



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR- TM141585

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN
MELINTASI SILINDER SIRKULAR
BERPENGANGGU PRISMA SEGITGA SAMASISI,
PRISMA SEGI EMPAT DAN SILINDER SIRKULAR**

“Studi Kasus Variasi Jarak Longitudinal (S/D) = 1,75 ÷ 2,00”

CAHYANINGSIH WILUJENG
NRP. 2111 100 045

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - TM141585

EXPERIMENTAL STUDY ABOUT FLOW CHARACTERISTICS ON A CIRCULAR CYLINDER DISTURBED BY EQUILATERAL TRIANGULAR PRISM, RECTANGULAR PRISM AND CIRCULAR CYLINDER

“Case Study for Variation of Spacing Position
(S/D)=1.75÷2.00”

CAHYANINGSIH WILUJENG
NRP. 2111 100 045

Advisor Lecture
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, D

Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology
Surabaya Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2016

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN
MELINTASI SILINDER SIRKULAR
BERPENGANGGU PRISMA SEGITGA SAMASISI,
PRISMA SEGI EMPAT DAN SILINDER SIRKULAR**
“Studi Kasus Variasi Jarak Longitudinal (S/D) = 1,75÷ 2,00”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik pada Bidang Studi Konversi Energi Program
Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

CAHYANINGSIH WILUJENG

NRP. 2111 100 045

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA (Pembimbing)
NIP. 19600129 198701 1 001
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph. D. (Penguji I)
NIP. 19641228 199003 1 002
3. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T. M.T. (Penguji II)
NIP. 19710405 199702 1 001
4. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T (Penguji III)
NIP. 19620216 199512 1 001

**SURABAYA
JANUARI, 2016**

STUDI EKSPERIMEN ALIRAN MELINTASI SILINDER SIRKULAR YANG DIBERI PENGGGANGGU BERBENTUK PRISMA SEGITIGA SAMASISI, PRISMA SEGIEMPAT, DAN SILINDER SIRKULAR

“Studi Kasus Variasi Jarak Longitudinal $S/D = 1,75 - 2,00$ ”

Nama Mahasiswa : Cahyaningsih Wilujeng
NRP : 2111 100 045
Jurusan : Teknik Mesin FTI ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstrak

Dalam kehidupan sehari-hari, aplikasi *engineering* sangat banyak digunakan dalam berbagai instalasi industri. Aplikasi *engineering* tersebut banyak yang berhubungan dengan aliran eksternal pada mekanika fluida. Salah satu penelitian aliran eksternal menarik adalah penelitian tentang aliran yang melintasi *body* berpengganggu. Pengaruh dari fenomena aliran melintasi *body* berpengganggu adalah terbentuknya *wake* serta *drag force* yang disebabkan oleh separasi aliran. Adanya gaya *drag* umumnya tidak diinginkan karena dapat mengurangi efisiensi energy. Salah satu pemanfaatan hasilnya adalah penggunaan konstruksi bangunan, fondasi bangunan *off-shore* dan jembatan agar didapat desain yang maksimum.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimen pada sebuah *wind tunnel* jenis *subsonic* dengan benda uji berupa silinder utama dengan diameter 60 mm dan *body* pengganggu berbentuk prisma segitiga samasisi, prisma segiempat dan silinder dengan variasi jarak $S/D = 1,75, 1,80, 1,85, 1,90, 1,95$ dan $2,00$. pengujian ini menggunakan bilangan Reynolds $= 5,3 \times 10^4$ berdasarkan S/D dan kecepatan *free stream*. Karakteristik aliran berupa grafik C_p , u/U_{maz} , St dan C_D diperoleh dengan mengukur distribusi tekanan pada kontur silinder utama, profil kecepatan dibelakang silinder,

frekuensi *vortex shedding*. Pengukuran distribusi tekanan menggunakan wall pressure tap yang dipasang di sekeliling silinder utama, pengukuran profil kecepatan menggunakan pitot static tube pada jarak pengukuran $x/D = 3$. Untuk pengambilan data untuk perhitungan bilangan *Strouhal* dilakukan dengan menempatkan *probe HWA* pada jarak $x = 3D$ dan $y = 1D$. Metode *Fast Fourier Transform* (FFT) digunakan untuk mengubah domain waktu menjadi domain frekuensi sehingga diperoleh frekuensi *vortex shedding*.

Hasil dari penelitian ini menunjukkan pengganggu yang paling efektif mengurangi gaya drag adalah pengganggu tipe B yang mampu mereduksi gaya drag sebesar 73,5% pada jarak $S/D = 1.75$. Hal ini disebabkan penambahan pengganggu mempercepat transisi lapis batas *boundary layer* silinder sirkular dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit dan menurunkan *drag force*.

Kata kunci : *body* pengganggu, perbandingan S/D , koefisien drag, *vortex shedding*

**EXPERIMENTAL STUDY ABOUT FLOW
CHARACTERISTICS ON A CIRCULAR CYLINDER
DISTURBED BY EQUILATERAL TRIANGULAR PRISM,
RECTANGULAR PRISM, AND CIRCULAR CYLINDER
"Case Study for Variation of Spacing Position (S/D) = 1.75 –
2.00"**

Name : Cahyaningsih Wilujeng
NRP : 2111 100 045
Department : Teknik Mesin FTI ITS
Advisor : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstract

The flow around circular cylinder has been subjected to intense research efforts in the past, mostly experiment but also by using numerical simulation. Different studies so that this flow configuration has many engineering application and still present one of the challenges in fluid mechanics, such as offshore risers, bridge piers, periscopes, chimney, towers, masts, stays, cables, antennae and wires. Therefore, it is still important to continue the study with circular cylinder as an object, especially on a group configuration. In order to reduce the drag coefficient of circular cylinder, some of methods were studied. This study is to present reducing of aerodynamics forces on a circular cylinder by upstream installation of some bluff bodies as passive control or disturbance, such as bodies Type A, Type B, Type C, Type D, and Type E.

In order to reduce the drag force on a circular cylinder ($D = 60$ mm), five bluff bodies; Type A, B, C, D, and E having a diameter (d) or long side of 7,5 mm were used as a passive control. The passive control were located in various spacing positions of $S/D = 1.75 ; 1.80 ; 1.85 ; 1.90 ; 1.95$ and 2.00. The experiments were carried out in a subsonic open circuit windtunnel. This facility has a 1780 mm long, with test section

660mm x 660 mm. the frees stream velocity of wind tunnel could be adjusted constant to 13,6 m/s, corresponding to Reynolds number $Re = 5,3 \times 10^4$ (base on diameter D and the free stream velocity). Seventy-two pressure taps with interval 5^0 were installed on the wall of the circular cylinder and connected to an inclined cerosine manometer, which it makes it possible to measure the pressure distribution around the circular cylinder. The velocity profile behind the circular cylinder was measured using a pitot-static tube connected to the inclined manometer. The pitot-static tube was placed at 18 cm at the rear of the axis of the cylinder or corresponding to $x/d = 3$, and finally frequency of vortex shadding behind the cylinder was measured at $x/D = 3$ and $y/D = 1$ by hot wire anemometer.

The experimental result show that there is redaction of drag coefficient on main cylinder by upstream installation of the sum bluff body as passive control or cylinder disturbance. The passive control “Type B” at $S/D = 1.75$ gives has the highest drag reduction on the large circular cylinder situated downstream. It gives about 0.265 times the drag of a single cylinder.

Keywords: passive flow control, drag, equilateral triangular prism, rectangular prism, and circular cylinder

KATA PENGANTAR

Puji dan Syukur penulis Haturkan kepada Allah SWT yang telah memberikan karunia dan anugerah-Nya serta junjungan seluruh umat Islam Nabi Muhammad SAW yang telah mengajarkan arti kata kesabaran dan kegigihan sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan judul **STUDI EKPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN MELINTASI SILINDER SIRKULAR BERPENGGAGGU PRISMA SEGITIGA SAMASISI, PRISMA SEGIEMPAT SAMASISI DAN SILINDER SIRKULAR "Studi Kasus Variasi Jarak Longitudinal S/D = 1,75 - 2,00"**. Tidak lupa pula terima kasih sebesar-besarnya penulis ucapkan kepada:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA, selaku dosen pembimbing yang telah banyak meluangkan waktu, tenaga, serta ilmu yang tak ternilai harganya.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Sutardi, M.Eng, Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT, dan Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST. MT, selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saranya kepada penulis.
3. Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS atas dukungan serta bantuannya sehingga member kemudahan kepada penulis dalam urusan administratif serta urusan yang lainnya.
4. Keluarga besar H.M Soekardi yang selalu mendukung penulis untuk segera menyelesaikan studi S1 di Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Ayah, Ibu, Hadi, Rio, Dewi, Nanda atau "boireng's family" yang selalu menjadi motivasi penulis untuk terus berusaha.
6. Rekan-rekan seperjuangan dalam menyelesaikan Tugas Akhir. Hayati, Sudahra, Gablay, dan Moreng yang selalu ada saat penyelsaian Tugas Akir ini.

7. Teman-teman Foreplay Bengkelers, Oci, Opi, Uting, Ohir, Aji, Mamet, Hisyam, Gopel, Nabil, Genji, Pentol, Moreng, Viki, Blay, Om, Said, Junta, Bra, Gayuh, Fahmi, Hashfos, Botol, Gafar dan rekan lainnya (Kombet) yang tidak disebutkan oleh penulis. Terimakasih telah sabar menghadapi sifat penulis selama ini. Senang bisa mengenaldan menjadi bagian pada hidup kalian saudara.
8. Keluarga Besar Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS, angkatan 2007 – 2014 yang tidak akan mampu disebutkan oleh penulis. Terimakasih untuk hari penuh canda, tawa, tangis, amarah dan makiannya selama ini, terimakasih telah merubah seorang anak kecil menjadi lebih sedikit kuat.
9. Lelaki hebat yang teguh pada pendirian dan agama, terimakasih telah bertahan.
10. Opi, Iqo, Pindi, Dori, MbK Ratih, Oci, Elsa dan Zahra wanita - wanita hebat yang selalu mendukung penulis dengan cara aneh mereka. Selamat menjalani hidup dan berbahagialah wanita.
11. Divisi Umum Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS beserta jajarannya yang penulis banggakan. ITG, WHY, Elsa, Zara, KCT, Heri, Azis, Nia, Toni, Manda, Wicak, Citro, HSM, GPL, PTG. Bangga, bahagia, senang, sedih, kecewa adalah hal yang biasa namun mengenal kalian adalah hal yang luar biasa.
12. Tetua gelap penguasa mesin, Skubleh, Om Bowo, Om Krec, Om El, Om Haris, Ms Abeng, Ms Hanif, Sangkil, Ms Faruq, Ms Boi yang telah mengenalkan penulis akan indahnya dunia luar serta pentingnya tanggungjawab. Kehidupan kampus menjadi lebih indah karena kisah dan dongeng indah kalian selama ini.
13. Teman-teman 'M 54' yang telah menjadi teman dan sahabat seperjuangan beberapa tahun ini, senang mengenal kalian kawan.

14. Semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebut satu-persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan Tugas Akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xvi
DAFTAR SIMBOL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Tujuan Penelitian	5
1.4. Batasan Masalah	6
1.5. Manfaat Penelitian	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Dasar Teori.....	7
2.1.1. Aliran Laminar dan Turbulen.....	7
2.1.2. Bilangan <i>Reynolds</i>	7
2.1.3. Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi dan Tekanan Dinamis	8
2.1.4. Koefisien Tekanan.....	9
2.1.5. Koefisien <i>Drag</i> dan <i>Lift</i>	10
2.1.6. Aliran Melintasi Sebuah Silinder	14
2.1.7. Hot Wire Anemometer	17
2.1.8. Bilangan Strouhal.....	22
2.2 Penelitian Terdahulu	23
2.2.1. Penelitian Silinder dengan Pengganggu	23
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1 Parameter yang Diukur	31
3.1.1. Analisa Dimensi	32
3.3.1.1. Koefisien Drag (CD).....	32

3.3.1.2 Koefisien Tekanan (C_p)	33
3.3.1.2 Bilangan Strouhal (St)	33
3.2. Metode Eksperimen	34
3.2.1. Benda Uji	34
3.2.2. Peralatan	36
3.2.3. Prosedur Penelitian	39
3.2.3.1. Kalibrasi DeltaH (ΔH) dan Arus	39
3.2.4. Prosedur Pengambilan Data	40
3.2.4.1. Pengambilan Data Kuantitatif Frekuensi <i>Vortex Shedding</i>	40
3.2.4.2. Pengambilan Data Profil Kecepatan di Belakang Silinder Utama	41
3.2.4.3 Pengambilan Data Distribusi Tekanan Silinder Utama (C_P)	42
3.2.5. <i>Flowchart</i> Penelitian	43
3.2.5.1. Kalibrasi Delta H (ΔH) dan Arus	43
3.2.5.2. Pengambilan Data Koefisien Tekanan (C_p), Frekuensi dan Profil Kecepatan	45
3.3. <i>Table Planer</i> Penelitian	46

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian	48
4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds	48
4.2 Contoh Perhitungan	50
4.2.1 Perhitungan Koefisien Tekanan (C_p)	50
4.2.2 Perhitungan Koefisien <i>Drag Pressure</i> (C_{Dp})	52
4.3 Analisa Aliran Melintasi Silinder Sirkular Tunggal dengan Bilangan <i>Reynolds</i> $5,3 \times 10^4$	53
4.3.1. Distribusi Tekanan (C_P) Silinder Sirkular Tunggal	54
4.3.2. Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> dan Bilangan <i>Strouhal</i> Silinder Sirkular Tunggal	55

4.3.3.	Profil Kecepatan Silinder Sirkular Tunggal.....	56
4.4	Analisa Aliran Melintasi Silinder Sirkular Berpengganggu dengan Bilangan <i>Reynolds</i> $5,3 \times 10^4$	57
4.4.1.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Berpengganggu.....	58
4.4.1.1.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Type A.....	58
4.4.1.2.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Type B.....	60
4.4.1.3.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Type C.....	62
4.4.1.4.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Type D.....	64
4.4.1.5.	Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Type E.....	66
4.4.1.6.	Kofisien Drag Pressure (C_{Dp}) Silinder Sirkular Berpengganggu dengan Variasi jarak $1.75 \leq S/D$ ≤ 2.0	68
4.4.2.	Analisa Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu.....	70
4.4.2.1.	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A.....	70
4.4.2.2.	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe B.....	72

4.4.2.3.	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe C	73
4.4.2.4.	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe D	75
4.4.2.5.	Frekuensi <i>Vortex Shedding</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe E	76
4.4.2.1.	<i>Strouhal Number</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A hingga Tipe E	78
4.4.3.	Analisa Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu	79
4.4.3.1.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe A	79
4.4.3.2.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe B	80
4.4.3.3.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe C	82
4.4.3.4.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe D	83
4.4.3.5.	Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe E	84

4.4.4.	Analisa Perbandingan Karakteristik Aliran dengan Penelitian Tsutsui Igarashi pada Jarak $S/D = 1,75$	86
4.4.4.1.	Analisa Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Berpengganggu pada Jarak $S/D = 1,75$	86
4.4.4.2.	Analisa Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu pada Jarak $S/D = 1,75$	89
4.4.4.3.	Visualisasi Aliran pada Silinder Sirkular dengan Pengganggu pada $S/D = 1,75$	91
4.4.5.	Koefisien Drag Pressure (C_{Dp}) Melintasi Silinder Sirkuler Berpengganggu dengan S/D 0,6-2,0	93
4.4.6	<i>Strouhal Number</i> di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A hingga Tipe E dengan S/D 0,6-2,0	94
BAB V PENUTUP		
5.1	Kesimpulan	96
5.2	Saran	97
DAFTAR PUSTAKA		108
LAMPIRAN		109
RIWAYAT PENULIS		116

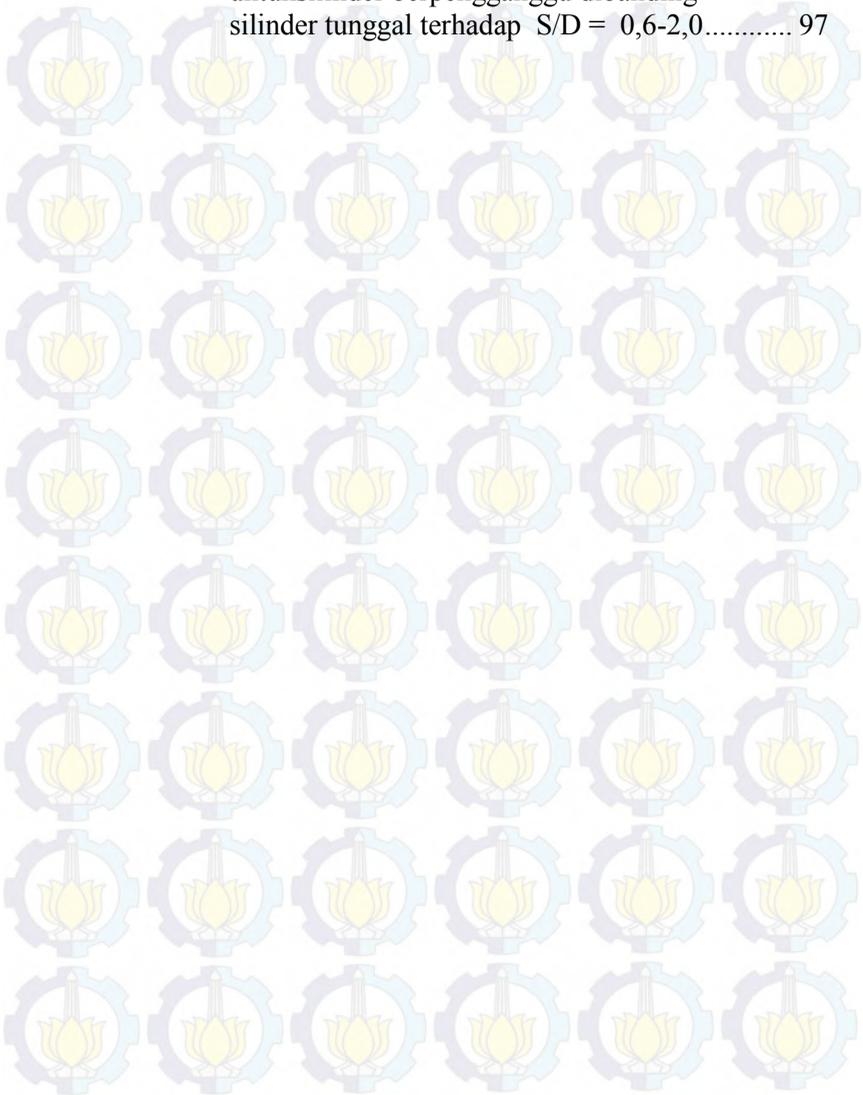
DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Penguraian Gaya <i>drag</i> dan <i>lift</i> pada kontur permukaan lengkung	10
Gambar 2.2	Penguraian profil kecepatan pada area <i>downstream</i> silinder	11
Gambar 2.3	Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder	14
Gambar 2.4	Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder berpengganggu	16
Gambar 2.5	Sensor HWA	18
Gambar 2.6	Data <i>time series</i>	21
Gambar 2.7	Data Frekuensi <i>Vortex Shedding</i>	22
Gambar 2.8	Geometri benda uji	23
Gambar 2.9	Grafik bilangan Strouhal dan koefisien <i>drag</i>	24
Gambar 2.10	Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama	24
Gambar 2.11	Visualisasi aliran pada silinder utama	26
Gambar 2.12	Visualisasi aliran pada silinder berpengganggu tipe I	26
Gambar 2.13	Distribusi tekanan C_p pada aliran melalui silinder berpengganggu tipe I pada berbagai sudut potong	27
Gambar 2.14	Profil kecepatan pada aliran melalui silinder berpengganggu tipe I pada berbagai sudut potong	28
Gambar 2.15	Grafik perbandingan bilangan Strouhal pada silinder tunggal, silinder utama dengan pengganggu silinder sirkular, dan silinder utama pengganggu silinder teriris tipe I	29
Gambar 3.1	Skema penelitian dan parameter yang diukur	31
Gambar 3.2	Benda uji (a) tipe A (b) Tipe B (c) Tipe C (d) Tipe D (e) Tipe E	35
Gambar 3.3	Subsonic, open circuit windtunnel (a) tampak belakang (b) tampak depan	36

