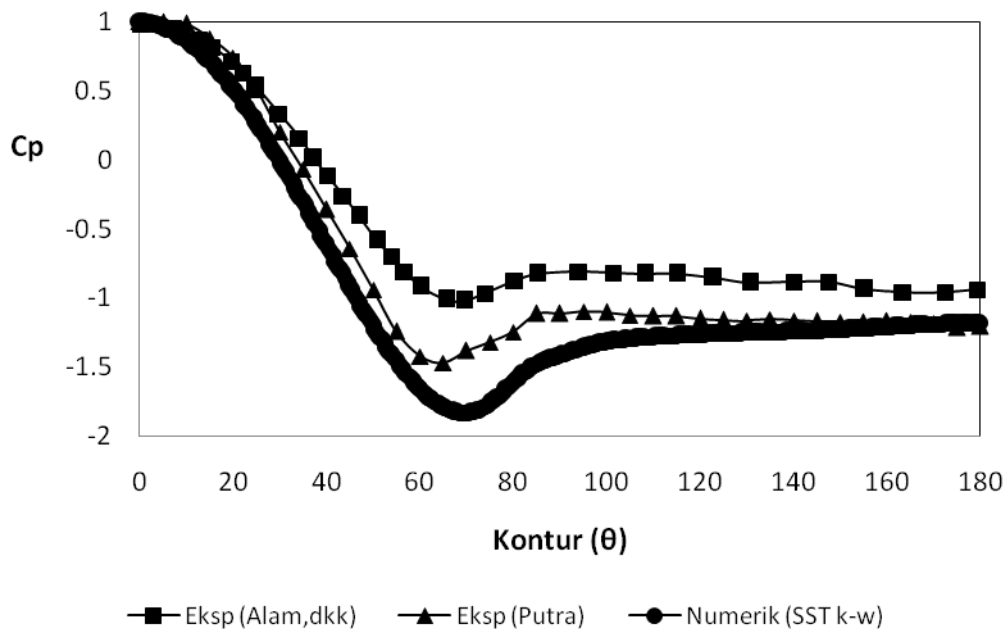
Berdasarkan grafik koefisien tekanan (C_p) pada gambar 4.27 di atas, secara garis besar terdapat kesesuaian antara hasil numeric dengan eksperimen (gambar 4.27a, b, c, d). Hal ini sesuai dengan pernyataan pada referensi [12] bahwa model SST $k-\omega$ memiliki kemampuan menyamakan hasil dengan eksperimen pada daerah *adverse pressure gradient*. Hanya saja pada daerah akselerasi dan *base pressure* pada Re_D 23200 (s/D 0.16) dan Re_D 46800 (s/D 0.107) terdapat sedikit perbedaan nilai koefisien tekanan walaupun menunjukkan tren grafik yang sama. Adanya perbedaan pada daerah akselerasi dan *base pressure* kemungkinan disebabkan oleh beberapa hal, seperti ketika melakukan input data (*running*) pada simulasi numeric menggunakan properti yang tidak sama persis dengan kondisi pada saat eksperimen seperti kecepatan *uniform* pada sisi *upstream* serta *initial* dan *boundary condition set-up* yang dibuat. Selain itu, model *viscous URANS* juga mempengaruhi hasil numeric ini apalagi hanya mensimulasikan secara 2D. Hal ini sesuai dengan apa yang telah diuraikan oleh Freitas [11] yang berkenaan dengan ketidakpastian dalam numeric. Akan tetapi pada sudut SDB 60° (gambar 4.27e) terdapat perbedaan yang signifikan antara hasil eksperimen dengan numeric, baik itu pada daerah akselerasi maupun pada daerah *base pressure*. Ini berarti bahwa simulasi (SST $k-\omega$) gagal memberikan kemampuan untuk menyamakan hasil dengan eksperimen pada konfigurasi ini. Kemungkinan hal ini disebabkan karena simulasi numeric itu sendiri. Khusus untuk daerah yang mempunyai intensitas turbulensi yang cukup tinggi (fluktuasi aliran yang besar) memerlukan formula tersendiri untuk mendapatkan hasil mendekati eksperimen.

4.5 Diskusi

Penelitian ini dilakukan secara Numerik 2D *Unsteady-RANS*. Model ini dipilih untuk mendapatkan hasil yang mendekati eksperimen karena kondisi *unsteady* merupakan kondisi *real* pada eksperimen, sehingga diharapkan bisa menampilkan fenomena yang lebih detail yang tidak bisa diperoleh melalui eksperimen. *Running*-an dihentikan pada $C_l = 0$ untuk mendapatkan grafik yang simetri (ketika aliran sudah



mulai konstan). Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa dengan pergeseran sudut pengganggu yang semakin ke arah *downstream* membuat koefisien *drag pressure* meningkat karena *blockage ratio* yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan hasil yang diperoleh Weidman [7]. Gambar 4.28 menunjukkan distribusi koefisien tekanan (C_p) hasil eksperimen Alam, dkk [5], Putra [6] dan numerik (SST $k-\omega$).

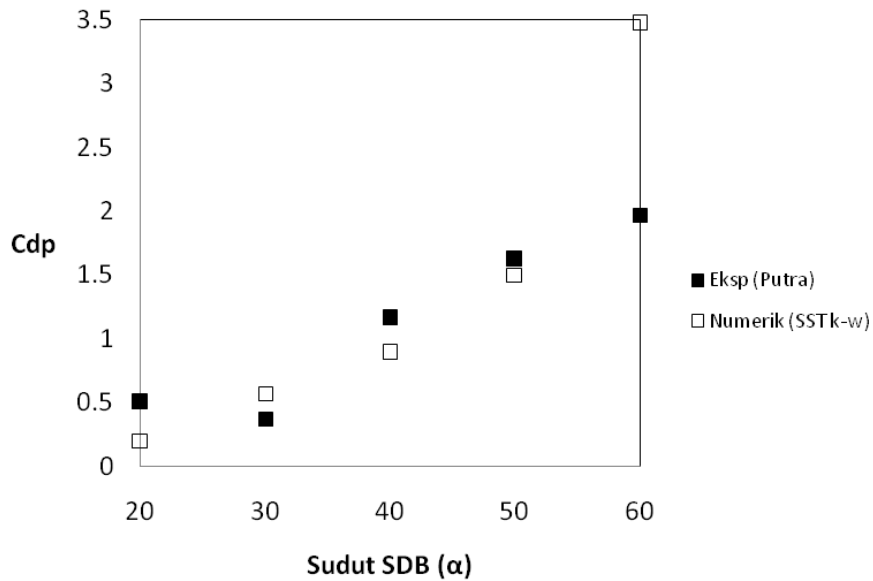


Gambar 4.28 Perbandingan distribusi koefisien tekanan (C_p) numerik (SST $k-\omega$) dengan eksperimen Alam, dkk [5] dan Putra [6] pada silinder tunggal (s/D 0.16, Re_D 23200)

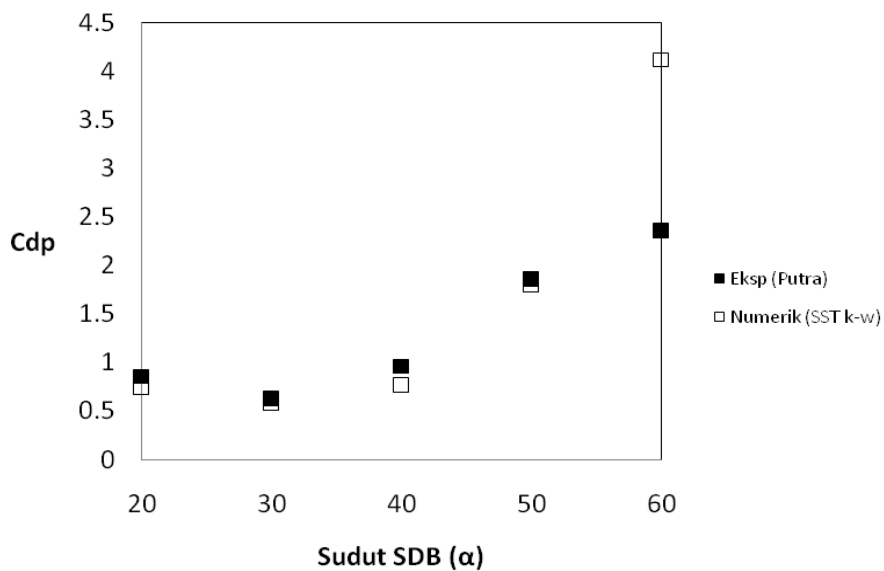
Pada gambar 4.28 tampak adanya ketidaksesuaian nilai antara hasil numerik dengan eksperimen terutama pada daerah akselerasi. Hal ini disebabkan pada simulasi numerik menggunakan properti yang tidak sama persis dengan kondisi pada saat eksperimen seperti kecepatan *uniform* pada sisi *upstream* serta *initial* dan *boundary condition set-up* yang dibuat seperti yang telah dijelaskan sebelumnya. Secara garis besar terdapat kesesuaian antara eksperimen putra [6] dengan numerik SST $k-\omega$



(gambar 4.28 dan 4.29). Hanya saja pada konfigurasi silinder pada sudut SDB 60° memiliki nilai yang over prediktif dengan error maksimum 87.8 %.



(a)



(b)

Gambar 4.29 Perbandingan distribusi koefisien *drag pressure* (C_{dp}) numerik (*SST k- ω*) dengan eksperimen Putra [6] pada silinder dengan SDB 20° (a) konfigurasi s/D 0.16; Re_D 23200, (b) konfigurasi s/D 0.107; Re_D 23200



“Halaman ini sengaja dikosongkan”



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Penelitian mengenai pengaruh penempatan pengganggu berupa *square cylinder* pada sisi *upstream* dengan bervariasi sudut *Square Disturbance Body (SDB)* dari 20° - 60° terhadap karakteristik aliran melewati silinder sirkular telah dilakukan dengan baik secara simulasi numerik *Unsteady-RANS* menggunakan model *viscous SST k- ω* . Dari penelitian tersebut dapat disimpulkan bahwa:

1. Penempatan pengganggu *square cylinder* pada sisi *upstream* silinder dapat mempercepat transisi aliran dari *laminar boundary layer* ke *turbulent boundary layer*.
 - a. Reduksi gaya *drag* optimum terjadi pada silinder dengan sudut SDB 20° untuk konfigurasi s/D 0.16 dan pada sudut SDB 30° untuk konfigurasi s/D 0.107, masing-masing sebesar 81 % dan 53 %.
 - b. Variasi sudut pengganggu mempengaruhi nilai koefisien *drag pressure*. C_{dp} dihasilkan semakin tinggi pada pergeseran sudut pengganggu mulai dari SDB 20° untuk konfigurasi s/D 0.16 dan dari SDB 30° untuk konfigurasi s/D 0.107.
 - c. Penggunaan *Reynolds number* pada rentang 10^4 tidak terlalu mempengaruhi nilai koefisien *drag pressure* yang dihasilkan, sedangkan penambahan diameter silinder mempengaruhi nilai C_{dp} yang dihasilkan. Semakin besar diameter silinder, C_{dp} yang dihasilkan semakin menurun.
 - d. Nilai koefisien *drag pressure* (C_{dp}) mempunyai hubungan yang berkebalikan dengan nilai *Strouhal number* (St). Hal ini disebabkan karena *wake* yang kecil membuat *shear layer* yang terlepas dari kontur membentuk *vortex shedding* yang semakin berfluktuasi di belakang silinder.



2. Dari visualisasi aliran pada *velocity pathline* dan *velocity vector* dapat diamati bahwa:
 - a. Pada SDB 20° , 30° dan 40° terbentuk *separation bubble* di permukaan silinder setelah *wake* di belakang silinder pengganggu.
 - b. Keberadaan pengganggu *square cylinder* dapat meningkatkan intensitas turbulensi (IT). Semakin besar pergeseran sudut pengganggu (SDB), semakin besar nilai IT yang dihasilkan.
3. Kesesuaian hasil simulasi numerik dengan eksperimen yang telah dilakukan oleh Putra [6] diperoleh pada pergeseran sudut pengganggu $< 40^\circ$. Kesesuaian tersebut terdapat pada grafik koefisien *pressure* (C_p) dan koefisien *drag pressure* (C_{dp}).

5.2 Saran

Penelitian mengenai reduksi gaya *drag* masih akan terus dikembangkan melalui filosofi *boundary layer* dengan cara kontrol aliran, baik itu melalui eksperimen maupun simulasi numerik. Untuk penelitian selanjutnya dengan topik yang sama menggunakan simulasi numerik, ada beberapa yang perlu diperhatikan antara lain:

1. Penggunaan *meshing* harus diperhatikan, sebaiknya dilakukan *grid independent analysis* untuk setiap pergeseran sudut pengganggu sehingga kemampuan untuk menyamakan hasil numerik dengan eksperimen lebih dapat dicapai.
2. Pemilihan model *viscous* harus sesuai dengan kondisi geometri dan properti yang digunakan untuk mendapatkan hasil yang sesuai dengan eksperimen.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Tsutsui, T., Igarashi, T. 2002. *Drag reduction of a circular cylinder in an air-stream*. Jurnal of wind engineering and industrial aerodynamics Vol. 90, 527-541, 2002
- [2] Lee, Sang-Soon., Lee, Sang-Ik., Park, Cheol-Woo. 2004. *Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of a small control rod*. Fluid dynamics research Vol. 34, 233-250.
- [3] Zhang, P.F., Wang, J.J., Huang, L.X. 2006. *Numerical simulation of flow around cylinder with an upstream rod in tandem at low Reynolds number*. Applied Ocean Research 28, 183-192.
- [4] Daloglu, A. 2008. *Pressure drop in a channel with cylinders in tandem arrangement*. International Communication in Heat and Mass Transfer 35, 76-83.
- [5] Alam, M.D., Sakamoto. H., Moriya, M. 2003. *Reduction of fluid forces acting on a single circular cylinder and two circular cylinders by using tripping rods*. Jurnal of fluids and structures Vol. 18, 347-366.
- [6] Putra, R.P. 2013. *Reduksi gaya hambat pada silinder sirkular dan reduksi pressure drop pada saluran sempit berpenampang bujur sangkar dengan menggunakan batang pengganggu berbentuk square cylinder*. Tesis, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [7] Weidman, P.D. 1968. *Wake transition and blockage effect on cylinder base pressure*. Tesis, California Institute of Technologi, Pasadena.
- [8] Bell, W.H. 1983. *Turbulence vs drag-some further consideration*. Ocean Engineering. Vol. 10, No. 1, PP, 47-63.
- [9] Ozgoren, M. 2005. *Flow structure in the downstream of square and circular cylinders*. Celcuk University, Faculty of Engineering, Turkey
- [10] Malalasekera, W., Versteeg, H.K. 1995. *An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method*. United Stated with John Wiley & Sons, Inc., 605 Third Avenue, New York.
- [11] Freitas, J. C. 1999. *The issue of numerical uncertainty*, 2nd International Conference On CFD in the Australia, 6-8 Desember.