Gambar 3.4	Skema dan dimensi wind tunnel	37
Gambar 3.5	<i>Pitot static tube</i>	37
Gambar 3.6	<i>Inclined manometer</i>	38
Gambar 3.7	Skema konversi manometer dan <i>pressure transducer</i>	39
Gambar 3.8	Grafik kalibrasi Δh terhadap arus	40
Gambar 3.9	Skema pengambilan data frekuensi	40
Gambar 3.10	Flowcart Delta H (ΔH) dan Arus	44
Gambar 3.11	Flowchart pengambilan data	46
Gambar 4.1	Grafik koefisien tekanan (CP) sebagai fungsi dari sudut (θ) untuk silinder sirkular tunggal	54
Gambar 4.2	Signal tegangan fungsi waktu silinder sirkular tunggal	55
Gambar 4.3	Signal frekuensi silinder sirkular tunggal	56
Gambar 4.4	Grafik profil kecepatan di belakang silinder tunggal	57
Gambar 4.5	Grafik CP silinder sirkular dengan pengganggu tipe A	58
Gambar 4.6	Grafik CP silinder sirkular dengan pengganggu tipe B	60
Gambar 4.7	Grafik CP silinder sirkular dengan pengganggu tipe C	62
Gambar 4.8	Grafik CP silinder sirkular dengan pengganggu tipe D	65
Gambar 4.9	Grafik CP silinder sirkular dengan pengganggu tipe E	67
Gambar 4.10	Grafik perbandingan koefisien drag pressure setiap pengganggu pada jarak $S/D=1.75$ hingga $S/D=2.0$	69
Gambar 4.11	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)	71
Gambar 4.12	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe B dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)	73

Gambar 4.13	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe C dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)	74
Gambar 4.14	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe D dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)	76
Gambar 4.15	Grafik <i>Strouhal number</i> untuk silinder berpengganggu tipe E dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)	77
Gambar 4.16	Grafik bilangan <i>Strouhal</i> silinder berpengganggu dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D).....	78
Gambar 4.17	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe A	80
Gambar 4.18	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe B	81
Gambar 4.19	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe C	82
Gambar 4.20	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe D	83
Gambar 4.21	Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe E.....	85
Gambar 4.22 (a)	Grafik <i>coefficient pressure</i> Pengganggu Tipe A, B, C, D, dan E pada $S/D = 1,75$ (b) Grafik <i>coefficient pressure</i> pada $0,05 \leq d/D \leq 0,25$ dan $L/D = 1,75$	87
Gambar 4.23	Grafik <i>Strouhal Number</i> (Tsutsui Igarashi, 2002) pada $L/D = 1.75$	90
Gambar 4.24	Visualisasi aliran melalui silinder sirkular pada <i>Reynolds number</i> 53000.....	91
Gambar 4.25	Visualisasi aliran pada pengganggu Tipe B jarak $S/D = 1,75$	92
Gambar 4.26	Grafik gabungan nilai C_{Dp} terhadap S/D 0,6- 2,0	93

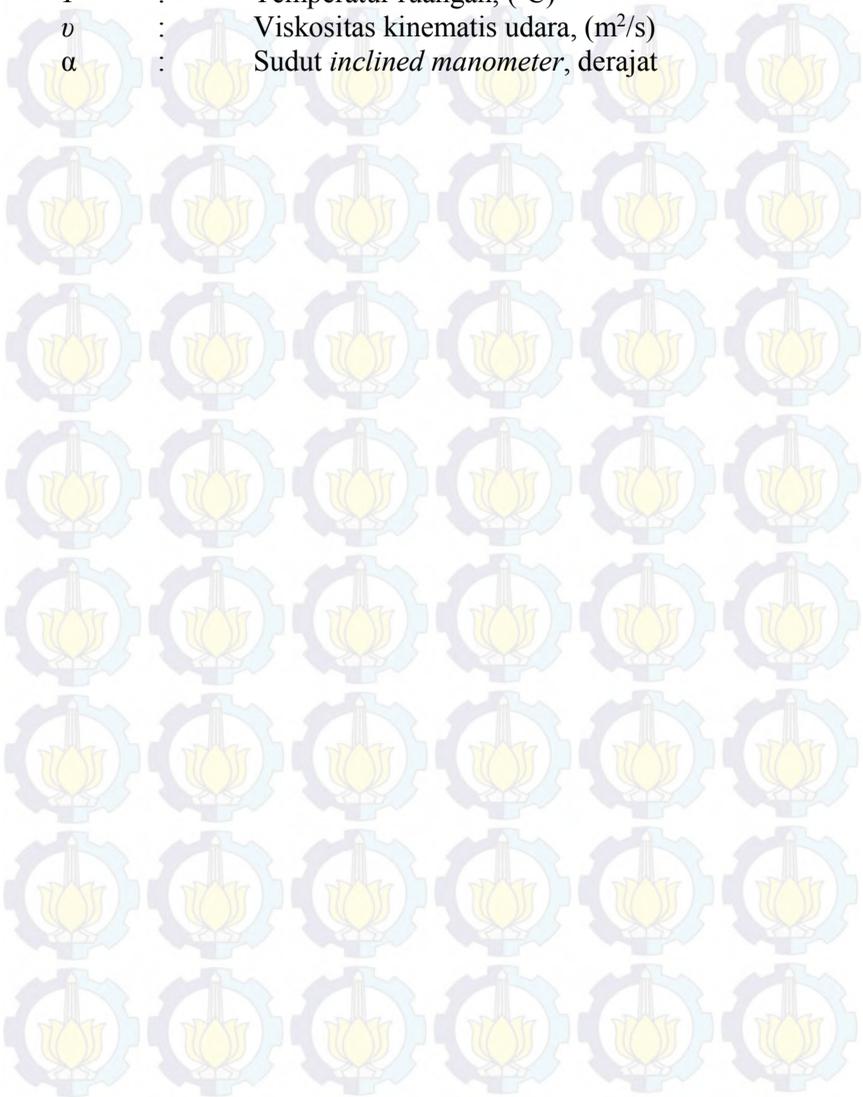
Gambar 4.27 Grafik gabungan *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu dibanding silinder tunggal terhadap $S/D = 0,6-2,0$ 97



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Nilai Cd dari beberapa bentuk penampang pada $Re = 10^5$	14
Tabel 2.2	Properti tungsten	18
Tabel 3.1	Rencana waktu penelitian	47
Tabel 4.1	Rasio <i>Coefficient drag pressure</i> pada semua Tipe pengganggu $S/D = 1,75 - 2,0$	70
Tabel 4.2	Frekuensi dan Strouhal number silinder tunggal dan berpengganggu tipe A	71
Tabel 4.3	Frekuensi dan Strouhal number silinder tunggal dan berpengganggu tipe B	72
Tabel 4.4	Frekuensi dan Strouhal number silinder tunggal dan berpengganggu tipe C	74
Tabel 4.5	Frekuensi dan Strouhal number silinder tunggal dan berpengganggu tipe D	75
Tabel 4.6	Frekuensi dan Strouhal number silinder tunggal dan berpengganggu tipe E.....	77
Tabel 4.7	Frekuensi dan <i>Strouhal number</i> silinder berpengganggu.....	90

SG : *Specific of gravity*
 T : Temperatur ruangan, (°C)
 ν : Viskositas kinematis udara, (m²/s)
 α : Sudut *inclined manometer*, derajat



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam kehidupan sehari-hari, aplikasi *engineering* sangat banyak digunakan dalam berbagai instalasi industri. Salah satunya adalah aplikasi aliran eksternal salah satu penelitian aliran eksternal yang dilakukan adalah penelitian tentang aliran yang melintasi *body* pengganggu. Salah satu pemanfaatan hasil penelitian ini adalah penggunaan konstruksi bangunan, fondasi bangunan *off-shore* dan jembatan. Karena itu menarik untuk dilakukan penelitian tentang aliran melintasi *body* pengganggu ataupun memvariasikan bentuk pengganggu sehingga nantinya didapat desain konstruksi yang maksimum.

Penelitian mengenai aliran eksternal melintasi *body* pengganggu akan mempengaruhi fenomena aliran yang terjadi. Pengaruh dari fenomena aliran tersebut adalah terbentuknya *wake* serta *drag force* yang disebabkan oleh separasi aliran. Adanya gaya *drag* umumnya tidak diinginkan karena dapat mengurangi efisiensi energy. Besarnya *drag force* dipengaruhi oleh letak titik separasi aliran pada *body*. Pada penelitian terdahulu telah banyak variasi bentuk *body* yang telah dilakukan untuk mengurangi *drag force* yang terjadi.

Beberapa metode dapat digunakan untuk mengetahui karakteristik suatu aliran seperti besar distribusi tekanan (C_p), distribusi penurunan tekanan (C_{dp}), serta Bilangan *Strouhal* (St). Bilangan *Strouhal* adalah bilangan tak berdimensi yang menjelaskan tentang mekanisme dari osilasi aliran dimana pengamatan difokuskan pada pergolakan atau ketidakstabilan aliran. Parameter ini diambil dari **Vincenc Strouhal (1978)**, yang menyatakan bilangan *Strouhal* sebagai perbandingan frekuensi *vortex shedding* dengan kecepatan udara, $St = f_s \cdot D/U$ dimana St adalah Bilangan Strouhal, f_s adalah *vortex shedding*, D adalah

diameter silinder sirkular utama dan U adalah kecepatan aliran fluida.

Penelitian **Tsutsui dan Igarashi (2002)** memberikan korelasi antara bilangan Strouhal dan bilangan Reynolds dan didapatkan kesimpulan berupa peningkatan bilangan Strouhal dengan adanya pertambahan perbandingan diameter (d/D) dan pertambahan bilangan Reynolds diatas 3×10^4 maka titik separasi semakin cepat bergeser, tebal *shear layer* berkurang dan bilangan Strouhal meningkat.

Aiba dan Watanabe (1997) melakukan penelitian dengan cara memodifikasi penampang silinder sirkular menjadi silinder teriris tipe-D dan tipe-I. Dari penelitian tersebut didapatkan hasil bahwa dengan mengubah penampang silinder sirkular menjadi penampang teriris akan mengurangi *drag force* karena titik separasinya tertunda lebih kebelakang.

Igarashi dan Shiba (2006) melanjutkan penelitian tersebut dengan menggunakan silinder tipe-D berdiameter 50 mm dengan sudut potong $\theta_f = 30^\circ$ dan 40° , dan silinder tipe-I berdiameter 20, 30, 40, 60 dan 80 mm dengan sudut potong $\theta_f = 53^\circ$ dan $\theta_r = 127^\circ$. Dari penelitian diketahui bahwa pada aliran fluida melewati silinder teriris tipe-D dengan sudut potong $\theta_f \leq 50^\circ$ tetap dapat mengikuti bentuk kontur pada bagian *upstream* silinder tipe-D hingga terjadi separasi laminar pada beberapa derajat sebelum mencaapi pusat lengkung silinder. Sementara pada sudut potong $50^\circ \leq \theta_f \leq 53^\circ$ dengan $Re > 23000$ terjadi separasi turbulen yang mengakibatkan koefisien *drag* berkurang secara signifikan. *Shear layer* terseparasi dari ujung sudut potong dan *attach* kembali pada sisi lengkung silinder atau dengan kata lain terjadi separasi *bubble*. Namun pada silinder dengan sudut potong $\theta_f \geq 53^\circ$ tidak terjadi separasi *bubble* melainkan langsung terjadi separasi *massive*.

Pada penelitian **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari 0° sampai 65° yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$. Hasil dari penelitian tersebut

didapatkan bahwa pengurangan koefisien *drag* silinder sirkular utama yang paling efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65° . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I 65° sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* silinder tunggal.

Pada buku “Intermediate Fluid Mechanic” karangan **Fred Stern (2009)**, terdapat nilai C_D dari berbagai macam bentuk benda dengan $Re = 10^5$. Benda berbentuk sirkular disebut dengan tipe A memiliki $C_D = 1,2$. Benda berbentuk prisma segiempat dengan aliran fluida menabrak sisi persegi disebut tipe B memiliki $C_D = 2,1$. Lalu benda prisma segiempat dengan aliran fluida menabrak sudut persegi disebut tipe C memiliki $C_D = 1,6$. Selain itu terdapat benda berbentuk prisma segitiga sama sisi dengan aliran fluida menabrak sisi segitiga disebut tipe D memiliki $C_D = 2$. Dan benda berbentuk prisma segitiga sama sisi dengan aliran fluida menabrak sudut segitiga disebut dengan tipe E memiliki $C_D = 1,6$.

Bila fluida dialirkan dengan nilai bilangan Reynolds tertentu yaitu $Re = 5,3 \times 10^4$ melewati silinder sirkular utama yang diberi pengganggu dengan beberapa variasi bentuk *body* pengganggu yaitu tipe A, B, C, D dan E serta diberikan variasi rasio antara jarak *body* pengganggu terhadap diameter silinder sirkular utama yaitu S/D sebesar harga tertentu nantinya diharapkan dapat diketahui karakteristik aliran dari setiap tipe *body* pengganggu dan akan diketahui *body* pengganggu yang paling efektif mengurangi gaya *drag* pada silinder utama

1.2 Perumusan Masalah

Aliran yang melewati suatu *body* silinder sirkular akan memiliki *boundary layer* yang simetris pada bagian *upper* dan

lower. Jika momentum aliran tidak mampu melawan pengaruh gesekan serta *adverse pressure gradient* maka *boundary layer* akan terlepas dari kontur *body* sehingga terjadi separasi. Semakin cepat separasi terjadi maka semakin besar *wake* yang terbentuk. Terjadinya *wake* yang cukup lebar menimbulkan *drag force* yang besar. Karena separasi yang terjadi pada silinder tersebut simetri, maka tidak ada *lift force* yang timbul akibat aliran fluida.

Berdasarkan penelitian yang dilakukan **Triyogi et al (2009)**, yang meneliti pengaruh sudut pemotongan pada *body* pengganggu tipe I terhadap gaya drag pada silinder utama, dengan sudut potong berkisar antara $\theta = 0^{\circ} - 72,5^{\circ}$. Dari variasi sudut pemotongan tersebut terjadi perubahan terhadap gaya *drag* yang terjadi pada silinder sirkular utama. Efek penurunan gaya *drag* yang terbesar pada silinder sirkular utama terjadi pada sudut iris 65° untuk silinder tipe I. Sedangkan penurunan gaya *drag* yang paling kecil pada sudut iris 53° . Dari hasil penelitian tersebut membuktikan bahwa bentuk dan kontur *body* pengganggu mempengaruhi besarnya gaya *drag* pada silinder sirkular utama.

Menurut **Fred Stern (2009)**, silinder tipe A (bujur sangkar biasa), tipe D (segitiga samasisi diputar 210°), tipe B (bujur sangkar diputar 45°), tipe C (segitiga samasisi diputar 30°), dan tipe E (silinder pejal) berturut-turut mempunyai nilai koefisien *drag* (C_D) yang semakin mengecil yakni 2,1, 2,0, 1,6, 1,6 dan 1,2. Sedangkan menurut **Triyogi et al (2009)**, silinder pengganggu yang memiliki nilai koefisien *drag* (C_D) yang besar akan menyebabkan gaya *drag* yang dihasilkan pada silinder sirkular utama semakin kecil sehingga dapat diambil hipotesa bahwa tipe *body* pengganggu yang paling efektif untuk menurunkan gaya *drag* pada silinder utama berturut-turut adalah tipe A (bujur sangkar biasa), tipe D (segitiga samasisi diputar 210°), tipe B (bujur sangkar diputar 45°), tipe C (segitiga samasisi diputar 30°) dan tipe E (silinder pejal).

Berdasarkan penelitian **Rizal (2010)** tentang rancang *hot wire anemometer* (HWA) *single normal probe* untuk mengukur

bilangan Strouhal pada karakteristik aliran di belakang silinder utama yang diganggu oleh silinder teriris tipe-I. Dari penelitian tersebut didapatkan kesimpulan bahwa penggunaan pengganggu berupa silinder teriris tipe-I yang ditempatkan di depan silinder utama efektif untuk meningkatkan bilangan Strouhal ketika jarak antara kedua pusatnya (S/D) sama dengan 1,375. Sedangkan pada jarak S/D sama dengan 0,55 (jarak antara silinder pengganggu dekat dengan silinder utama) tidak didapatkan hasil yang signifikan pada perubahan bilangan Strouhal. Hal ini menunjukkan bahwa terdapat pengaruh S/D terhadap besarnya bilangan Strouhal juga pengaruh terhadap besarnya gaya *drag* yang ditimbulkan.