- [12] Ansys Inc, 2010. *Fluent theory guide*. Software release 13.
- [13] Mulvany, N.J., Chen, L., Tu, J.Y., Anderson, B. 2004. *Steady-state evaluation of “two equation” RANS turbulence models for high-Reynolds number hydrodynamic flow simulation*. DSTO TR-1564.
- [14] Catalano, P., Wang, M., Laccarino, G., and Moin, P. 2003. *Numerical simulation around a circular cylinder at high Reynolds numbers*. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 24, 463-469.
- [15] Widodo, W.A., Yuwono, T., Indiyono, P., Aryawan, W.D. 2009. *Studi tentang karakteristik aliran melintasi silinder ellips (AR)=1/3 dan 1/4 tunggal teriris pada sisi depan*. Jurnal Teknik Mesin, Vol. 9.
- [16] Tuakia, F. 2008. *Dasar-dasar CFD menggunakan FLUENT*. Informatika, Bandung

BIODATA PENULIS



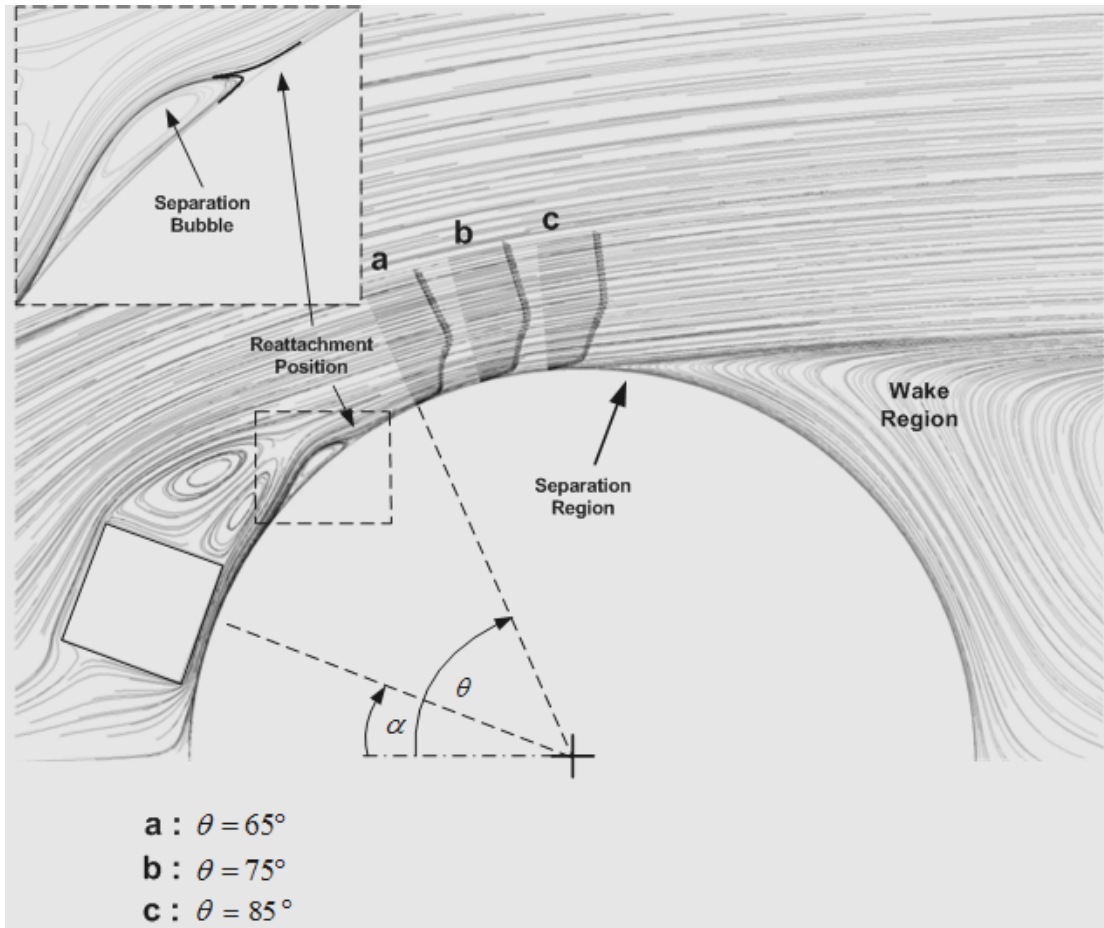
Rina, lahir pada tanggal 29 April 1986 di Padang, Sumatera Barat. Penulis menempuh pendidikan dari Taman kanak-kanak di TK. Aisyiah Durian Tarung Padang. Melanjutkan ke tingkat dasar di SDN 26 Koto Tinggi Padang dan SDN 22 Kuranji Padang, SLTPN 28 Padang dan SMAN 5 Padang dengan jurusan Ilmu Pengetahuan Alam (IPA). Semasa SMA penulis cukup aktif di OSIS dengan jabatan Koordinator Seksi Bidang

Keimanan dan Ketakwaan pada Tuhan yang Maha Esa.

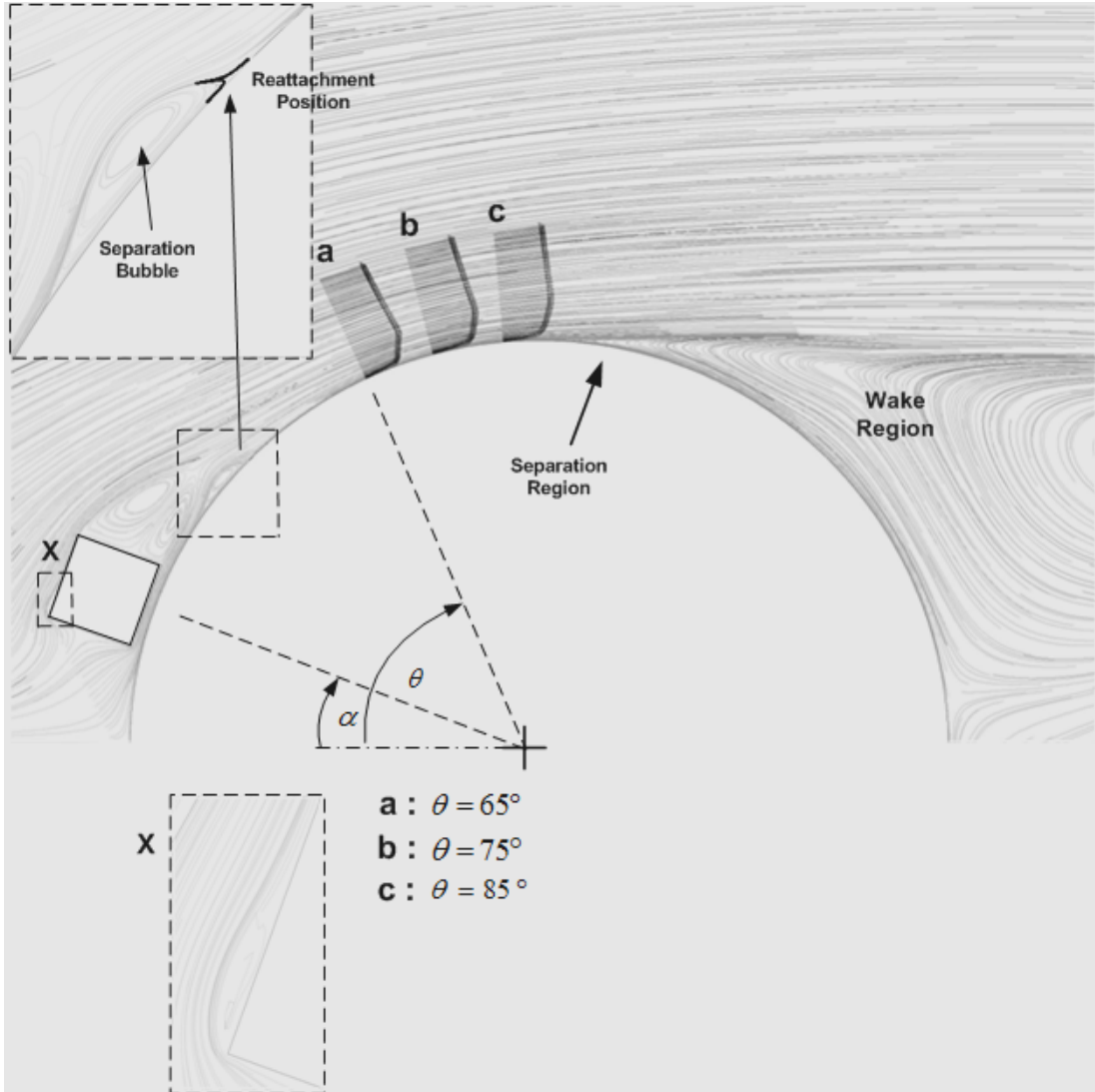
Pada tahun 2004 penulis menempuh pendidikan D3 Politeknik Negeri Padang jurusan Teknik Mesin Maintenance selama 3 tahun. Semasa kuliah, penulis cukup aktif dalam kegiatan HIMA (Himpunan Mahasiswa Mesin), saat itu menjabat sebagai koordinator seksi bidang kesekretariatan. Selama di HIMA, penulis ikut aktif mengadakan pelatihan-pelatihan atau seminar tentang perkembangan dunia industri dan otomotif sebagai panitia. Kemudian pada tahun 2010 penulis melanjutkan pendidikan Strata 1 di Universitas Negeri Padang selama 1.5 tahun.

Pada tahun 2012 penulis masuk program pascasarjana di jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melalui jalur beasiswa DIKTI. Penulis berhasil menyelesaikan program pascasarjana bidang keahlian Rekayasa Konversi Energi tepat waktu.