Dari penjabaran di atas, penelitian menggunakan pengganggu tipe A, B, C, D, dan E sebagai pengganggu di depan silinder sirkular utama pada jarak $S/D = 1,75 - 2,00$ akan menarik dilakukan sebagai pelengkap pada penelitian sebelumnya yang dilakukan pada jarak $S/D = 0,6 - 1,7$. Sehingga dalam penelitian ini akan dilakukan studi eksperimen tentang pengaruh pengganggu dengan tipe A,B,C,D, dan E pada Bilangan *Reynolds* 53.000 untuk variasi jarak antara benda pengganggu dengan silinder utama $S/D = 1,75 - 2,0$.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian adalah untuk mengetahui karakteristik aliran serta membandingkan pengaruh profil pengganggu tipe A, B, C, D, atau E pada jarak $S/D = 1,75 - 2,0$ yang mampu mereduksi secara optimum gaya *drag* pada silinder utama, dengan mengukur tekanan static *freestream*, tekanan stagnasi dan tekanan statis pada kontur untuk mendapatkan :

1. Koefisien tekanan (C_p) pada *downstream* silinder utama.
2. Profil kecepatan pada *downstream* silinder utama untuk menghitung gaya *drag* total.
3. Perubahan frekuensi *vortex shedding* pada *downstream* silinder utama.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

1. Fluida yang mengalir adalah udara dalam kondisi *steady*, *incompressible* dan *uniform* pada sisi *upstream*.
2. Analisa dilakukan pada silinder sirkular utama dengan *body* pengganggu dengan tipe A, B, C, D, dan E dengan panjang rusuk 7,5 mm.
3. Analisa dilakukan pada jarak $S/D = 1,75 - 2,0$.
4. Kecepatan aliran udara di dalam *wind tunnel* dianggap konstan dengan bilangan Reynolds (Re) sebesar $5,3 \times 10^4$.
5. Analisa aliran dua dimensi dengan tidak memperhatikan arah aliran pada sisi *upstream*.
6. Kemungkinan terjadi perpindahan panas dapat diabaikan.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah:

1. Dapat mengetahui pengaruh bentuk *body* pengganggu terhadap distribusi tekanan (C_p) dan distribusi penurunan tekanan (C_{dp}).
2. Dapat mengetahui pengaruh jarak *body* pengganggu terhadap distribusi tekanan (C_p) dan distribusi penurunan tekanan (C_{dp}).
3. Dapat mengetahui pengaruh variasi jarak, bentuk pengganggu, dan nilai bilangan Reyanolds (Re) terhadap posisi separasi pada aliran.
4. Mampu mengetahui karakteristik aliran pada silinder utama dilihat dari bilangan Strouhal.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran laminar dan turbulen dibedakan berdasarkan karakteristik internal aliran. Umumnya klasifikasi ini bergantung pada gangguan-gangguan yang dapat dialami suatu aliran yang mempengaruhi gerak partikel-partikel fluida tersebut. Apabila aliran mempunyai kecepatan relatif rendah atau fluidanya sangat *viscous*, gangguan yang mungkin dialami medan aliran akibat getaran, ketidakteraturan permukaan batas dan sebagainya, relatif lebih cepat teredam oleh viskositas fluida dan aliran fluida tersebut disebut dengan aliran laminar. Saat gangguan yang timbul semakin besar hingga mencapai kondisi peralihan (*transition state*) pada kecepatan aliran yang bertambah besar atau efek viskositas yang mulai berkurang. Terlampauinya kondisi peralihan menyebabkan sebagian gangguan tersebut menjadi semakin kuat, dimana partikel bergerak fluktuatif atau acak dan terjadi percampuran gerak partikel antara lapisan-lapisan yang berbatas atau disebut dengan aliran turbulen.

Perbedaan mendasar antara aliran laminar dan turbulen adalah gerak olakan atau ketidakteraturan pada aliran turbulen jauh lebih efektif dalam pengangkutan massa serta momentum fluida dibandingkan gerak molekuler. Kondisi aliran laminar dan turbulen dapat dinyatakan dengan bilangan Reynolds.

2.1.2 Bilangan Reynolds

Kondisi aliran laminar atau turbulen dapat dinyatakan dengan bilangan Reynolds untuk aliran *incompressible*. Bilangan Reynolds adalah suatu bilangan tak berdimensi yang merupakan perbandingan antara gaya inersia bodi terhadap gaya geser yang ditimbulkan aliran fluida.

$$Re = \frac{\text{Gaya inersia}}{\text{Gaya geser}}$$

(2.1)

dimana, Gaya inersia = $p \times A = \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot L^2$

$$\text{Gaya geser} = \tau \times A = \left(\frac{\mu \cdot U_{\infty}}{L} \right) \cdot L^2$$

sehingga,

(2.2)

dimana,

 ρ : densitas fluida U_{∞} : kecepatan aliran *free stream* fluida μ : viskositas dinamis fluida D : diameter *hydraulic body*

sehingga,

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot D}{\mu} \quad (2.3)$$

2.1.3 Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi dan Tekanan Dinamis

Tekanan statis adalah tekanan yang diukur dengan suatu instrumen atau alat yang bergerak bersama aliran dengan kecepatan relatif alat ukur terhadap aliran bernilai nol. Pengukuran tekanan statis menggunakan *wall pressure tap*, mengingat bahwa tidak ada fluida ideal (*non viscous*) di permukaan bumi, sehingga kecepatan aliran fluida pada permukaan dinding akan bernilai nol, yaitu sama dengan kecepatan *wall pressure tap*.

Tekanan stagnasi (tekanan total) adalah tekanan yang diukur pada daerah dimana kecepatan aliran fluida diperlambat hingga nol dengan proses perlambatan tanpa gesekan. Persamaan Bernoulli dapat diterapkan pada aliran *incompressible* untuk sepanjang suatu *streamline*, yang dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = C \quad (2.4)$$

Pengukuran tekanan stagnasi (P_0) dimana kecepatannya (V_0) adalah nol dan $z_0 = z$ maka persamaan Bernoulli di atas menjadi:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + gz = \text{konstan}$$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{konstan} \quad (2.5)$$

Tekanan dinamis merupakan selisih antara tekanan stagnasi dengan tekanan statis, dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 = p_0 - p \quad (2.6)$$

2.1.4 Koefisien Tekanan

Koefisien tekanan (C_p) merupakan selisih antara tekanan lokal dengan tekanan aliran bebas dibagi dengan tekanan dinamis.

$$C_p = \frac{p_c - p_\infty}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2} \quad (2.7)$$

dimana: p_c = Tekanan statis pada kontur lokal

p_∞ = Tekanan statis aliran bebas

$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2$ = Tekanan dinamis aliran bebas

Untuk mendapatkan selisih antara tekanan lokal dengan tekanan statis aliran dapat digunakan persamaan Bernoulli,

$$\frac{p_c}{\rho} + \frac{V_c^2}{2} + gz_c = \frac{p_\sim}{\rho} + \frac{V_\sim^2}{2} + gz_\sim$$

$$p_c - p_\sim = \left(\frac{V_\sim^2 - V_c^2}{2} \right) \rho$$

maka didapatkan :

$$C_p = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (V_\sim^2 - V_c^2)}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2} \quad (2.8)$$

Pada eksperimen ini distribusi koefisien tekanan didapatkan dengan memasang pressure tap di sekeliling permukaan silinder. Gaya hambat yang dialami fluida dapat juga dinyatakan dengan *base pressure coefficient* ($-C_{pb}$), yaitu:

$$-C_{pb} = -\frac{[p_b - p_\infty]}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^2} \quad (2.9)$$

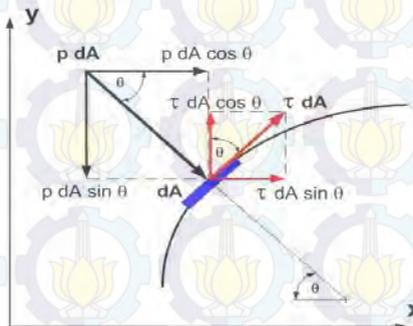
dimana:

p_b = base pressure (tekanan pada posisi di belakang benda uji tepat sejajar bersama p_0 terhadap aliran)

2.1.5 Koefisien *Drag* dan *Lift*

Sebuah benda yang dialiri suatu aliran *viscous* yaitu aliran dimana viskositas atau kekentalan fluida sangat berpengaruh sehingga menghasilkan tegangan geser aliran, *incompressible* adalah aliran dimana variasi *densitas* fluida yang mengalir dapat diabaikan, maka akan mengalami gaya-gaya aerodinamika. Gaya-gaya tersebut dihasilkan karena adanya tekanan dan gaya geser pada permukaan benda. Gaya yang sejajar horizontal dengan gaya *drag*, sedangkan gaya dengan arah vertikal atau tegak lurus terhadap arah *freestream* disebut dengan gaya *lift*.

Gaya *drag* yang terjadi dapat berupa *skin friction drag* (F_{Df}) yaitu gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul akibat adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan benda), dan *pressure drag* (F_{Dp}) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara *friction drag* dan *pressure drag* ini disebut sebagai *total drag*. Hal ini diperjelas dengan ilustrasi penguraian gaya-gaya pada gambar 2.1.



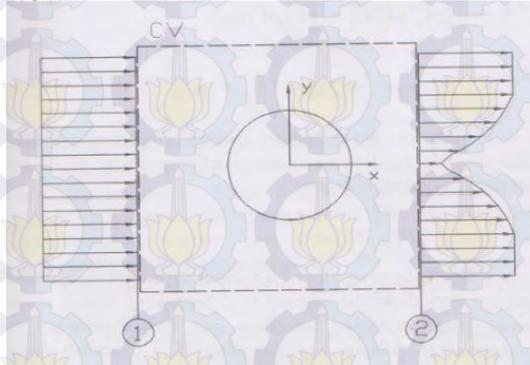
Gambar 2.1 Penguraian Gaya *Drag* dan *Lift* pad kontur permukaan lengkung

Komponen gaya searah sumbu-x adalah gaya hambat sedangkan ke arah sumbu-y adalah gaya *lift* sehingga gaya hambat yang terbentuk dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$F_D = F_{Dp} + F_{Df}$$

$$F_D = \int \cos \theta \cdot (\rho \cdot dA) + \int \sin \theta \cdot (\tau \cdot dA) \quad (2.10)$$

Untuk mendapatkan gaya hambat dapat digunakan persamaan momentum (*Newton's Second Law*) pada profil kecepatan fluida seperti pada gambar 2.2 di bawah ini.



Gambar 2.2 Penguraian profil kecepatan pada area *downstream* silinder

Persamaan momentum (*newton's Second Law*) :

$$\vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_B = \frac{\delta}{\delta t} \int_{CV} u \rho \, d\nabla + \int_{CS} u \rho \vec{V}_y \cdot d\vec{A}$$

Dengan mengasumsikan :

1. Aliran *steady flow*
2. Gaya *body* diabaikan
3. *Incompressible flow*

$$\vec{F}_S = \int_A u \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Karena tidak ada perbedaan tekanan pada kedua *section* di *control volume*, maka :

$$\vec{F}_D = \vec{F}_S = - \int_{A1} \vec{u}_1 \cdot \rho_1 \cdot \vec{V}_1 \cdot d\vec{A}_1 + \int_{A2} \vec{u}_2 \cdot \rho_2 \vec{V}_2 \cdot d\vec{A}_2$$

$$= -|u_1 \rho_1 V_1 A_1| + \int_{A_2} \vec{u}_2 \cdot \rho_2 \vec{V}_2 \cdot d\vec{A}_2$$

Dimana : $A_1 = w \times 2h$

$$dA_2 = w \times dy_2$$

$$u_1 = V_1$$

w = lebar *test section wind tunnel*

h = setengah tinggi *test section wind tunnel*

maka didapatkan persamaan untuk mencari gaya *drag* :

$$\vec{F}_s = -|\rho V_1^2 w(2h)| + \int_{-h}^h \vec{u}_2 \rho \vec{V}_2 \cdot w \cdot dy$$

$$\vec{F}_D = -\vec{F}_s = |\rho V_1^2 w(2h)| - \int_{-h}^h \vec{u}_2 \rho \vec{V}_2 \cdot w \cdot dy \quad (2.11)$$

Biasanya gaya hambat sering diekspresikan dalam bilangan tak berdimensi yaitu koefisien *drag* (C_D) yang didefinisikan sebagai berikut:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho \cdot U_\infty^2 \cdot A} \quad (2.12)$$

Koefisien *drag* (C_D) juga dapat diperoleh dengan hasil integrasi dari distribusi tekanan (C_p) sepanjang kontur silinder utama, yang merupakan kontribusi dari *normal pressure* atau *pressure drag*. Adapun koefisien *drag* (C_D) diperoleh dengan mengintegrasikan tekanan sepanjang kontur dengan persamaan sebagai berikut:

$$C_D = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p(\theta) \cdot \cos(\theta) d\theta \quad (2.13)$$

Gaya *lift* merupakan komponen gaya yang tegak lurus aliran *free stream*. Perbedaan kecepatan aliran fluida yang mengalir pada sisi atas dan sisi bawah dari suatu benda

menyebabkan terjadinya perbedaan tekanan yang dapat menimbulkan terjadinya *lift*.

$$F_L = - \int \sin \theta . (\rho . dA) + \int \cos \theta . (\tau . dA) \quad (2.14)$$

Adapun koefisien *lift* (C_L) dapat ditunjukkan dari persamaan 2.14 berikut,

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho . U_{\infty}^2 . A} \quad (2.15)$$

Koefisien *lift* (C_L) juga dapat diperoleh dengan hasil integrasi dari distribusi tekanan (C_p) sepanjang kontur silinder utama. Adapun koefisien *lift* (C_L) diperoleh dengan mengintegrasikan distribusi tekanan sepanjang kontur dengan persamaan berikut,

$$C_L = - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p(\theta) . \sin(\theta) d\theta \quad (2.16)$$

Integrasi tersebut diselesaikan dengan metode numerik aturan Simpson 1/3 segmen berganda yang dirumuskan sebagai berikut,

$$I \cong (b - a) \frac{f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5}^{n-1} f(x_i) + 2 \sum_{j=2,4,6}^{n-2} f(x_j) + f(x_n)}{3n} \quad (2.17)$$

dimana:

- $b = 2\pi$ dan $a = 0$
- $f(x_0) = C_p(0) . \cos 0$ dan $f(x_n) = C_p(2\pi) . \cos 2\pi$ untuk C_D
- $f(x_0) = C_p(0) . \sin 0$ dan $f(x_n) = C_p(2\pi) . \sin 2\pi$ untuk C_L
- n = jumlah data
- $f(x_i)$ adalah perkalian dari fungsi data ganjil dimana $i = 1, 3, 5, \dots (n - 1)$
- $f(x_j)$ adalah perkalian dari fungsi data genap dimana $j = 2, 4, 6, \dots (n - 1)$

sehingga:

$$C_D = \frac{1}{2} I \quad (2.18)$$

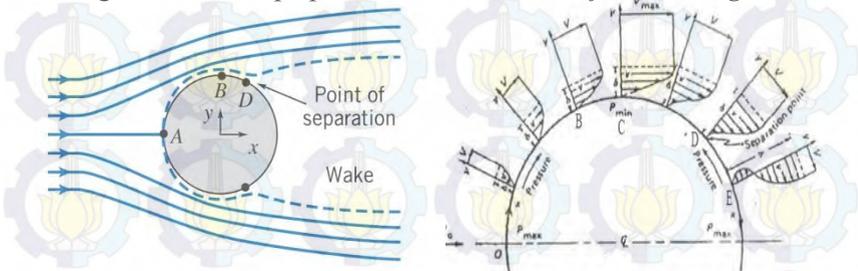
$$C_L = - \frac{1}{2} I \quad (2.19)$$

Table 2.1 Nilai C_d pada $Re = 10^5$ (Stern, 2009)

Shape	C_d based on frontal area	Shape	C_d based on frontal area
Plate:	2.0	Half-cylinder:	1.2
Square cylinder:	2.1		1.7
	1.6	Equilateral triangle:	1.6
Half tube:	1.2		2.0
	2.3		1.2

2.1.6 Aliran Melintasi Sebuah Silinder

Suatu aliran yang melintasi silinder sirkular akan menjadi aliran yang senantiasa berubah seiring dengan berubahnya bilangan Reynolds. Gaya drag pada aliran yang melintasi silinder sirkular dihasilkan karena adanya efek *viscous*. Gaya hambat yang timbul akibat perbedaan tekanan pada arah normal terhadap permukaan tersebut disebut *pressure drag* dan apabila pada arah tangensial terhadap permukaan disebut *skin friction drag*.



Gambar 2.3 Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder (Fox and Mc Donald, 1994)

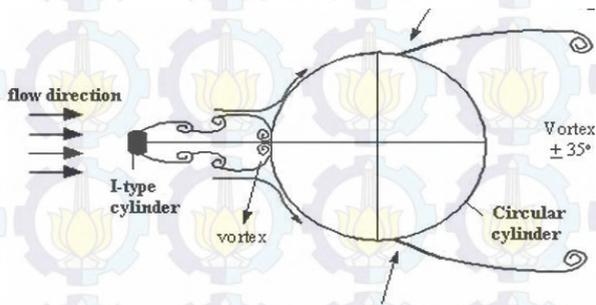
Gambar 2.3 diatas menjelaskan tentang proses terjadinya separasi dan *wake* baik pada *streamline* maupun profil kecepatan

pada aliran yang melewati silinder. Fluida dari titik A sampai C mengalami percepatan tetapi gradien tekanannya negatif $[\frac{\delta P}{\delta \theta} < 0]$. Setelah melewati titik C, fluida mengalami peningkatan tekanan atau gradien tekanannya bernilai positif $[\frac{\delta P}{\delta \theta} > 0]$ yang disebut *adverse pressure gradient* dan hal ini menyebabkan partikel fluida didalam *boundary layer* menjadi diperlambat. Gaya tekan dan gaya geser pada elemen bawah melawan arah aliran. Perbedaan tekanan dan gaya geser ini mengakibatkan momentum pada aliran yang di atasnya lebih besar dan sangat berpengaruh terhadap fluida yang terletak dekat dengan permukaan. Ketika momentum partikel fluida berkurang terus oleh gaya tekan dan gaya geser maka aliran fluida dipermukaan diperlambat hingga diam sampai pada titik D, gradient kecepatan menjadi nol $[\frac{\delta U}{\delta y} |_{y=0} = 0]$. Secara umum, pengaruh *adverse pressure gradient* adalah bersamaan dengan pengurangan kecepatan.