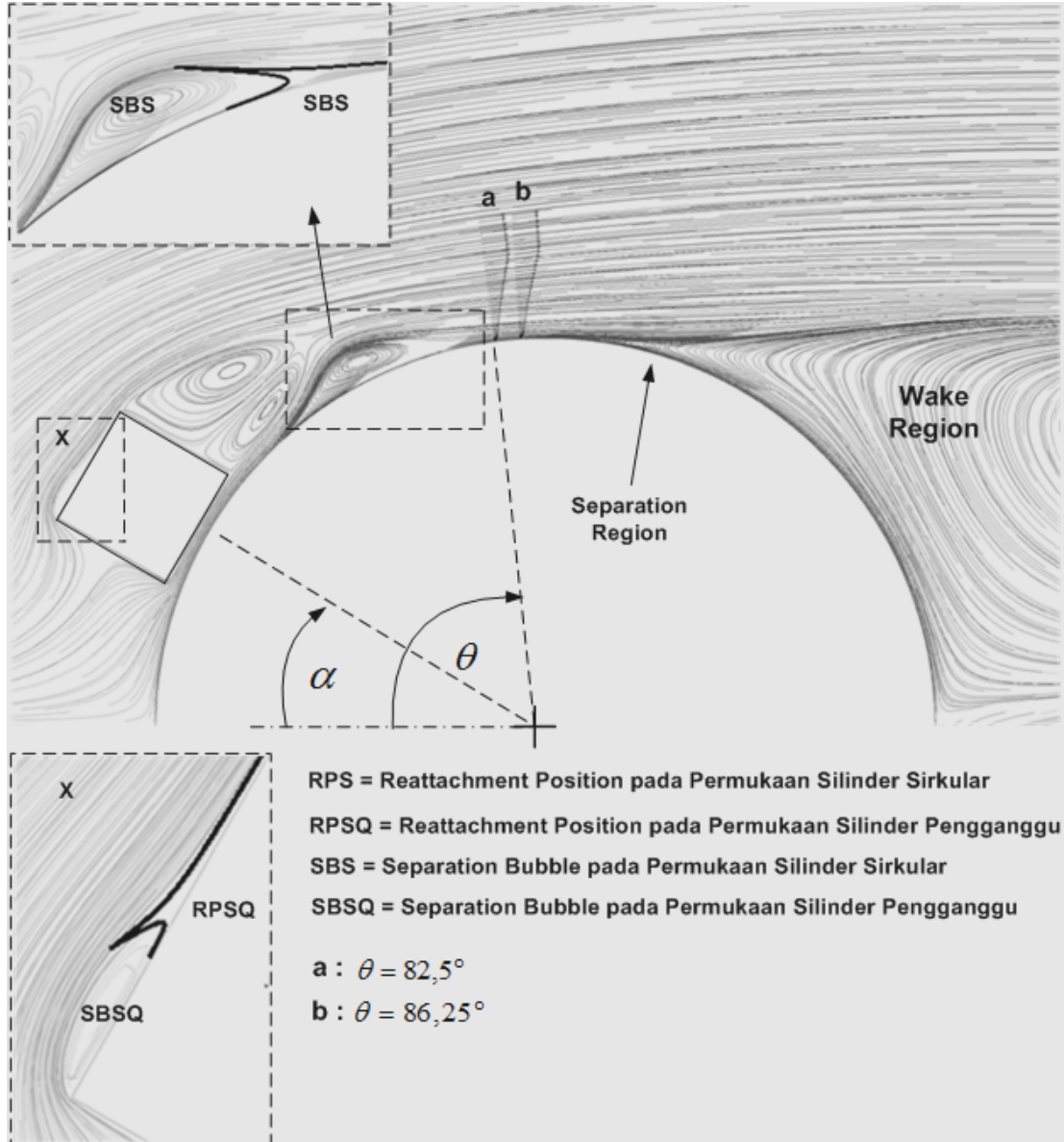
LAMPIRAN



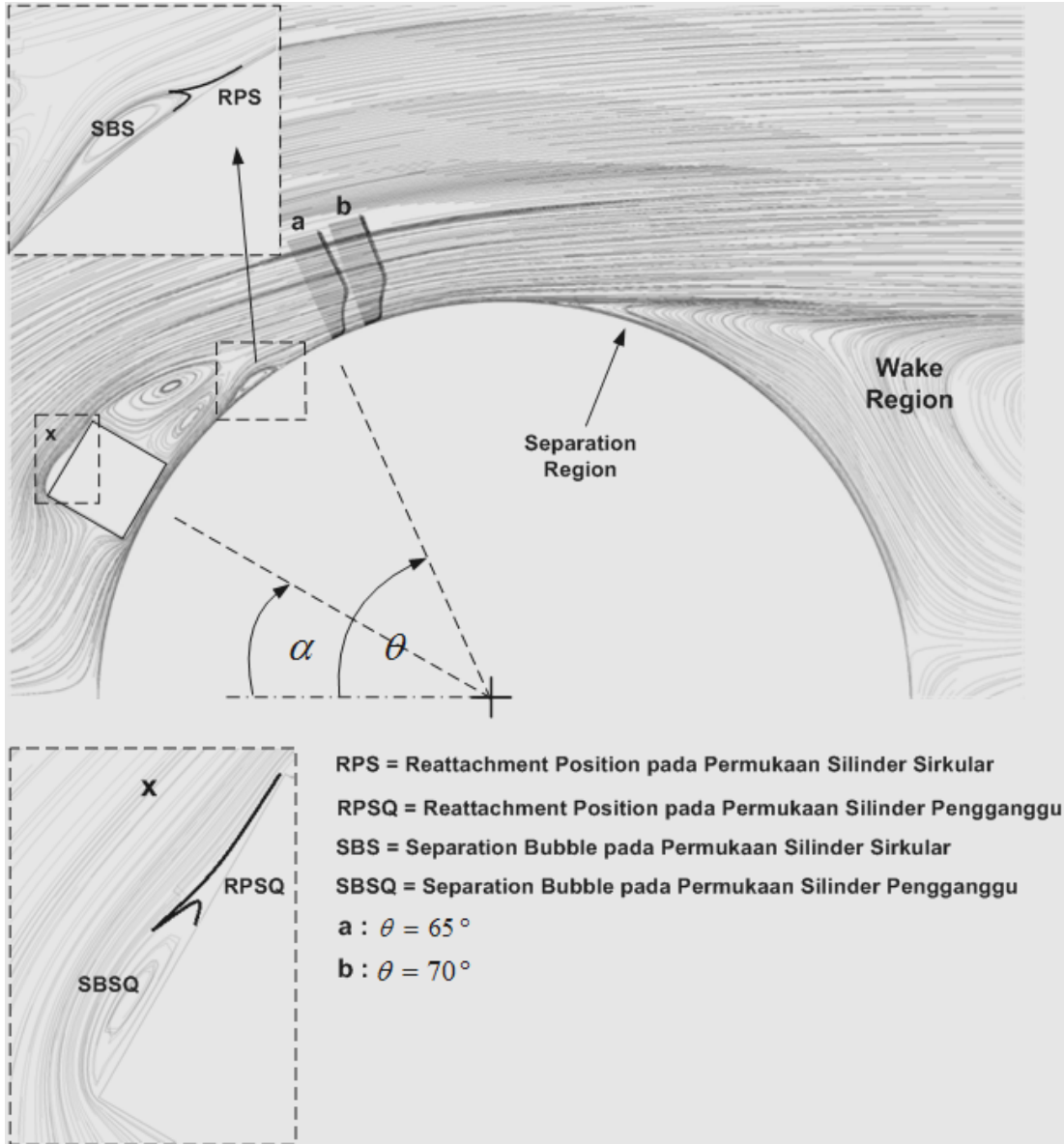
Gambar 1. Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 20° konfigurasi s/D 0.16; Re_D 31200



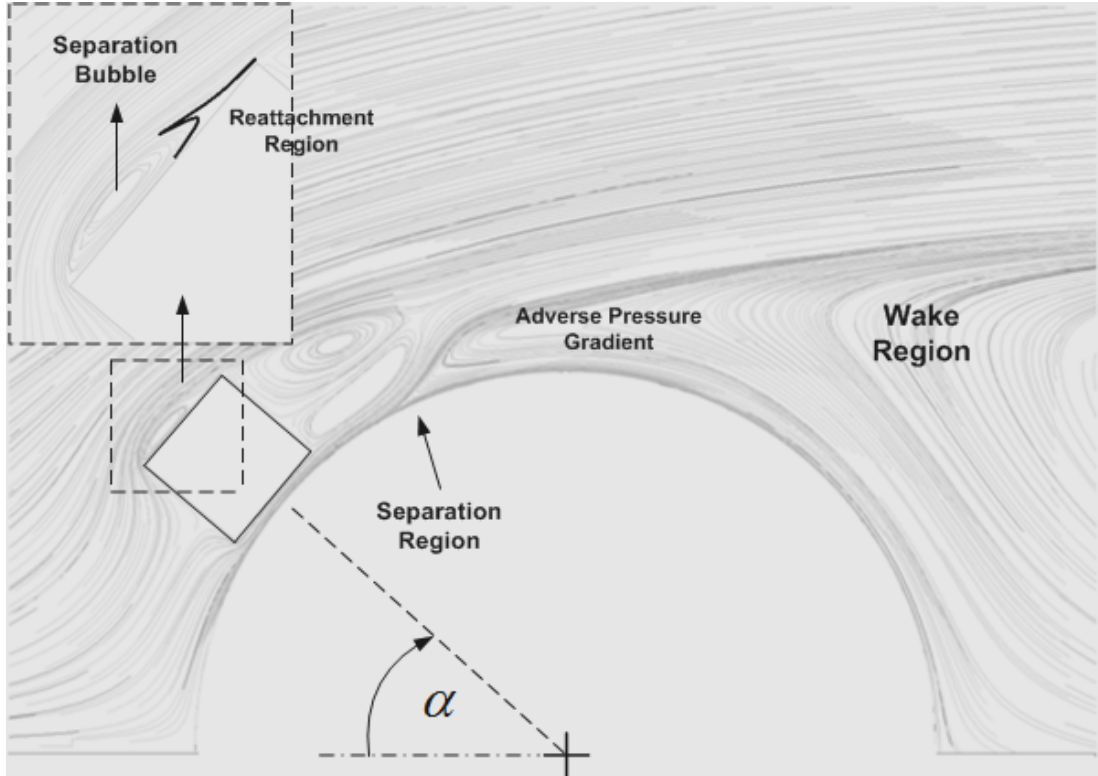
Gambar 2. Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 20° konfigurasi s/D 0.107, Re_D 46800