Lebih jauh lagi yaitu di titik E terjadi *adverse pressure gradient* yang cukup sehingga aliran didekat permukaan telah benar-benar berbalik dan fluida sudah tidak mampu mengikuti kontur dari permukaan dan menjauhinya. Titik dimana terjadi peristiwa pemisahan aliran dari permukaan kontur $[\frac{\delta U}{\delta y} |_{y=0} = 0]$ disebut dengan titik separasi. Hal ini terjadi karena momentum aliran yang digunakan untuk menggerakkan fluida sudah tidak mampu lagi mengatasi gaya gesek dan tekanan balik (*adverse pressure*).

Bilangan *Reynolds* juga mempunyai pengaruh yang besar sebagai penyebab terjadinya separasi. Semakin besar bilangan Reynolds maka momentum yang dimiliki fluida juga semakin besar dan aliran semakin cepat menjadi turbulen sehingga terjadinya titik separasi bisa tertunda. Parameter lain yang mempengaruhi separasi diantaranya kekasaran permukaan dan stabilitas *freestream*.

Jika separasi terjadi, maka akan terbentuk daerah di belakang silinder yang tidak tersentuh oleh aliran yang dinamakan *wake*. Daerah *wake* adalah daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya *boundary layer* bagian atas dan bagian bawah. Lebar dari *wake* sangat tergantung pada posisi titik separasi. Pada aliran yang turbulen, *boundary layer* lebih mampu untuk bertahan terhadap *adverse pressure gradient* dan gaya gesek, sehingga titik separasi terletak lebih ke belakang *body* maka daerah *wake* yang terbentuk lebih sempit.



Gambar 2.4 Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder berpengganggu (Triyogi et al, 2009)

Gambar 2.4 di atas menunjukkan proses terjadinya separasi dan *wake* pada *streamline* suatu silinder berpengganggu tipe-I dengan sudut iris $\theta_s = 65^\circ$. Secara umum dapat dikatakan, bahwa *streamline* aliran simetri antara sisi bawah dan sisi atas dari silinder utama, dan pemasangan silinder tipe-I pengontrol di depan silinder utama menyebabkan silinder utama kehilangan titik stagnasi akibat tertutup oleh silinder pengontrol. Pada posisi sudut tertentu, diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari silinder pengontrol. Selanjutnya pada posisi *reattachment* tersebut, aliran terpisah menjadi dua *shear layer*. Satu *shear layer* akan bergerak ke belakang (*backward shear layer*), dan akan terseparasi pada sudut tertentu di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*).

Posisi separasi ini lebih mundur dibanding bila silinder utama tanpa dipengaruhi silinder teriris pengontrol. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) dan juga akan akan terseparasi, membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarahi** (2002) disebut sebagai *quasi-static vortex*.

2.1.7 Hot Wire Anemometer

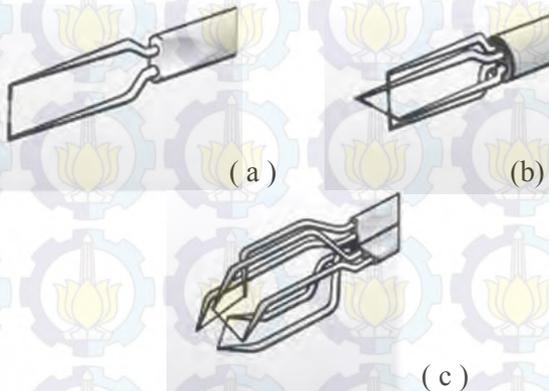
Hot wire anemometer (HWA) merupakan alat pengukur kecepatan angin yang menggunakan prinsip perpindahan panas secara konveksi dari kawat panas pada medan aliran. Proses perpindahan panas secara konveksi ini dapat terjadi secara bebas dan secara paksa. Konveksi secara bebas disebabkan oleh perubahan berat jenis udara. Udara yang telah panas dekat dengan permukaan kawat sensor berat jenisnya menjadi lebih kecil, sehingga naik keatas dan kedudukannya segera digantikan oleh udara yang lebih dingin yang berada disekitarnya. Sedangkan konveksi secara paksa terjadi bila udara yang ada disekitarnya mengalir karena dihembuskan atau dialirkan dengan suatu kipas. Perubahan kecepatan fluida dengan peningkatan bilangan Reynolds akan berefek pada kawat panas. Pembuatan HWA ini dilakukan dengan membagi kedalam dua bagian, yaitu pengelasan sensor kawat panas dengan metode las titik dan pembuatan instrumen HWA.

Alat ukur HWA mempunyai tiga bagian utama, yaitu: sensor, instrumen, dan data acquisition (DAQ). Macam-macam bentuk dari sensor HWA antara lain: *single normal wire probe*, *X-type (cross type)*, *triple sensor probe*. Dalam penelitian ini jenis dan bentuk sensor yang digunakan merupakan bentuk yang paling sederhana yaitu menggunakan *single normal wire probe*. Sensor *single normal wire probe* hanya dapat digunakan untuk pengukuran kecepatan fluida dari arah aksial sehingga penempatannya harus tegak lurus dari arah datangnya aliran fluida. Bagian dari sensor ini terdiri dari kawat sebagai sensor dan prong yang merupakan bagian untuk menempatkan kawat sensor.

Material kawat sensor yang digunakan adalah material tungsten dengan dimensi diameter sebesar 0,005 mm dan panjangnya sebesar 1 mm. Sedangkan material prong yang digunakan terbuat dari stainless steel. Pada Tabel 2.1 dan gambar 2.5 di bawah ini merupakan properti dari kawat sensor yang terbuat dari material tungsten dan masing-masing bentuk sensor HWA

Tabel 2.2 Properti tungsten (Bruun, 1995)

PARAMETER	NILAI
Titik leleh ($^{\circ}\text{C}$)	3410
Massa jenis ρ_w (kg m^{-3})	19300
Konduktivitas panas k_w ($\text{W cm}^{-1} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$)	1,9
Resistivity α_{20} ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	0,0036
Resistivity χ_{20} ($\mu \Omega \text{ cm}$)	5,5
Panas spesifik C_w ($\text{kJ kg}^{-10}\text{C}$)	0,14
Kekuatan tarik maksimal (N cm^{-2})	250000



Gambar 2.5 Sensor HWA (a) *Single Normal* (b) *X-type Sensor* (c) *Triple Sensor* (Dantec, 2002)

Dalam penggunaannya HWA memiliki dua prinsip pengoperasian, yaitu menggunakan *Constant Current* (CC mode) dan *Constant Temperatur* (CT mode). Prinsip dari *Constant Current* (CC mode) yaitu mengkondisikan arus yang mengalir pada sensor tetap tetapi besarnya temperatur bervariasi. Sedangkan prinsip dari *Constant Temperatur* (CT mode) adalah dengan menjaga hambatan tetap konstan pada sensor yang berupa temperatur tetapi arus yang mengalir bervariasi.

Dalam penggunaan HWA sebagai alat pengukur kecepatan angin perlu dilakukan proses kalibrasi. Proses kalibrasi ini perlu dilakukan agar data pengukuran yang diambil menunjukkan data yang tepat dan akurat. Proses kalibrasi HWA ini dimulai dengan penentuan persamaan respon kalibrasi yang menyatakan suatu hubungan antara tegangan kawat (E) dengan kecepatan udara yang mengalir (U). Setelah mendapatkan persamaan respon kalibrasi yang tepat, maka setiap data pengukuran yang berupa tegangan dapat dievaluasi dengan menggunakan persamaan respon tersebut.

Persamaan respon kalibrasi tersebut antara lain adalah persamaan respon *Simple Power-Law* dan persamaan respon *Extended Power-Law*. Persamaan *Simple Power-Law* ditemukan oleh (Brunn, 1995). Perumusan persamaan *Simple Power-Law* ini adalah sebagai berikut :

$$E^2 = A + B.U^n \quad (2.20)$$

dimana :

- E : tegangan kawat
- A : konstanta kalibrasi
- B : konstanta kalibrasi
- U : kecepatan udara arah aksial

Sedangkan persamaan *Extended Power-Law* ini merupakan penyempurnaan dari persamaan *Simple Power-Law*. Persamaan ini pertama kali diperkenalkan oleh Siddal dan Davies. Perumusan dari persamaan *Extended Power-Law* adalah sebagai berikut :

$$E^2 = A + B.U^n + CU \quad (2.21)$$

dimana :

- E : tegangan kawat
 U : kecepatan udara arah aksial
 A, B, dan C : konstanta-konstanta kalibrasi

Dalam pengukuran menggunakan HWA ini data yang didapatkan berupa data *time series* dimana data ditampilkan dalam suatu rentang periode tertentu. Selain itu, penggunaan alat ukur HWA ini dapat mengukur adanya frekuensi *vortex shedding* yang terjadi dibelakang benda yang dilewati oleh aliran. Metode yang digunakan dalam menghitung besarnya frekuensi *vortex shedding* yaitu metode *Fast Fourier Transforms*. Hal ini dilakukan dengan menggunakan software Sig View versi 2.2.1, software khusus untuk mengolah sinyal digital. Prinsip kerja dari metode FFT ini adalah membagi sinyal hasil penyamplingan menjadi beberapa bagian yang kemudian masing-masing bagian diselesaikan dengan algoritma yang sama dan hasilnya dikumpulkan kembali. Metode *Fast Fourier Transforms* (FFT) merupakan cara yang lebih efektif dari pada *discrete fourier transfoms* (DFT). Hal ini dikarenakan metode FFT membutuhkan waktu yang lebih singkat dengan keakuratan hasil yang sama. Berikut perhitungan FFT dengan data (x_j) pada rentang pengambilan data (N):

$$F_n = \sum_{i=0}^{N=i} x_j e^{-j2\pi \frac{nj}{N}} \quad (2.22)$$

Metode ini umum digunakan dalam melihat distribusi frekuensi ataupun pada *power spectral analysis* dari suatu sinyal tertentu. Guna mendapatkan PSD dengan mengubah sinyal $E(t)$ hasil dari pengambilan data,

$$E(j) = \sum_{i=1}^N E(t) \omega_N^{(i-1)(j-1)} \quad (2.23)$$

dimana: $\omega_N = e^{(-\frac{2\pi E}{N})}$
 t : waktu

N : jumlah pengukuran

Kemudian didapatkan *power spectral density*

$$\text{PSD} = E(j) \cdot \text{conj}(E(j)/N) \quad (2.24)$$

Power spectral density (PSD) digambarkan terhadap fungsi frekuensi, sedangkan frekuensi tersebut dihitung dengan persamaan :

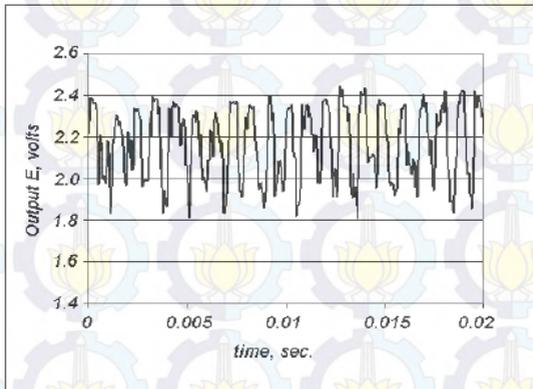
$$f(j) = \frac{S \cdot j}{N} \quad (2.25)$$

Dimana :

S : frekuensi pengambilan data

Frekuensi yang dihitung hanya setengah jumlah pengukuran pertama, atau sampai ($j = N/2$) sesuai dengan kriteria Nyquist yang mengharuskan pengukuran dilakukan pada dua kali frekuensi yang diprediksi.

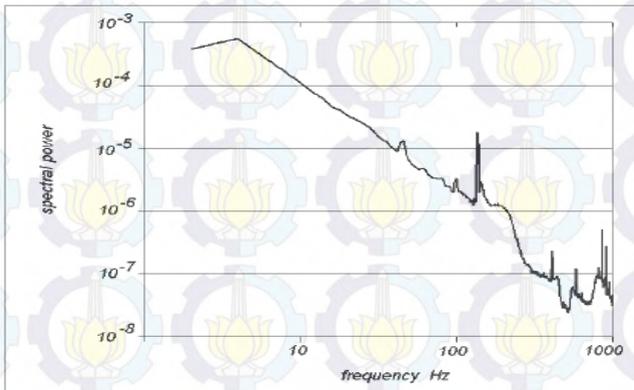
Contoh data *time series* yang didapatkan dalam pengukuran dengan menggunakan HWA dijelaskan dengan gambar 2.6 di bawah ini.



Gambar 2.6 Data *time series* (Dantec, 2002)

Dari contoh data *time series* yang didapatkan dalam pengukuran menggunakan HWA, selanjutnya akan diolah menggunakan software Sig.View versi 2.2.1 dengan metode *Fast Fourier Transform* untuk mendapatkan besarnya frekuensi *vortex*

shedding. Gambar 2.7 berikut merupakan contoh data frekuensi *vortex shedding* keluaran dari software Sig.View versi 2.2.1 :



Gambar 2.7 Data Frekuensi *Vortex Shedding* (Dantec, 2002)

2.1.8 Bilangan Strouhal

Bilangan Strouhal adalah suatu bilangan tak berdimensi yang menjelaskan tentang mekanisme dari osilasi aliran dimana pengamatan difokuskan pada pergolakan aliran atau ketidakstabilan aliran. Penamaan bilangan Strouhal ini diambil dari **Vincenc Strouhal** yaitu seorang fisikawan kebangsaan Ceko yang melakukan eksperimen untuk melihat adanya fenomena *vortex shedding*. Bilangan Strouhal merepresentasikan tentang rasio gaya inersia akibat perubahan kecepatan dan gaya inersia akibat ketidakstabilan aliran dari satu titik ke titik yang lain dalam medan aliran. Bilangan Strouhal didefinisikan sebagai perbandingan dari frekuensi *vortex shedding* dengan kecepatan udara, yaitu :

$$S_t = \frac{f_s D}{U} \quad (2.26)$$

dimana :

St = bilangan strouhal

f_s = frekuensi *vortex shedding*

D = diameter silinder sirkular utama,

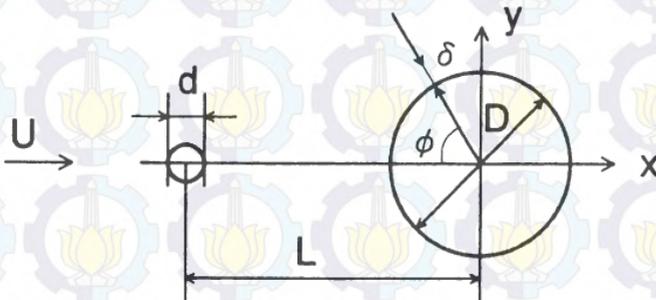
U = kecepatan fluida rata-rata

Bilangan Strouhal yang semakin besar menunjukkan bahwa frekuensi *vortex shedding* semakin besar. Dalam hal ini perhitungan bilangan Strouhal penting dalam memprediksi karakteristik aliran. Pada kenyataannya frekuensi *vortex shedding* dapat menjadi salah satu penyebab dari runtuhnya suatu struktur bangunan. Hal ini dikarenakan frekuensi *vortex shedding* sesuai dengan frekuensi resonansi benda. Berbagai hal telah dilakukan untuk untuk mengurangi dan menghilangkan efek resonansi yang salah satunya seperti menggunakan penggangu dalam bangunan cerobong tinggi.

2.2 Penelitian Terdahulu

2.2.1 Penelitian Silinder dengan Pengganggu

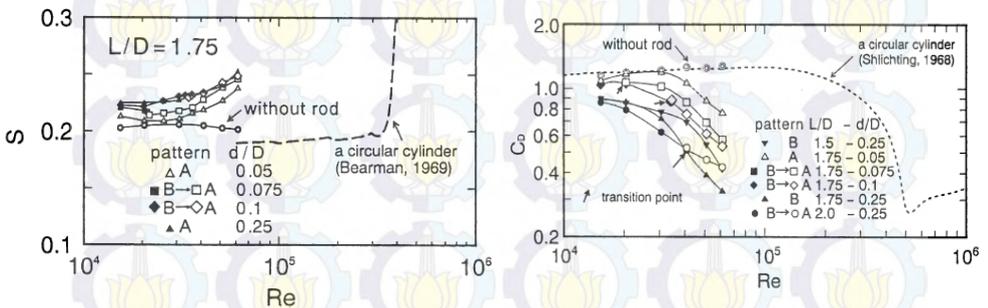
Penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi penggangu berupa silinder lain juga pernah dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)**. Penelitian tersebut memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D), diameter silinder penggangu (d/D), dan harga bilangan Reynolds pada rentang $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$. Gambar 2.8 merupakan gambar dari geometri benda uji.



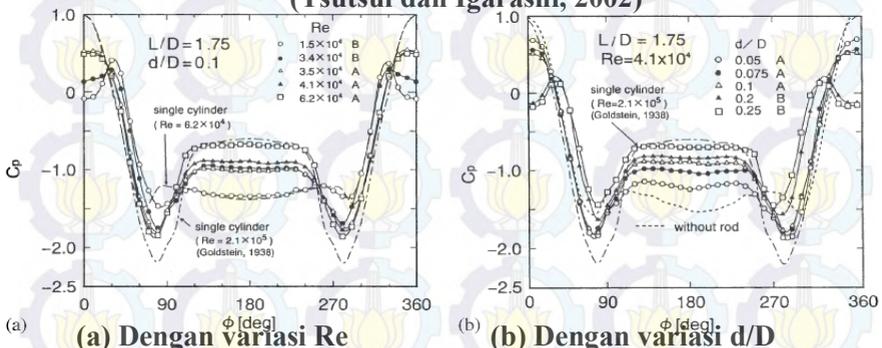
Gambar 2.8 Geometri benda uji (**Tsutsui dan Igarashi, 2002**)

Geometri benda uji tersebut mempunyai diameter silinder utama sebesar 40 mm dengan perubahan diameter silinder penggangu dari 1mm sampai 10 mm sedangkan jarak antar ledua

pusat silinder divariasikan dari rentang 50mm sampai 120 mm. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* (C_D) dan peningkatan bilangan Strouhal yang disebabkan oleh peningkatan bilangan Reynolds (Re) dan peningkatan d/D serta penurunan harga L/D . Dengan peningkatan bilangan Reynolds di atas 3×10^4 , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat, tebal *Shear Layer* berkurang, sehingga bilangan Strouhal akan meningkat dan daerah *wake* menyempit (koefisien *drag* menurun). Gambar 2.9 merupakan grafik hubungan bilangan Strouhal dengan bilangan Reynolds yang dilakukan pada penelitian ini.



Gambar 2.9 Grafik bilangan Strouhal dan koefisien *drag* (Tsutsui dan Igarashi, 2002)



(a) Dengan variasi Re

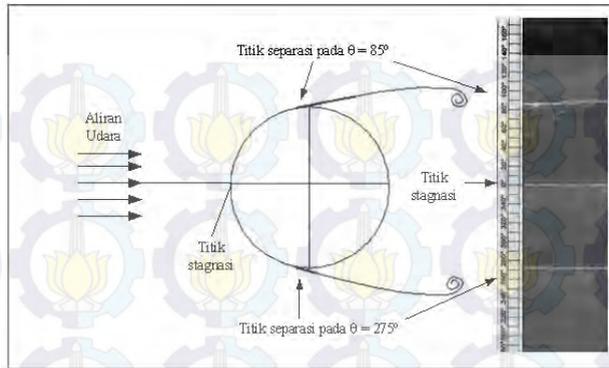
(b) Dengan variasi d/D

Gambar 2.10 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Untuk mengetahui pengaruh variasi bilangan Reynolds (Re), diameter silinder pengganggu (d/D), dan jarak pusat silinder pengganggu dengan silinder sirkular utama (L/D) terhadap koefisien *drag* (C_D) maka didapatkan grafik distribusi C_p seperti gambar 2.10 diatas. Pada gambar 2.11 (a) percobaan dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,1$ dengan dua pola aliran yaitu pola aliran A dengan adanya *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu dan pola aliran B yaitu tanpa *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Untuk pola aliran (A) C_p menurun menjadi 0,5 dan pola aliran (B) C_p menjadi negatif pada bagian depan silinder sirkular utama. Dari grafik 2.10 (a) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi bilangan Reynolds yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

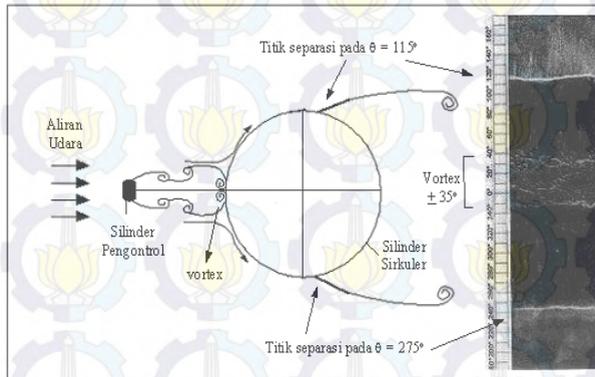
Sedangkan pada gambar 2.10 (b) percobaan dilakukan dengan variasi diameter silinder sirkular utama yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $Re = 4,1 \times 10^4$. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Dari grafik 2.10 (b) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Pada penelitian **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari 0^0 sampai 65^0 yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$. Pada penelitian ini didapatkan visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan metode *oil flow picture*, dimana hasil foto dari goresan aliran pada dinding silinder sebagai berikut:



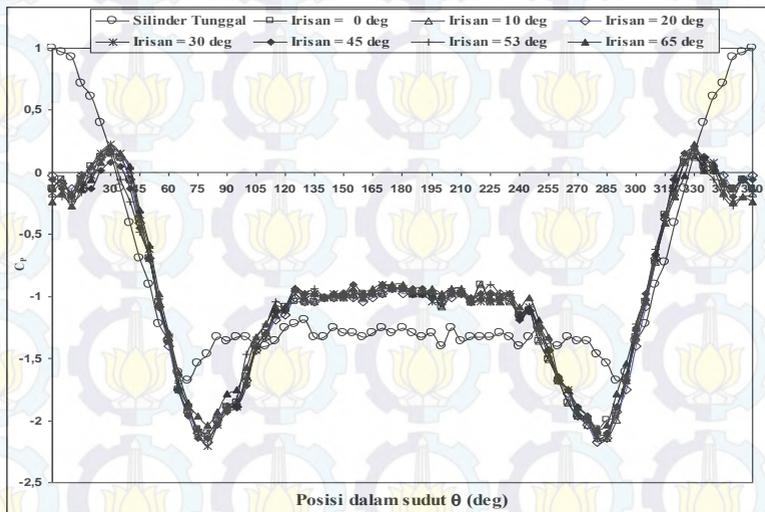
Gambar 2.11 Visualisasi aliran pada silinder utama

Pada Gambar 2.11 terlihat bahwa pada silinder tunggal titik stagnasi terletak pada posisi $\theta = 0^\circ$, sedangkan letak titik separasinya pada $\theta = 85^\circ$ pada sisi atas dan $\theta = 275^\circ$ pada sisi bawah. Hasil ini menunjukkan bahwa *streamline* melintasi silinder sirkuler tunggal adalah simetri sehingga *wake* yang dihasilkan juga simetri.



Gambar 2.12 Visualisasi aliran pada silinder berpengganggu tipe I (Triyogi, 2009)

Bila di depan silinder sirkular dipasang sebuah silinder teriris pengontrol tipe-I dengan sudut iris $\theta_s = 65^\circ$, seperti terlihat pada Gambar 2.12 terjadi perubahan karakteristik aliran dibanding bila silinder sirkular tunggal tanpa silinder pengontrol. Secara umum dapat dikatakan, bahwa *streamline* aliran simetri antara sisi bawah dan sisi atas dari silinder utama, dan pemasangan silinder pengontrol di depan silinder utama menyebabkan silinder utama kehilangan titik stagnasi akibat tertutup oleh silinder pengontrol.

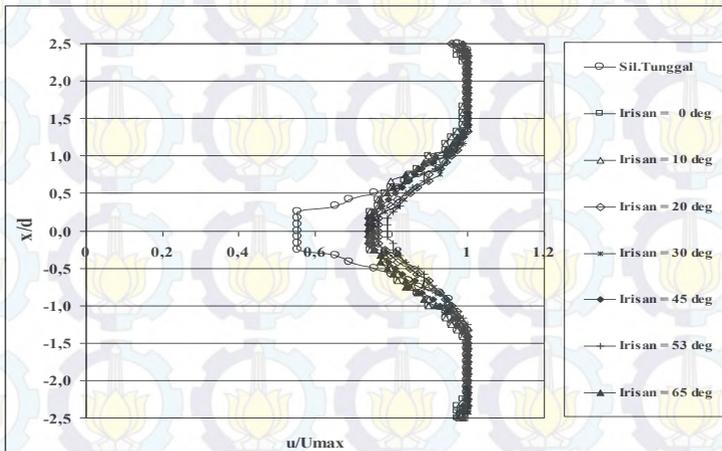


Gambar 2.13 Distribusi tekanan (C_p) pada aliran melalui silinder berpengganggu tipe I pada berbagai sudut potong

Pada Gambar 2.13 di atas terlihat pada grafik koefisien *pressure* (C_p) sekitar posisi $\theta = 30^\circ$ dan 330° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari silinder pengontrol. Selanjutnya pada posisi *reattachment* tersebut, aliran terpisah menjadi dua *shear layer*. Satu *shear layer* akan bergerak ke belakang (*backward shear layer*), dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 115^\circ$ dan 245°

di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*). Posisi separasi ini lebih mundur dibanding bila silinder utama tanpa dipengaruhi silinder teriris pengontrol. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) dan juga akan akan terseparasi, membentuk *vortex* atau yang oleh Tsutsui dkk. (2002) disebut sebagai *quasi-static vortex*. Fenomena ini juga diamati pada hasil pengukuran C_p secara langsung, seperti telah didiskusikan diatas.

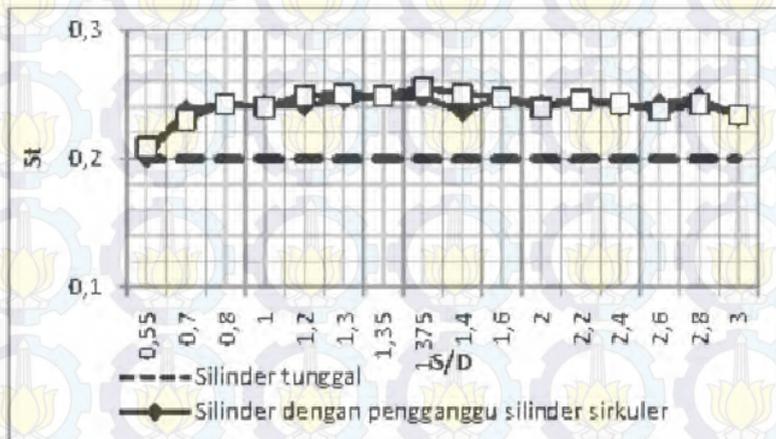
Hasil pengukuran koefisien *drag* didapatkan bahwa pengurangan sudut iris yang efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65° . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I 65° sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* silinder tunggal yang dapat dilihat dpada Gambar 2.14 di bawah ini.



Gambar 2.14 Profil kecepatan pada aliran melalui silinder berpengganggu tipe I pada berbagai sudut potong

Rizal (2010) melakukan penelitian tentang rancang *hot wire anemometer* single normal probe untuk mengukur bilangan Strouhal pada karakteristik aliran di belakang silinder sirkular yang diganggu silinder teriris tipe-I. Penelitian tersebut didapatkan kesimpulan bahwa penggunaan pengganggu berupa silinder teriris tipe-I yang ditempatkan didepan silinder utama efektif dalam peningkatan bilangan Strouhal. Penelitian ini dilakukan dengan menempatkan sebuah silinder pengganggu berupa silinder sirkular dan silinder teriris tipe-I dengan sudut iris 65° di depan silinder utama. Jarak kedua pusat silinder utama dan silinder tipe-D divariasikan pada rentang $0,55 \leq S/D \leq 3,0$ dan menggunakan bilangan Reynold sebesar $5,3 \times 10^4$. Pada penelitian ini diestimasi nilai frekuensi *vortex shedding* dibelakang silinder sirkular utama tanpa adanya pengganggu yaitu sebesar 26,8 Hz.

Dari penelitian tersebut diperoleh karakteristik aliran dibelakang silinder utama yang diberi pengganggu berupa silinder sirkular dan silinder teriris tipe-I yang dijelaskan melalui bilangan Strouhal pada gambar 2.11 di bawah ini.



Gambar 2.15 Grafik perbandingan bilangan Strouhal pada Pengganggu Tipe-I 65° (Rizal, 2010)

Tabel 2.3 Perbandingan bilangan Strouhal (Rizal, 2010)

Tipe	Jarak (S/D)	St
Silinder tunggal	-	0,199
Silinder dengan pengganggu silinder sirkuler	1,3	0,245
	1,35	0,248
	1,375	0,248
	1,4	0,236
Silinder dengan pengganggu silinder teriris tipe-I 65 ⁰	1,3	0,249
	1,35	0,248
	1,375	0,254
	1,4	0,250

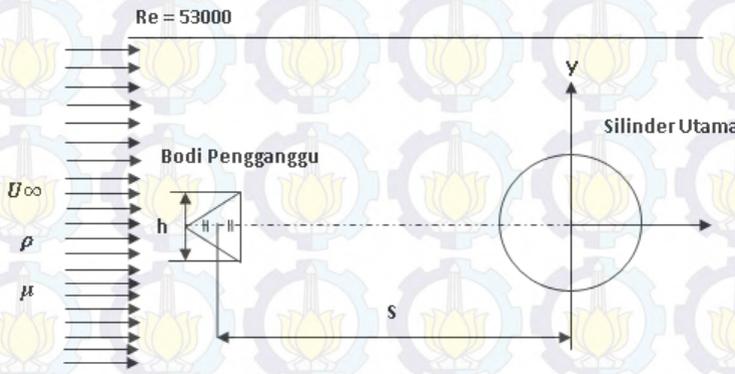
Berdasar Tabel 2.3 di atas penambahan pengganggu baik silinder sirkuler dan silinder tipe-I 65⁰ meningkatkan intensitas turbulensi. *Shear layer* dari silinder pengganggu membangkitkan intensitas turbulensi sehingga aliran mampu mengatasi gaya gesek dan *adverse pressure gradient* yang terjadi pada *boundary layer*. Perbedaan antara silinder teriris tipe-I 65⁰ dengan silinder sirkuler terletak pada besarnya *vorticity*. *Streamline* dari silinder teriris tipe I 65⁰ terdefleksi lebih kuat akibat separasi yang terjadi pada sudut irisnya daripada defleksi silinder sirkuler sehingga *vorticity* silinder teriris tipe-I 65⁰ lebih besar. Ketika menyentuh silinder sirkuler di belakang silinder pengganggu, energi aliran yang menyusuri silinder utama menjadi lebih besar sehingga mampu melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient*.

Selain pengaruh silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada silinder utama. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan jatuh lebih maju pada kontur silinder utama. Hal ini akan membangkitkan intensitas turbulensi. Namun seiring dengan jarak yang semakin jauh, *shear layer* dari silinder pengganggu akan mundur ke belakang. Fenomena ini efektif mereduksi daerah *wake* di belakang silinder utama. Secara umum, daerah *wake* yang menyempit menghasilkan peningkatan bilangan Strouhal.

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Parameter yang Diukur

Pada penelitian aliran fluida yang melintasi silinder utama dengan *body* pengganggu diperlukan adanya analisis dimensi untuk mengetahui parameter-parameter yang berpengaruh. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan bentuk *body* pengganggu yaitu berbentuk silinder, segitiga sama sisi dan bujur sangkar sehingga parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah massa jenis fluida (ρ), viskositas fluida (μ), kecepatan fluida (U_∞), diameter silinder utama atau silinder sirkular (D) dan pusat *body* pengganggu terhadap silinder sirkular (S). Parameter tersebut akan dianalisa dengan *Buckingham – Phi Theorema* untuk mengetahui faktor – faktor yang mempengaruhi karakteristik aliran. Berikut adalah skema penelitian dan parameter yang akan dianalisa tampak pada gambar 3.1



Gambar 3.1 Skema penelitian dan parameter yang diukur

- Δp : perbedaan antara tekanan *freestream* dengan tekanan pada dinding silinder (N/m^2)
- F_d : *drag force*

DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN

D	:	Diameter silinder (m)
F_D	:	Gaya <i>drag</i> (N)
g	:	Percepatan gravitasi (m/s^2)
p	:	Tekanan statis aliran fluida (N/m^2)
p_o	:	Tekanan stagnasi (N/m^2)
P_{sk}	:	Tekanan statis kontur (N/m^2)
P_{sf}	:	Tekanan statis <i>freestream</i> (N/m^2)
P_d	:	Tekanan dinamis <i>freestream</i> (N/m^2)
Re	:	Bilangan <i>Reynolds</i>
U_∞	:	Kecepatan <i>freestream</i> (m/s)
V	:	Kecepatan lokal aliran (m/s)
S	:	Jarak silinder sirkular dan pengganggu (m)
Δh	:	selisih pembacaan manometer (m)
μ	:	viskositas udara ($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$)
$\frac{du}{dy}$:	<i>Gradient</i> kecepatan aliran (s^{-1})
ρ	:	Massa jenis udara (kg/m^3)
$\frac{\partial p}{\partial x}$:	Gradien tekanan, (N/m^3)
π	:	Grup bilangan tak berdimensi
St	:	Bilangan <i>Strouhal</i>
f_s	:	Frekuensi vortex shedding
m_1	:	Massa udara pada keadaan standar (acuan)
m_2	:	Massa udara saat pengujian
P_1	:	Tekanan absolut udara pada keadaan standar
P_2	:	Tekanan absolut udara saat pengujian
T_1	:	Temperatur udara standar = 288,2 K
T_2	:	Temperatur ruangan kerja = 28°C = 301 K
ρ_1	:	Massa jenis udara pada keadaan standar (kg/m^3)
ρ_2	:	massa jenis udara saat pengujian (kg/m^3)
C_p	:	Koefisien tekanan kontur silinder sirkular
C_{DP}	:	Koefisien drag pressure
C_{DP0}	:	Koefisien drag pressure silinder sirkular tunggal

- t : waktu (s)
- ρ_{∞} : massa jenis fluida udara (kg/m^3)
- μ : viskositas udara (Ns/m^2)
- U_{∞} : kecepatan udara (m/s)
- D : diameter silinder sirkular (m)
- h : Panjang sisi *body* pengganggu (m)
- S : jarak pusat antara *body* pengganggu dengan silinder utama (m)

3.1.1 Analisa Dimensi

3.1.1.1 Koefisien Drag (Cd)

Di bawah ini ter dapat tujuh parameter yang mempengaruhi C_D .

1. F_D : *drag force*
2. ρ_{∞} : massa jenis fluida udara (kg/m^3)
3. μ : viskositas udara (Ns/m^2)
4. U_{∞} : kecepatan udara (m/s)
5. D : diameter silinder sirkular (m)
6. h : Panjang sisi *body* pengganggu (m)
7. S : jarak pusat antara *body* pengganggu dengan silinder utama

Dari analisa dimensi diperoleh 4 grup tak berdimensi yaitu:

π_1 = koefisien *drag*

π_2 = bilangan Reynolds

π_3 = rasio jarak dengan diameter

π_4 = rasio panjang sisi dengan diameter

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut:

$$\pi_1 = f_1 (\pi_2, \pi_3, \pi_4)$$

$$\frac{F_D}{\rho_{\infty} U_{\infty}^2 D^2} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho_{\infty} U_{\infty} D}, \frac{S}{D}, \frac{h}{D} \right)$$

Pada penelitian ini nilai Re dan S/D merupakan variable tetap sedangkan bentuk *body* pengganggu divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap koefisien tekanan pada *body* pengganggu.

$$\text{Sehingga} : \frac{F_D}{\rho_{\infty} U_{\infty}^2 D^2} = f_2 \left(\frac{S}{D} \right)$$

$$\text{atau} : C_D = f_3 \left(\frac{S}{D} \right)$$

3.1.1.2 Koefisien Tekanan (Cp)

Di bawah ini terdapat tujuh parameter yang mempengaruhi C_p .