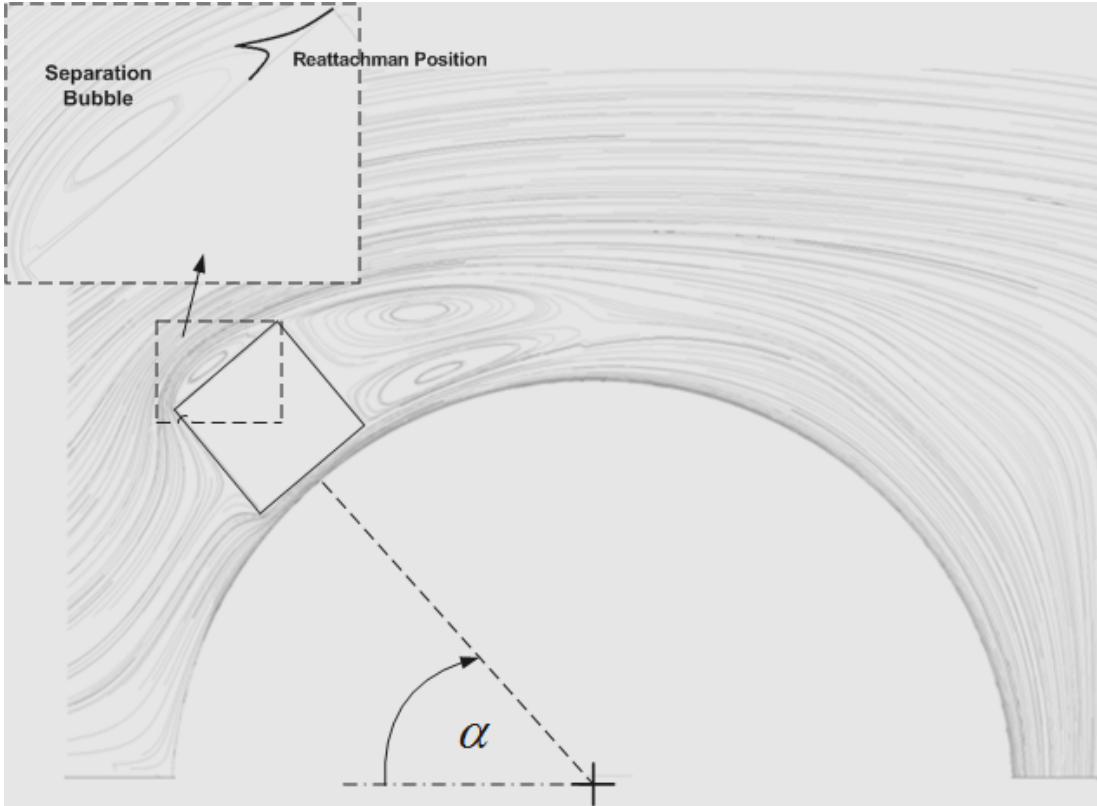
Gambar 3. Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 30° konfigurasi s/D 0.16; Re_D 31200



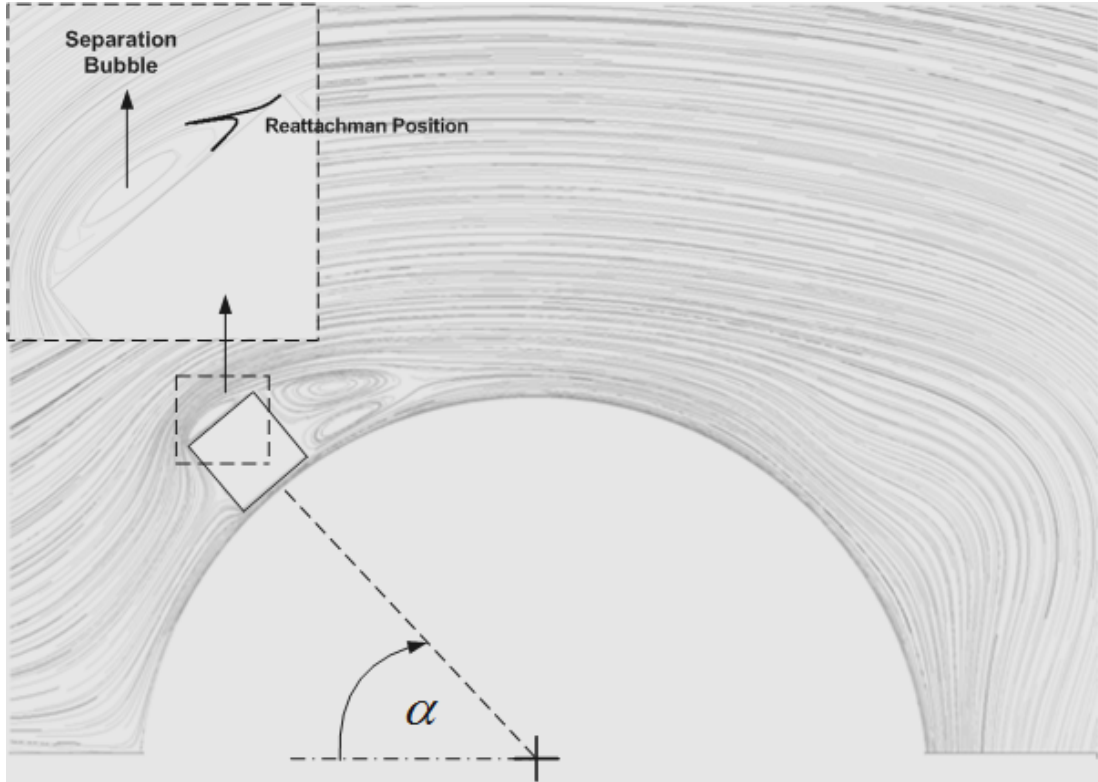
Gambar 4. Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* dan *velocity vector* pada silinder dengan sudut SDB (α) 30° konfigurasi s/D 0.107; Re_D 46800



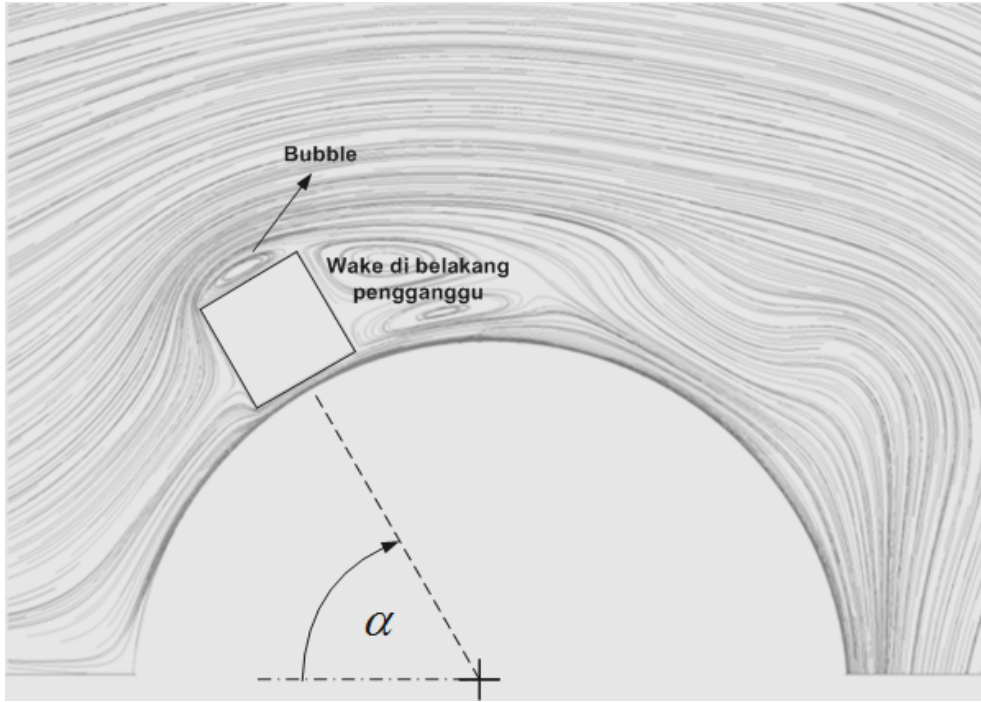
Gambar 5. Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB (α) 40° konfigurasi s/D 0.16, Re_D 31200