1. Δp : perbedaan antara tekanan *freestream* dengan tekanan pada dinding silinder (N/m²)
2. ρ_{∞} : massa jenis fluida udara (kg/m³)
3. μ : viskositas udara (Ns/m²)
4. U_{∞} : kecepatan udara (m/s)
5. D : diameter silinder sirkular (m)
6. h : Panjang sisi *body* pengganggu (m)
7. S : jarak pusat antara *body* pengganggu dengan silinder utama

Dari analisa dimensi diperoleh 4 grup tak berdimensi yaitu:

π_1 = koefisien tekanan

π_2 = bilangan Reynolds

π_3 = axis rasio

π_4 = rasio panjang sisi silinder dengan diameternya

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut:

$$\pi_1 = f_4 (\pi_2, \pi_3, \pi_4)$$

$$\frac{\Delta p}{\rho_{\infty} U_{\infty}^2} = f_4 \left(\frac{\mu}{\rho_{\infty} U_{\infty} D}, \frac{S}{D}, \frac{h}{D} \right)$$

Pada penelitian ini nilai Re dan S/D merupakan variable tetap sedangkan bentuk *body* pengganggu divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap koefisien tekanan pada *body* pengganggu.

$$\text{Sehingga} : \frac{\Delta p}{\rho_{\infty} U_{\infty}^2} = f_5 \left(\frac{S}{D} \right)$$

$$\text{Atau} : C_p = f_6 \left(\frac{S}{D} \right)$$

3.1.1.3 Bilangan Strouhal

Di bawah ini terdapat tujuh parameter yang mempengaruhi St.

1. t : waktu (s)

2. ρ_{∞} : massa jenis fluida udara (kg/m³)
3. μ : viskositas udara (Ns/m²)
4. U_{∞} : kecepatan udara (m/s)
5. D : diameter silinder sirkular (m)
6. h : Panjang sisi *body* pengganggu (m)
7. S : jarak pusat antara *body* pengganggu dengan silinder utama

Dari analisa dimensi diperoleh 4 grup tak berdimensi yaitu:

π_1 = koefisien *drag*

π_2 = bilangan Reynolds

π_3 = rasio jarak dengan diameter

π_4 = rasio panjang sisi dengan diameter

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut:

$$\pi_1 = f_7(\pi_2, \pi_3, \pi_4)$$

$$\frac{D}{t_0 U_{\infty}} = f_7 \left(\frac{\mu}{\rho U_{\infty} D}, \frac{S}{D}, \frac{h}{D} \right)$$

Pada penelitian ini nilai Re dan S/D merupakan variable tetap sedangkan bentuk *body* pengganggu divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap koefisien tekanan pada *body* pengganggu.

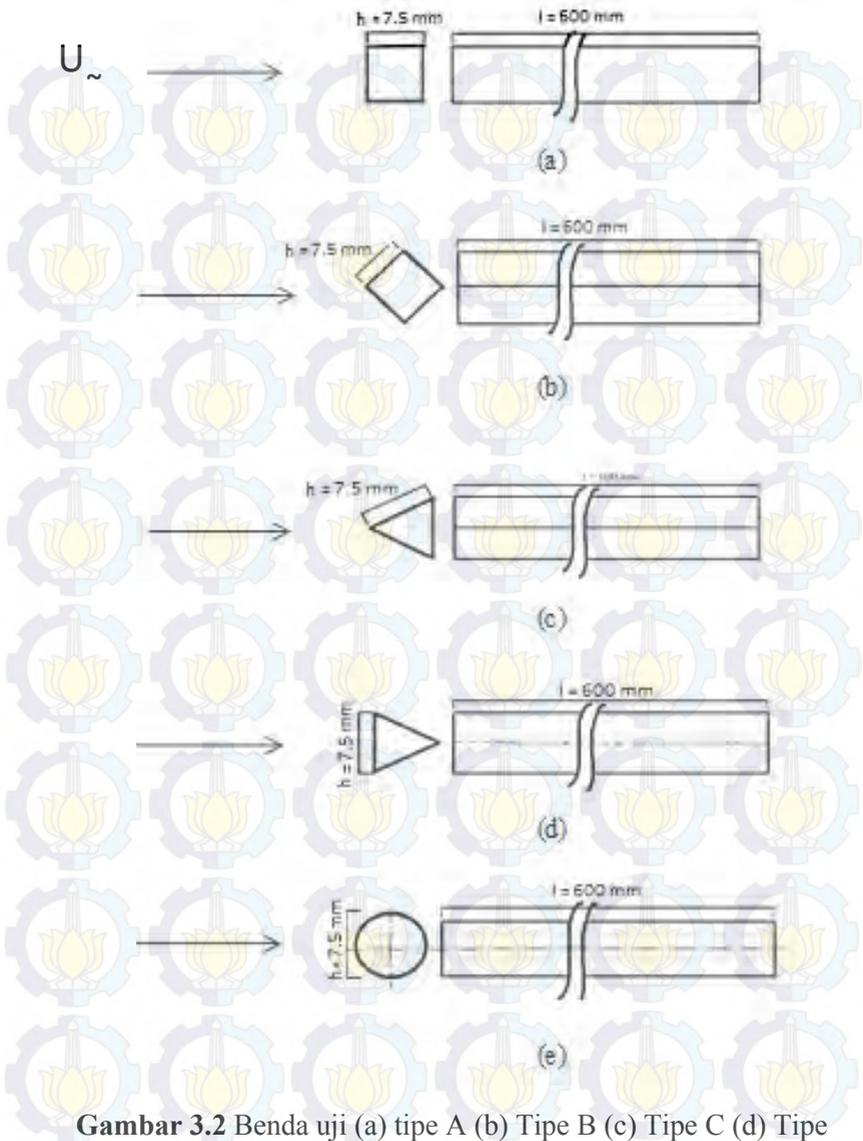
$$\text{Sehingga} : \frac{1}{t_0 U_{\infty}} = f_8 \left(\frac{S}{D} \right)$$

$$\text{atau} : S_t = f_9 \left(\frac{S}{D} \right)$$

3.2 Metode Eksperimen

3.2.1 Benda Uji

Pada percobaan ini, sebagai benda kerja digunakan silinder pejal yang disebut sebagai silinder utama dengan pengganggu berupa 5 tipe. pada tipe A adalah prisma segitiga diputar kemiringan 30°, tipe B adalah prisma segitiga dengan diputar 210° kemudian pada tipe C adalah prisma segiempat dengan kemiringan 0° dan tipe D adalah prisma segiempat kemiringan 45°, yang terakhir tipe E adalah silinder pejal. Adapun spesifikasi benda uji tersebut adalah sebagai berikut :



Gambar 3.2 Benda uji (a) tipe A (b) Tipe B (c) Tipe C (d) Tipe D (e) Tipe E

3.2.2 Peralatan

Peralatan yang dibutuhkan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. *Wind Tunnel*

Gambar 3.3 merupakan gambar *wind Tunnel* yang digunakan pada penelitian ini. *Wind Tunnel* tersebut merupakan *Wind Tunnel* tipe *subsonic, open circuit*. Dengan panjang 1780 mm, lebar 660 mm dan tinggi 660 mm. Sedangkan gambar 3.4 merupakan skema *Wind Tunnel* beserta geometrinya.



(a)



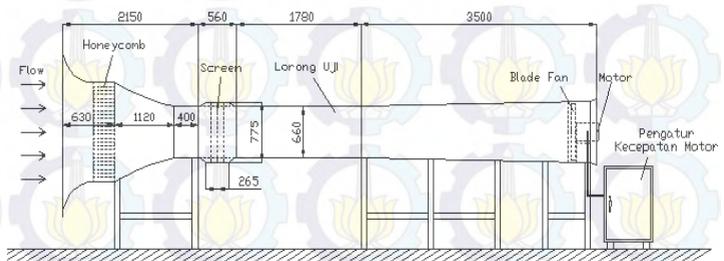
(b)

Gambar 3.3 *Subsonic, open circuit windtunnel (a) tampak belakang (b) tampak depan*

a) **Spesifikasi Wind Tunnel**

- Jenis wind tunnel : Subsonic, open circuit
- Bentuk test section : Persegi panjang
- Panjang : 1780 mm
- Tinggi : 660 mm
- Lebar : 660 mm

b) **Skema Wind Tunnel**

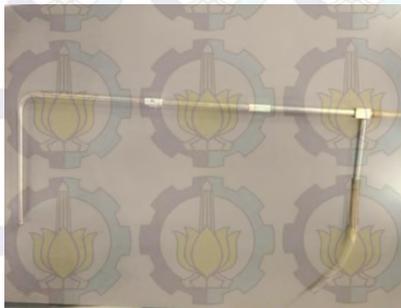


Gambar 3.4 Skema dan dimensi wind tunnel

2. Wall pressure tap

Pressure tap ini berfungsi untuk mengukur besar tekanan di sepanjang permukaan benda uji.

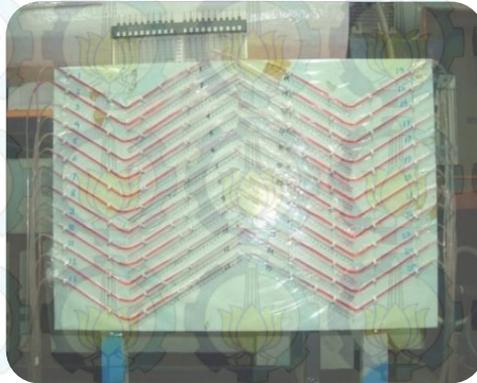
3. Pitot static tube



Gambar 3.5 Pitot static tube

Pitot static tube seperti pada gambar 3.5 berfungsi untuk mengukur besarnya tekanan statis dan tekanan stagnasi aliran, yang kemudian digunakan untuk menghitung kecepatan aliran fluida.

4. *Inclined Manometer*



Gambar 3.6 *Inclined Manometer*

Manometer seperti pada gambar 3.6 mempunyai kemiringan 15° . Fluida kerja yang digunakan adalah *red oil* dengan *specific gravity* 0.804

5. HWA (*Hot Wire Anemometer*)

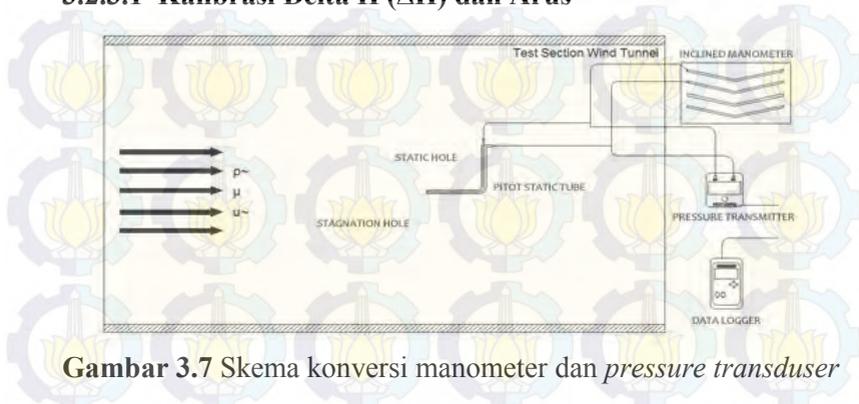
Hot wire anemometer (HWA) digunakan untuk mengukur bilangan Strouhal yang terbentuk pada aliran.

6. *Thermometer*

Thermometer digunakan untuk mengukur temperature udara pada saat pengambilan data, yang kemudian digunakan untuk menentukan properties fluida tersebut yaitu densitas dan viskositas absolute udara.

3.2.3 Prosedur Penelitian

3.2.3.1 Kalibrasi Delta H (ΔH) dan Arus

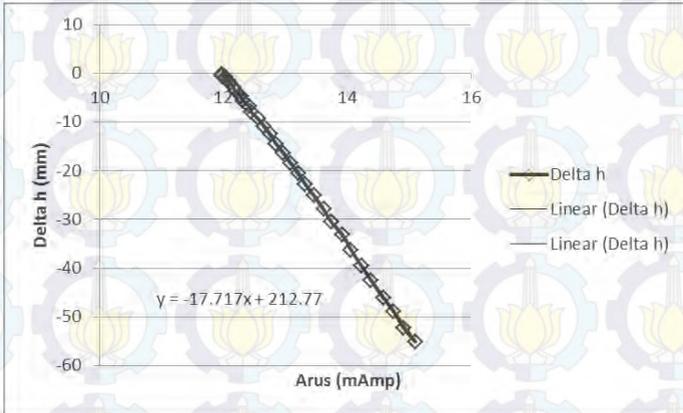


Gambar 3.7 Skema konversi manometer dan *pressure transducer*

Kalibrasi dilakukan untuk menyamakan keluaran yang berupa arus dari *pressure transmitter* yang digunakan sehingga didapatkan factor konversi menjadi besaran tekanan. Skema kalibrasi terlihat pada gambar 3.7 dan grafik kalibrasi terlihat pada gambar 3.8.

1. Mempersiapkan peralatan yaitu *pressure transmitter*, DAQ, *Pitot static tube*, selang bercabang dan manometer.
2. Mengatur *pitot static tube* agar terletak tepat pada *test section wind tunnel*.
3. Sedang keluaran *pitot static tube* dihubungkan dengan selang bercabang, satu cabang terhubung ke manometer dan cabang yang lain terhubung ke *pressure transmitter*.
4. Membaca skala awal manometer.
5. Menghidupkan *fan* pada *wind tunnel* dan mengaturnya pada putaran tertentu.
6. Membaca Δh pada manometer dan *output* pada *pressure transmitter* yang ditampilkan pada DAQ.
7. Mengubah-ubah putaran *fan* secara kontinyu.
8. Melakukan prosedur 6 untuk setiap nilai putaran *fan* yang berbeda, dimulai dari 0 rpm hingga 1500 rpm dengan interval 50 rpm untuk tiap titik.

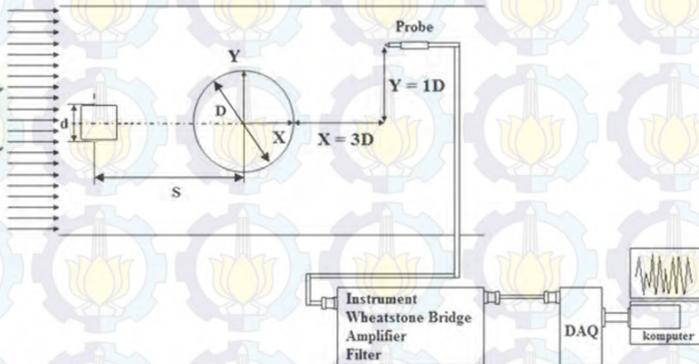
9. Membuat plot data Δh dan arus yang didapatkan kedalam grafik dan mendapatkan persamaan konversinya.



Gambar 3.8 Grafik kalibrasi Δh terhadap arus

3.2.4 Prosedur Pengambilan Data

3.2.4.1 Pengambilan Data Kuantitatif Frekuensi *Vortex Shedding*



Gambar 3.9 Skema pengambilan data frekuensi

Pada gambar 3.9 dapat dilihat skema pengambilan data frekuensi. Pada gambar tersebut dapat dilihat posisi penempatan

HWA dan silinder utama. Tahap pengambilan data bilangan Strouhal yang akan dianalisa melalui proses pengambilan data dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Memasang benda uji berupa silinder sirkuler dengan *body* pengganggu tipe A
2. Menempatkan posisi *probe* HWA pada $x/D = 3.5$ dan $y/D = 1$.
3. Menyalakan *fan*, atur besar putarannya dengan menggunakan inverter agar diperoleh kecepatan dalam *test suction* yang sesuai dengan kecepatan pengujian yang diharapkan pada bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$.
4. Merekam data tegangan HWA dari pengukuran pada DAQ.
5. Memasang benda uji dan *body* pengganggu dengan memvariasikan jarak 1.20; 1.25; 1,30; 1.35; 1,375; dan 1.40.
6. Mematikan *fan* dan mengatur kembali instalasi eksperimen.
7. Mengganti *body* pengganggu dengan *body* pengganggu tipe lain yakni tipe B, C, D dan E serta melakukan langkah 2-6 untuk setiap tipe *body* pengganggu.

3.2.4.2 Pengambilan Data Profil Kecepatan di Belakang Silinder Utama

Pengambilan data untuk mendapatkan profil kecepatan di belakang silinder utama yang disusun secara tandem dengan *body* pengganggu dilakukan sebagai berikut :

1. Memasang benda uji berupa silinder sirkular dengan *body* pengganggu tipe A
2. Menempatkan posisi *pitot static tube* pada $x/D = 3$.
3. Menyalakan *fan*, atur besar putarannya dengan menggunakan inverter agar diperoleh kecepatan dalam *test suction* yang sesuai dengan kecepatan pengujian yang diharapkan pada bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$.

4. Merekam data arus dari *pitot static tube* menggunakan DAQ.
5. Memasang benda uji dan *body* pengganggu dengan memvariasikan jarak 1.20; 1.25; 1,30; 1.35;1,375; 1.40.
6. Mematikan *fan* dan mengatur kembali instalasi eksperimen.
7. Mengganti *body* pengganggu dengan *body* pengganggu tipe lain yakni tipe B, C, D dan E serta melakukan langkah 2-6 untuk setiap tipe *body* pengganggu.