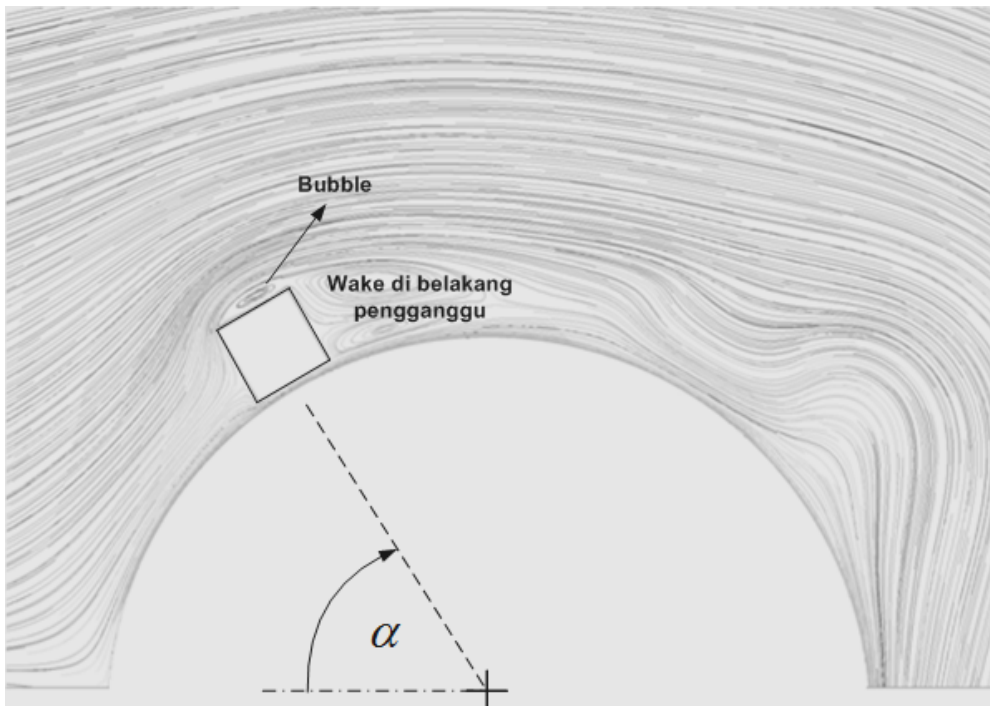
Gambar 6. Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB (α) 50°
konfigurasi s/D 0.16; Re_D 31200



Gambar 7. Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB (α) 50°
konfigurasi s/D 0.107; Re_D 46800

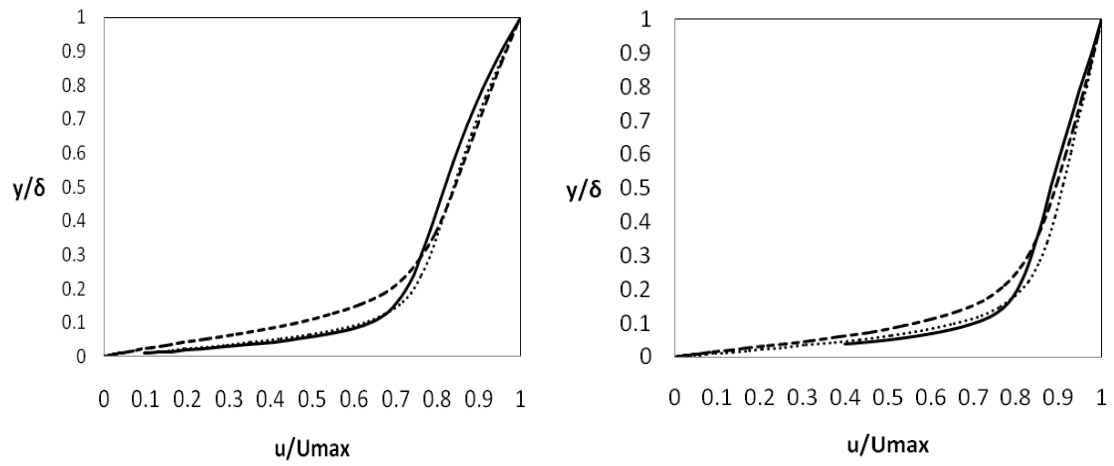


(a)



(b)

Gambar 8. Visualisasi aliran berupa *velocity pathline* pada silinder dengan sudut SDB (α) 60° (a) s/D 0.16, Re_D 31200; (b) s/D 0.107, Re_D 46800

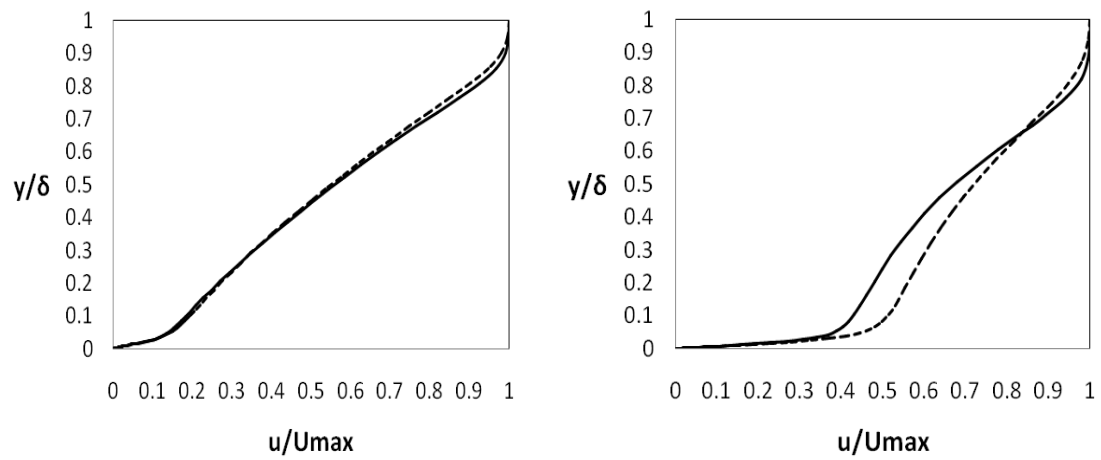


(a)

(b)

Gambar 9. Distribusi profil kecepatan (u/U_{\max}) pada silinder dengan sudut SDB 20° (a) s/D 0.16, Re_D 31200; (b) s/D 0.107, Re_D 46800. — Sudut kontur 65; Sudut kontur 75; - - - Sudut kontur