3.2.4.3 Pengambilan Data Distribusi Tekanan Silinder Utama(C_P)

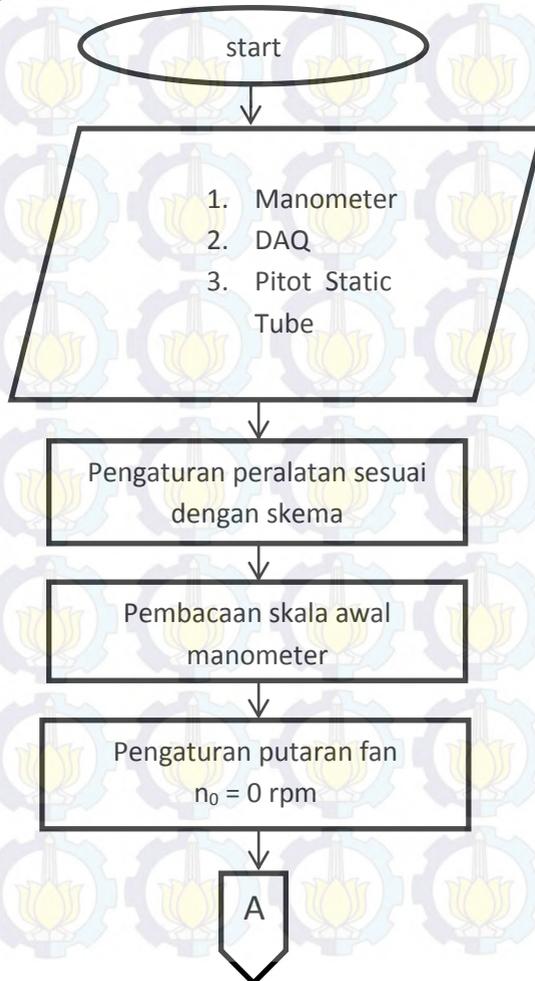
Pengambilan data untuk mendapatkan distribusi tekanan di belakang silinder utama yang disusun secara tandem dengan *body* pengganggu dilakukan sebagai berikut :

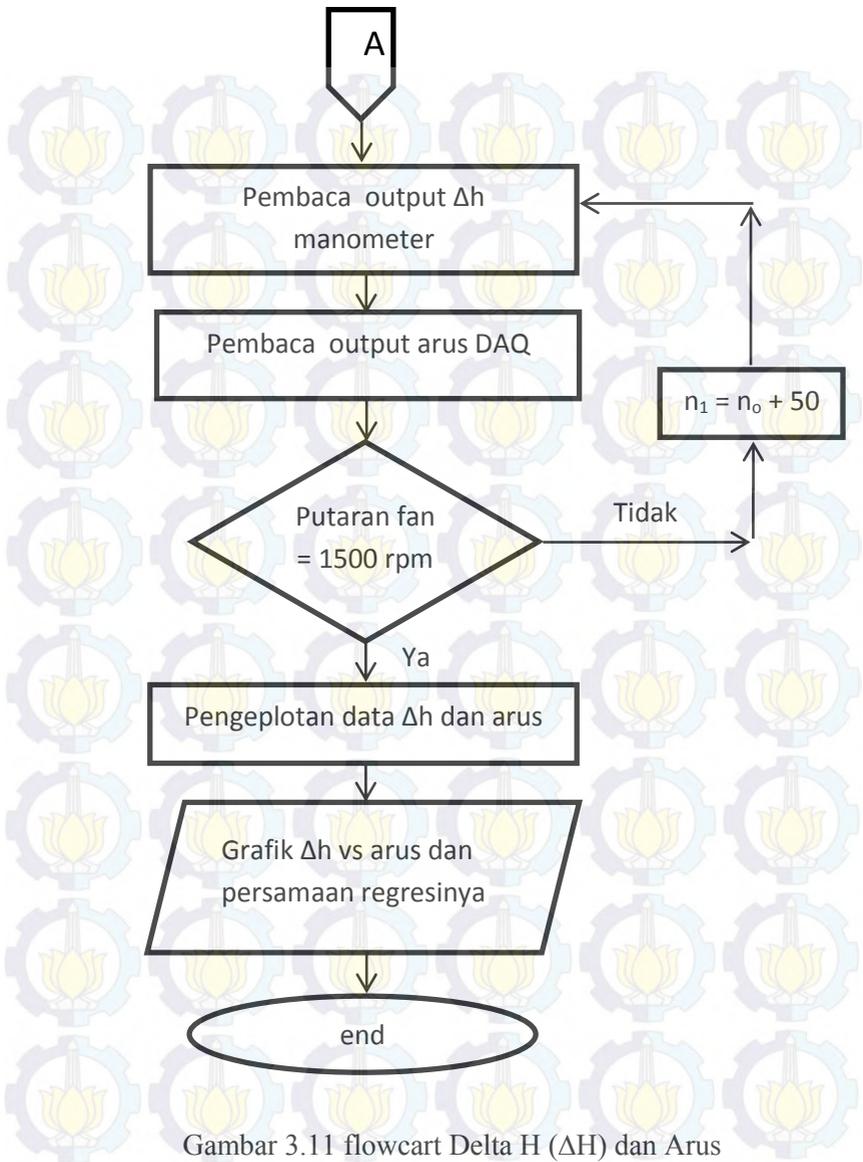
1. Memasang benda uji berupa silinder sirkular dengan *body* pengganggu tipe A.
2. Menghubungkan *pressure tap* ke manometer di sepanjang kontur silinder utama.
3. Menyalakan *fan*, atur besar putarannya dengan menggunakan inverter agar diperoleh kecepatan dalam *test suction* yang sesuai dengan kecepatan pengujian yang diharapkan pada bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$.
4. Memasang benda uji dan *body* pengganggu dengan memvariasikan jarak 1.20; 1.25; 1,30; 1.35;1,375; 1.40
5. Catat perbedaan Δh pada manometer.
6. Mematikan *fan* dan mengatur kembali instalasi eksperimen.
7. Mengganti *body* pengganggu dengan *body* pengganggu tipe lain yakni tipe B, C, D dan E serta melakukan langkah 2-7 untuk setiap tipe *body* pengganggu.

3.2.5 Flowchart Penelitian

3.2.5.1 Kalibrasi Delta H (ΔH) dan Arus

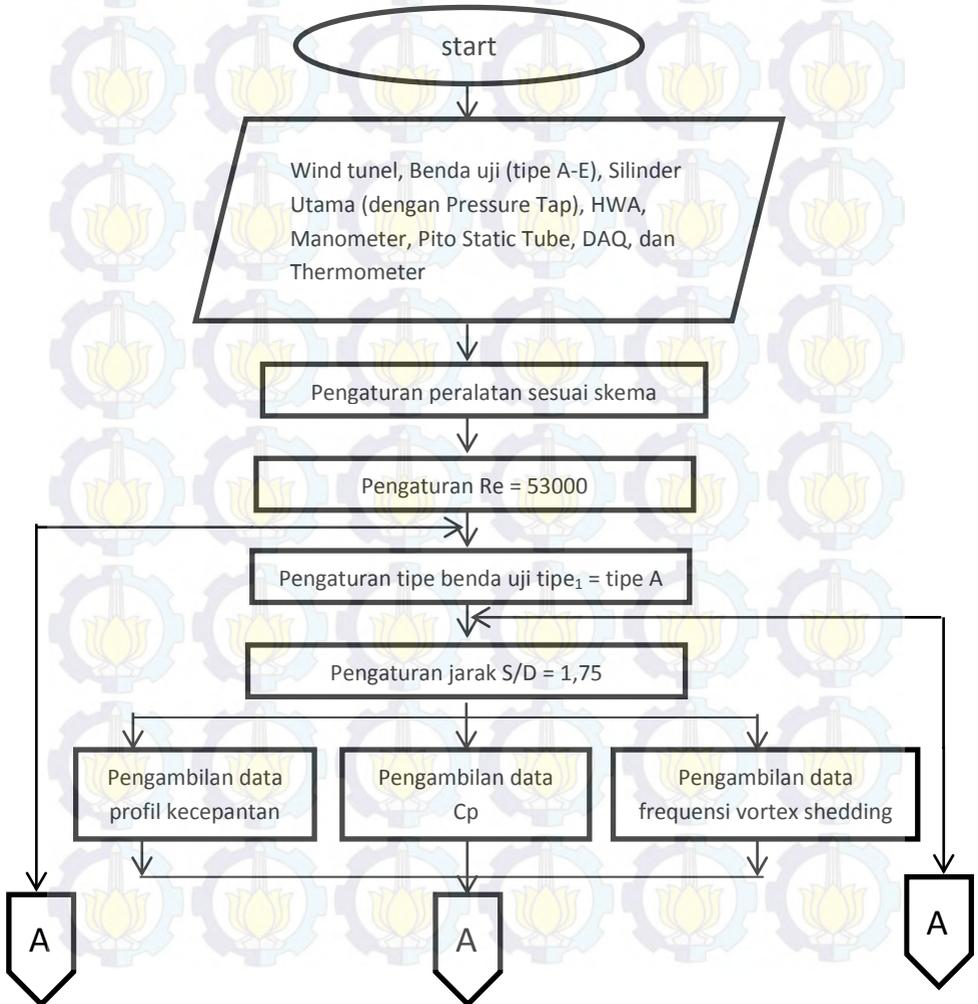
Pada gambar 3.11 terlihat *Flowchart* Kalibrasi Delta H (ΔH) dan Arus. Berdasarkan gambar tersebut dapat diketahui hal-hal yang dibutuhkan serta proses yang dilakukan pada saat kalibrasi.

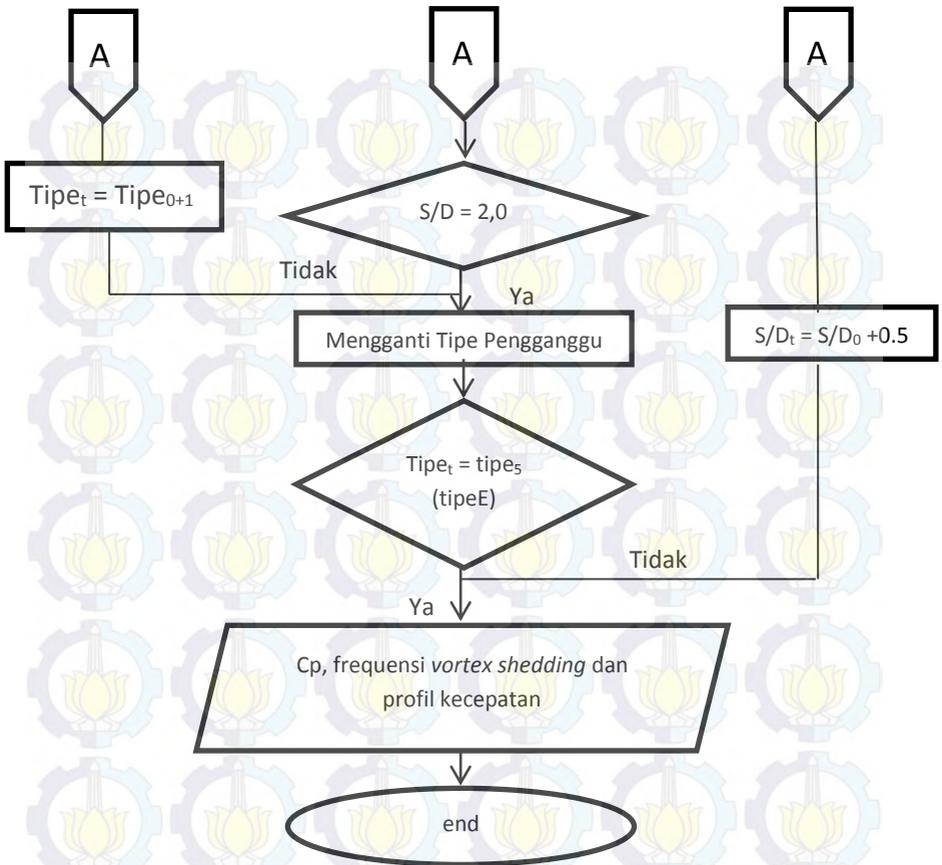


Gambar 3.11 flowcart Delta H (ΔH) dan Arus

3.2.5.3 Pengambilan Data Koefisien Tekanan (C_p), Frekuensi dan Profil Kecepatan

Pada gambar 3.12 dapat diketahui hal-hal yang dibutuhkan serta proses yang harus dilakukan selama proses pengambilan data ini.





Gambar 3.12 *Flowchart* pengambilan data

3.3 Tabel Planer Penelitian

Penelitian ini dimulai pada bulan September 2014 yaitu *study* pustaka dan diakhiri dengan sidang Tugas Akhir pada

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

❖ massa jenis udara (ρ)

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaiian gas didapatkan bahwa :

$$\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka persamaan 4.1 berubah menjadi

$$\frac{p_1 \times m_1}{T_1 \times \rho_1} = \frac{p_2 \times m_2}{T_2 \times \rho_2}$$

dimana:

m_1 = massa udara pada keadaan standar (acuan)

m_2 = massa udara pada saat pengujian

P_1 = tekanan absolut udara saat keadaan standar 1,01325 N/m²

P_2 = tekanan absolut udara pada saat pengujian

T_1 = temperatur udara standar = 288,2 K

T_2 = temperatur ruangan kerja = 28°C = 301 K

ρ_1 = massa jenis udara saat keadaan standar = 1,225 kg/m³

ρ_2 = massa jenis udara pada saat pengujian

Bila keadaan standar dan keadaan pengujian berada pada ketinggian yang sama, maka :

$$P_1 = P_2$$

Dan karena massa udara pada keadaan standar dan pada keadaan pengujian itu sama, maka :

$$m_1 = m_2$$

Dari batasan tersebut, maka persamaannya menjadi:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \times \rho_1}{T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{288,2K \times 1,225 \frac{kg}{m^3}}{301K} = 1,1729 \frac{kg}{m^3}$$

❖ viskositas absolut udara (μ)

Untuk perhitungan viskositas absolut udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu :

$$\mu_2 = \frac{b \times (T_2)^{0,5}}{1 + \frac{S}{T_2}} \quad (4.2)$$

dimana:

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \text{ Kg/m.s.K}^{0,5}$$

$$S = 110,4 \text{ K}$$

sehingga:

$$\mu_2 = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{0,5}} \times (301K)^{0,5}}{1 + \frac{110,4K}{301K}} = 1,8507 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}$$

❖ kecepatan freestream

Berikut merupakan persamaan untuk mendapatkan kecepatan freestream :

$$U_{\infty} = \frac{Re \times \mu}{\rho_2 \times D} = \frac{53000 \times 1,8507 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}}{1,1729 \frac{kg}{m^3} \times 0,06m} \quad (4.3)$$

$$U_{\infty} = 13,954 \frac{m}{s}$$

4.2 Contoh Perhitungan

4.2.1 Perhitungan Koefisien Tekanan (Cp)

Sebagai contoh perhitungan koefisien tekanan (C_p) , maka digunakanlah data-data yang ada pada silinder sirkular tunggal dengan *Reynolds number* sebesar $5,3 \times 10^4$, yaitu sebagai berikut:

- Cairan manometer adalah *Red Oil* (SG) = 0,804
- Massa jenis air (ρ) = 999 kg/m^3
- Massa jenis udara (saat T = 301K) = $1,1729 \text{ kg/m}^3$
- Percepatan gravitasi (g) = $9,81 \text{ m/s}^2$
- Pembacaan Δh manometer udara *free stream* = -43,999 mm
- Pembacaan Δh manometer pada kontur = -29,505 mm
- Kecepatan *free stream* = $13,954 \text{ m/s}$

❖ Menghitung tekanan statik *free stream* dalam Pa

Untuk menghitung tekanan statis pada *free stream*, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_{sf} = \frac{SG_{redoil} \times \rho_{H_2O} \times g \times \Delta h}{1000} \quad (4.4)$$

$$P_{sf} = \frac{0,804 \times 999 \frac{Kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times (-43,999 \text{ mm})}{1000 \frac{mm}{m}}$$

$$= -346,683 \text{ Pa}$$

❖ Menghitung tekanan dinamik *free stream* dalam Pa
Untuk menghitung tekanan statis pada kontur, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_d = p_0 - p_s = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \quad (4.5)$$

$$P_d = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2$$

$$P_d = \frac{1}{2} \times 1,1729 \frac{Kg}{m^3} \times (13,954 \frac{m}{s})^2 = 114,2023 \text{ Pa}$$

❖ Menghitung tekanan statik kontur dalam Pa
Untuk menghitung tekanan statis pada kontur, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_{sk} = \frac{SGredoil \times \rho H_2 O \times g \times \Delta h}{1000} \quad (4.6)$$

$$P_{sk} = \frac{0,804 \times 999 \frac{Kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times (-29,505 \text{ mm})}{1000 \frac{mm}{m}}$$

$$= -232,483 \text{ Pa}$$

❖ Menghitung *Pressure Coefficient (Cp)*

Untuk menghitung tekanan statis pada kontur, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$C_P = \frac{p_{SK} - p_{Sf}}{\frac{1}{2} \rho U_{\infty}^2} = \frac{p_{SK} - p_{Sf}}{p_d} \quad (4.7)$$

$$C_P = \frac{p_{SK} - p_{Sf}}{p_d} = \frac{-232,483 \text{ Pa} - (-346,685 \text{ Pa})}{114,2023 \text{ Pa}} = 1$$

4.2.2 Perhitungan Koefisien Drag Pressure (C_{Dp})

Sebagai contoh perhitungan koefisien *drag pressure (C_{Dp})*, maka digunakanlah perhitungan yang ada pada silinder sirkular tanpa pengganggu. Secara matematis, koefisien *drag pressure (C_{Dp})*, dirumuskan dengan:

$$C_{Dp} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p(\theta) \cos(\theta) d\theta \quad (4.8)$$

bila $I = \int_0^{2\pi} C_p(\theta) \cos(\theta) d\theta$

maka : $C_{Dp} = \frac{1}{2} I$

dengan menggunakan metode numerik aturan *Simpson 1/3* segmen berganda yang dirumuskan:

$$I \cong (b-a) \frac{f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5}^{n-1} f(x_i) + 2 \sum_{j=2,4,6}^{n-2} f(x_j) + f(x_n)}{3n} \quad (4.9)$$

dimana : $a = 0$; $b = 2\pi$; $n = 72$

$$f(x_0) = 1$$

$$4 \sum_{i=1,3,5}^{n-1} f(x_i) = 43,018$$

$$2 \sum_{j=2,4,6}^{n-2} f(x_j) = 19,651$$

$$f(x_n) = 1$$

Sehingga

$$C_{Dp} = \frac{1}{2} \left[\frac{2\pi - 0}{3 \times 72} \{ (1) + (43,018) + (19,651) + (1) \} \right]$$

$$C_{Dp} = 0.941$$

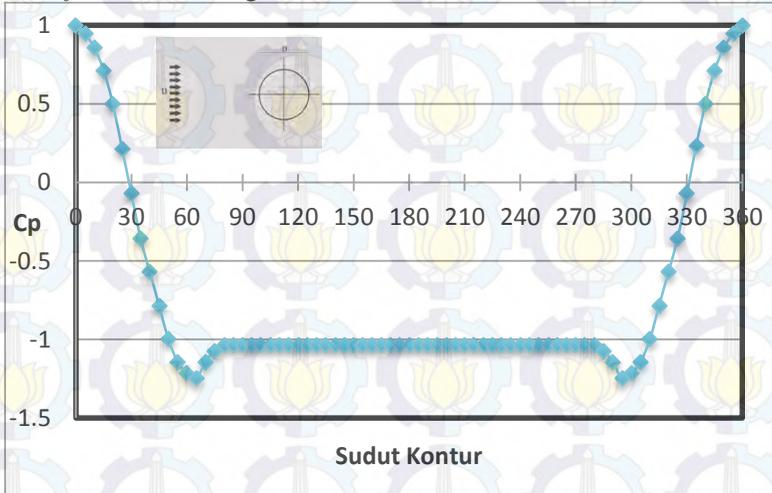
4.3 Analisa Aliran Melintasi Silinder Sirkular Tunggal dengan Bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$

Pada penelitian ini dilakukan analisa aliran melewati silinder sirkular dengan variasi pengganggu Tipe A, Tipe B, Tipe C, Tipe D, dan Tipe E serta variasi jarak dari titik tengah pengganggu dengan titik tengah silinder sirkular $(S/D) = 1,75$ hingga $2,0$ dengan rentang jarak $0,5$. Untuk membandingkan hasil dari penelitian ini sebagai bahan validasi maka perlu dianalisa terlebih dahulu aliran melewati silinder sirkular.