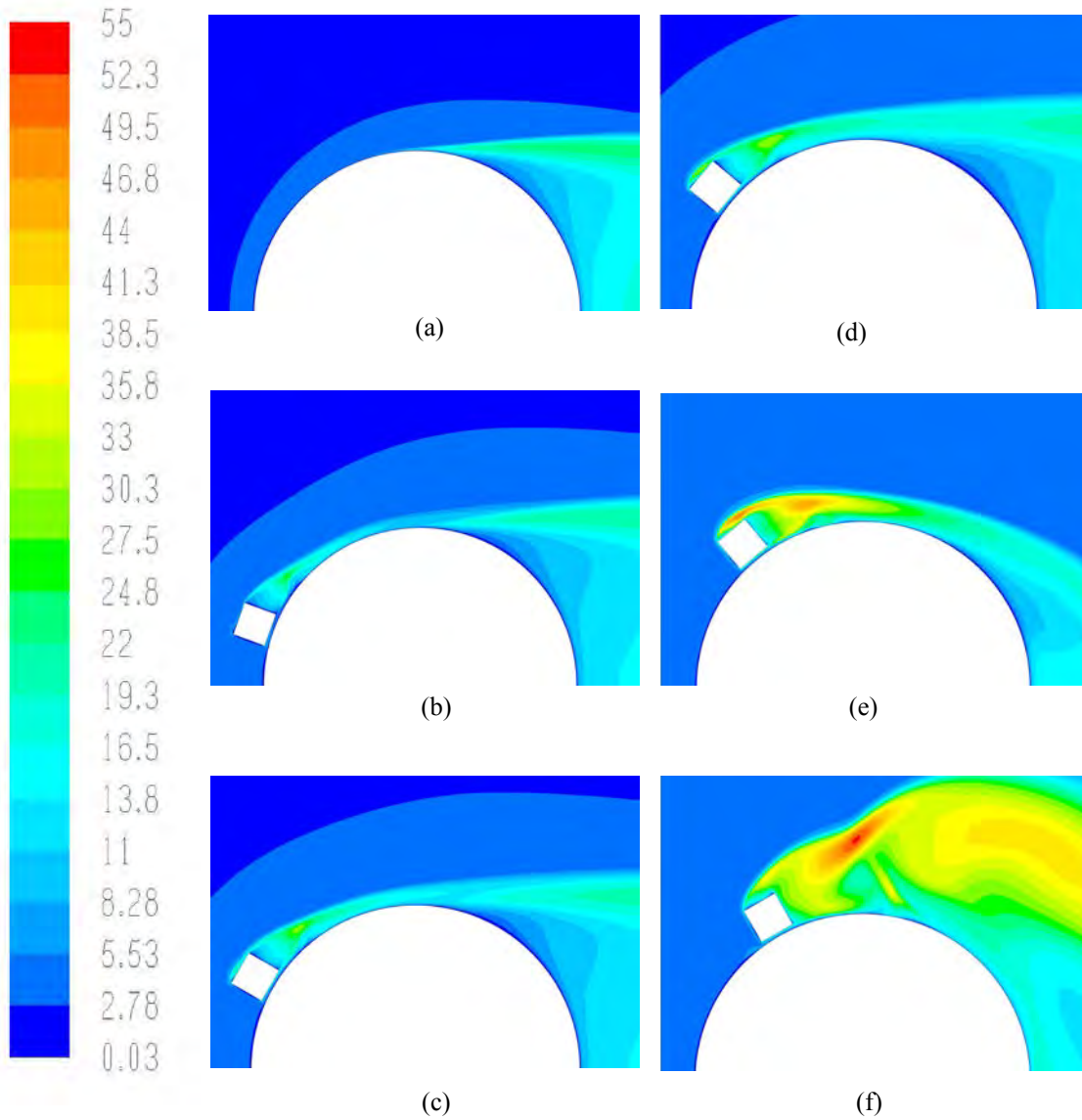
85



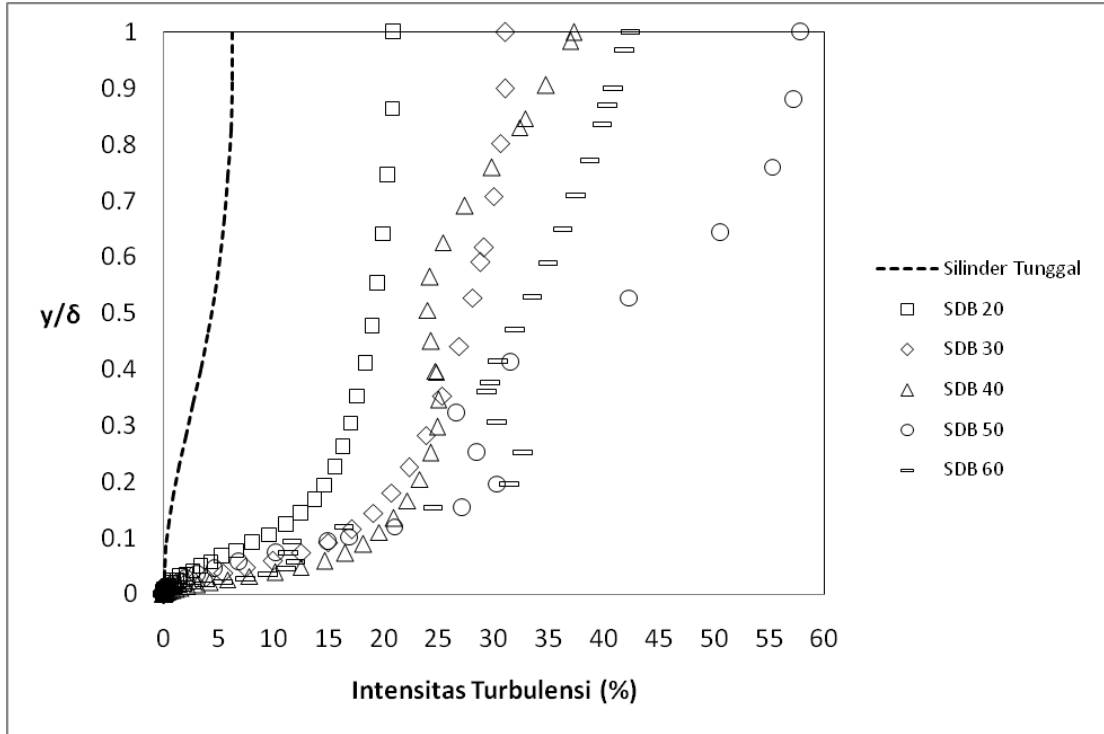
(a)

(b)

Gambar 10. Distribusi profil kecepatan (u/U_{\max}) pada silinder dengan sudut SDB 30° (a) s/D 0.16, Re_D 31200; (b) s/D 0.107, Re_D 46800. — Sudut kontur 82.5; - - - Sudut kontur 86.25



Gambar 11. Kontur Intensitas turbulensi (IT) silinder tunggal dan silinder dengan SDB (a) Silinder tunggal; (b) SDB 20°; (c) SDB 30°; (d) SDB 40°; (e) SDB 50°; (f) SDB 60° (s/D 0.16; Re_D 3.48×10^4)



Gambar 12. Distribusi Intensitas Turbulensi (IT) silinder tunggal dan silinder dengan SDB pada sudut kontur 68° (s/D 0.16; Re_D 3.48×10^4)