Analisa aliran yang melewati silinder sirkular dilakukan dengan mengamati distribusi tekanan di sepanjang kontur menggunakan *pressure tap*. Sedangkan untuk mengamati aliran dibelakang silinder sirkular digunakan *Hot Wire Anemometer* (HWA) dan Pitot tube. HWA digunakan untuk mengamati frekuensi aliran dan Pitot tube digunakan mengamati profil kecepatan yang terjadi di belakang silinder sirkular.

4.3.1 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Tunggal

Distribusi tekanan pada kontur silinder sirkular ditunjukkan dengan grafik koefisien tekanan (C_p) yang merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis kontur dan tekanan statis *freestream* dengan tekanan dinamis.



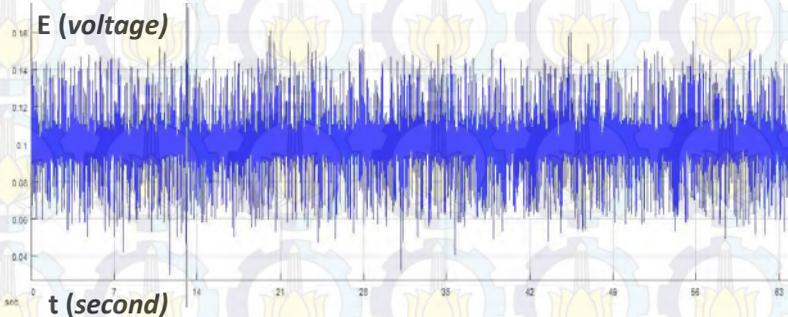
Gambar 4.1. Grafik koefisien tekanan (C_p) sebagai fungsi dari sudut (θ) untuk silinder sirkular tunggal

Gambar 4.1 di atas merupakan grafik C_p sebagai fungsi sudut pada silinder sirkular tunggal. Dari grafik tersebut terlihat pada sudut kontur 0° dan 360° merupakan titik stagnasi dimana aliran diperlambat hingga berhenti tanpa melalui proses gesekan. Hal ini ditunjukkan dengan nilai C_p yang memiliki nilai sama dengan 1 ($C_p \approx 1$). Selanjutnya aliran mengalami percepatan dan penurunan tekanan seiring dengan penurunan grafik C_p . Tekanan minimum dan kecepatan maksimum yang melewati silinder sirkular terjadi pada sudut kontur 65° dan 295° . Pada sudut kontur selanjutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan

aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur 75° dan 285° yang ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan.

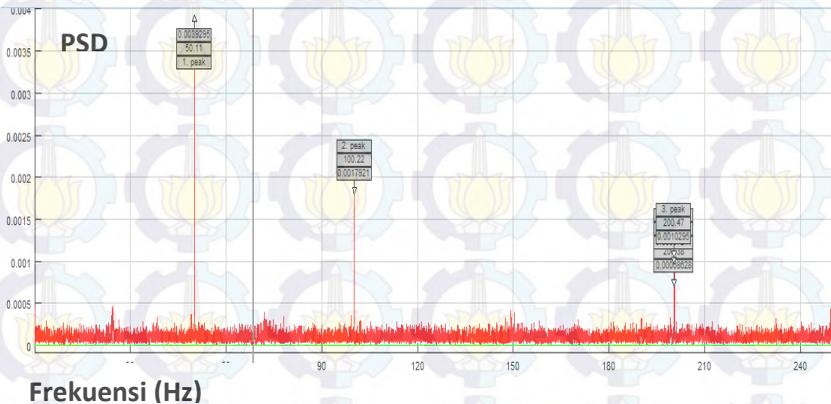
4.3.2 Frekuensi *Vortex Shedding* dan Bilangan *Strouhal* Silinder Sirkular Tunggal

Bilangan Strouhal merepresentasikan tentang rasio gaya inersia akibat perubahan kecepatan dan gaya inersia akibat ketidakstabilan aliran dari satu titik ketitik yang lain dalam medan aliran. Bilangan Strouhal didefinisikan sebagai perbandingan dari frekuensi *vortex shedding* dengan kecepatan udara. Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan menggunakan *hot wire anemometer*. Frekuensi *vortex shedding* adalah jumlah ketidakstabilan aliran (*vortex*) yang terukur tiap satuan waktu ketika aliran tersebut melintasi *probe hot wire anemometer* yang ditempatkan pada posisi tertentu yang mampu secara optimum menangkap frekuensi *vortex shedding*. *Vortex shedding* merupakan aliran tidak stabil yang terjadi sesuai dengan ukuran geometri benda. Dalam aliran ini pusaran diciptakan pada belakang benda dan berisolasi pada bagian *upper side* dan *lower side*. Frekuensi pengambilan data pada penelitian ini adalah 500 sampel perdetik atau 500 Hz. Signal keluaran dari *hot wire anemometer* berupa tegangan fungsi waktu seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.2.



Gambar 4.2. Signal tegangan fungsi waktu silinder sirkular tunggal

Pada gambar 4.2 signal keluaran dari *hot wire anemometer* masih dalam domain waktu. Untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding* diperlukan pengolahan sinyal dengan menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan sinyal dengan metode FFT ini dibantu menggunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*.



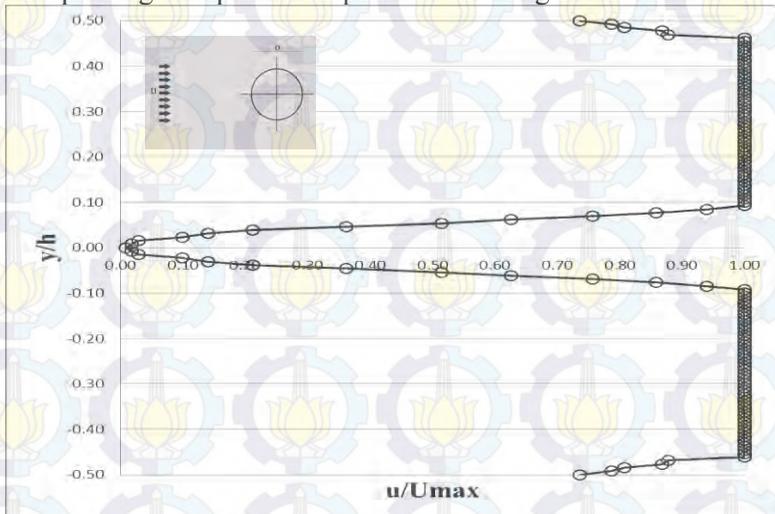
Gambar 4.3 Signal frekuensi silinder sirkular tunggal

Pada gambar 4.3 besarnya frekuensi *vortex shedding* yang terjadi pada silinder sirkular tunggal dapat dilihat pada titik maksimum *Power spectral density* (PSD). *Power spectral density* merupakan signal energi per unit dari frekuensi atau dikenal juga dengan tampilan penyebaran daya dari komponen frekuensi acak. Besarnya frekuensi *vortex shedding* yang terjadi adalah sebesar 50,11 Hz sehingga bilangan Strouhal pada silinder sirkular tunggal sebesar 0,218.

4.3.3 Profil Kecepatan Silinder Sirkular Tunggal

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan makasimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi

dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang 32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiap 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.4 merupakan grafik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.



Gambar 4.4. Grafik profil kecepatan dibelakang silinder tunggal

Dari hasil pengukuran profil kecepatan di belakang silinder sirkular tunggal dapat diketahui lebar *wake* yang terjadi. Lebar *wake* ini dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular tunggal. Semakin lebar daerah *wake* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Pada silinder tunggal ini besarnya *coefficient pressure drag* (C_{Dp}) yang terjadi sebesar 1,00.

4.4 Analisa Aliran Melintasi Silinder Sirkular Berpengganggu dengan Bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$

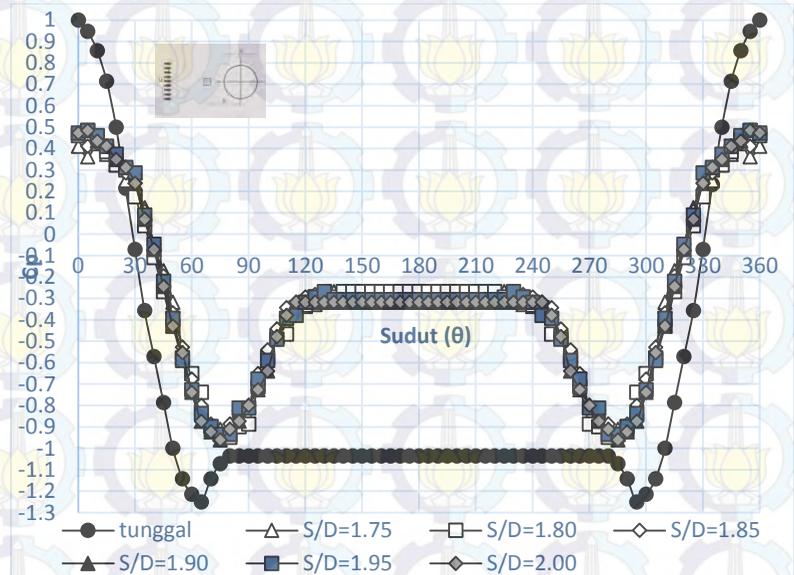
Pada penelitian ini dilakukan analisa untuk mengetahui pengaruh penambahan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E dengan variasi pada jarak $1.75 \leq S/D \leq 2.00$, dimana

tipe A adalah pengganggu berbentuk kotak 0° , tipe B adalah pengganggu berbentuk kotak 45° , tipe C adalah pengganggu berbentuk segitiga 30° , tipe D adalah pengganggu berbentuk segitiga 210° , dan tipe E adalah pengganggu berbentuk silinder.

4.4.1 Analisa Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Berpengganggu

4.4.1.1 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan pengganggu Tipe A

Distribusi tekanan pada kontur silinder sirkular dengan pengganggu Tipe A ditunjukkan dengan grafik koefisien tekanan (C_p) yang merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis kontur dan tekanan statis *freestream* dengan tekanan dinamis.



Gambar 4.5. Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe A

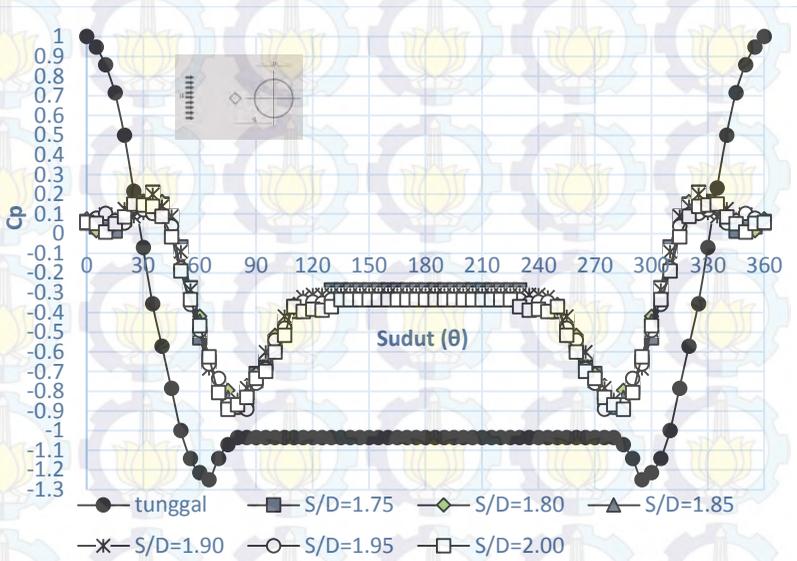
Gambar 4.5 menunjukkan distribusi koefisien tekanan sekeliling silinder sirkular utama (C_p), sebagai fungsi dari posisi pada dinding silinder utama dalam sudut (θ). Dimana C_p diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$ dengan variasi jarak $S/D = 1,75 - 2,0$.

Dari gambar 4.5 dapat dilihat aliran yang melewati silinder sirkular yang diberi pengganggu tipe A. Titik tekanan minimum silinder berpengganggu pada $\theta = 0^\circ$ nilai $C_p = 0,5$ terlihat lebih rendah jika dibandingkan dengan kontur tekanan pada silinder tunggal $\theta = 0^\circ$ nilai $C_p = 1$ karena adanya body pengganggu. Body pengganggu ini menyebabkan silinder tunggal kehilangan titik stagnasi ($C_p = 1$) karena aliran fluida dihalangi oleh silinder pengganggu. Hal ini disebabkan oleh timbulnya *shear layer* akibat terseparasinya aliran yang melewati pengganggu Tipe A. Akibatnya *boundary layer* silinder sirkular terganggu sehingga mempercepat transisi *boundary layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit.

Pada pengganggu tipe ini, aliran mengalami percepatan dan penurunan tekanan seiring dengan penurunan grafik C_p . Dengan demikian, tekanan minimum dan kecepatan maksimum yang melewati silinder sirkular terjadi pada sudut kontur 75° dan 285° . Selanjutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur sekitar 135° dan 225° yang ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan. Hal ini seperti yang diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *with vortex shedding (pattern A)*, atau **Lee, dkk. (2004)** menyebutnya sebagai *wake impingement mode*.

4.4.1.2 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe B

Distribusi tekanan pada kontur silinder sirkular dengan pengganggu Tipe B ditunjukkan dengan grafik koefisien tekanan (C_p) yang merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis kontur dan tekanan statis *freestream* dengan tekanan dinamis.



Gambar 4.6. Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe B

Gambar 4.6 menunjukkan distribusi koefisien tekanan sekeliling silinder sirkular utama (C_p), sebagai fungsi dari posisi pada dinding silinder utama dalam sudut (θ). Dimana C_p diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$. Dimana aliran diberi pengganggu tipe B dengan variasi jarak $S/D = 1,75 - 2,0$.

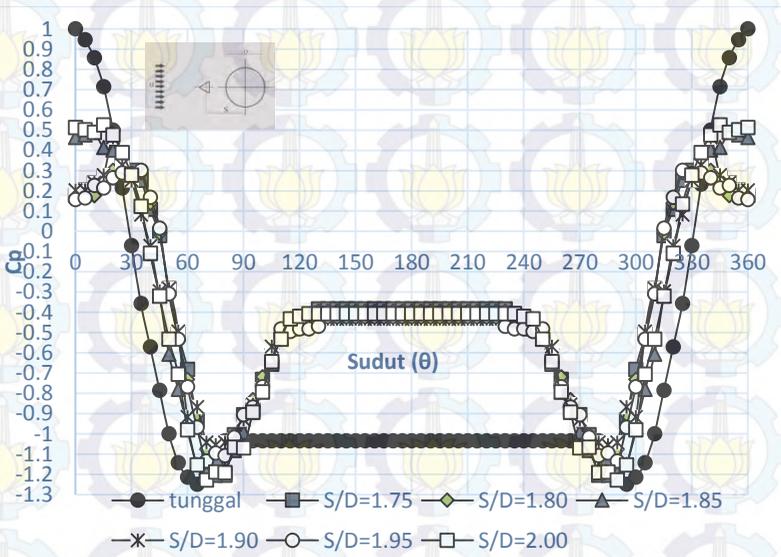
Dari gambar 4.6 dapat dilihat aliran yang melewati silinder sirkular yang diberi pengganggu tipe B. Titik tekanan minimum silinder berpengganggu pada $\theta = 0^\circ$ nilai $C_p = 0,5$ terlihat lebih rendah jika dibandingkan dengan kontur tekanan pada silinder

tunggal $\theta = 0^\circ$ nilai $C_p = 1$ karena adanya body pengganggu. Body pengganggu ini menyebabkan silinder tunggal kehilangan titik stagnasi ($C_p = 1$) karena aliran fluida dihalangi oleh silinder pengganggu. Hal ini disebabkan oleh timbulnya *shear layer* akibat terpisahnya aliran yang melewati pengganggu Tipe B. Oleh karena itu *boundary layer* silinder sirkular terganggu sehingga mempercepat transisi *boundary layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit.

Shear layer yang ditimbulkan oleh *wake* bodi pengganggu bercabang menjadi dua. *Shear layer* yang menuju depan disebut *forward Shear layer* dan yang menelusuri kontur silinder disebut *backward shear layer*. Pada bagian *upper side*, *forward Shear layer* mengalami perlambatan dari sudut kontur 0° hingga 30° . Begitu juga pada bagian *lower side*, *forward shear layer* mengalami perlambatan pada sudut kontur 360° hingga 330° . Dengan demikian sudut kontur 30° dan 330° merupakan nilai C_p maksimum dan merupakan sudut terjadi *reattachment* dari *forward shear layer* yang ditimbulkan oleh bodi pengganggu. Pada *forward shear layer* ini terjadi separasi pada sudut kontur sekitar 15° dan 345° . Selanjutnya *backward shear layer* mengalami percepatan sampai pada tekanan minimum dan kecepatan maksimum terjadi pada sudut kontur 80° dan 280° . Pada sudut kontur selanjutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur sekitar 135° dan 225° atau dikenal dengan *backward separation point*, separasi ini ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan. Hal ini seperti diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*, atau **Lee, dkk. (2004)** menyebutnya sebagai *cavity mode*.

4.4.1.3 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe C

Distribusi tekanan pada kontur silinder sirkular dengan pengganggu Tipe C ditunjukkan dengan grafik koefisien tekanan (C_p) yang merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis kontur dan tekanan statis freestream dengan tekanan dinamis.



Gambar 4.7. Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe C

Gambar 4.7 menunjukkan distribusi koefisien tekanan sekeliling silinder sirkular utama (C_p), sebagai fungsi dari posisi pada dinding silinder utama dalam sudut (θ). Dimana C_p diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$. Dimana aliran diberi pengganggu tipe D dengan variasi jarak $S/D = 1,75 - 2,0$.

Dari gambar 4.7 dapat dilihat aliran yang melewati silinder sirkular yang diberi pengganggu tipe C. Titik tekanan minimum silinder berpengganggu pada $\theta = 0^\circ$ nilai $C_p = 0,5$ terlihat lebih rendah jika dibandingkan dengan kontur tekanan pada silinder

tunggal $\theta = 0^\circ$ nilai $C_p = 1$ karena adanya body pengganggu. Body pengganggu ini menyebabkan silinder tunggal kehilangan titik stagnasi ($C_p = 1$) karena aliran fluida dihalangi oleh silinder pengganggu. Hal ini disebabkan oleh timbulnya *shear layer* akibat terpisahnya aliran yang melewati pengganggu Tipe C. Oleh karena itu *boundary layer* silinder sirkular terganggu sehingga mempercepat transisi *boundary layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit.

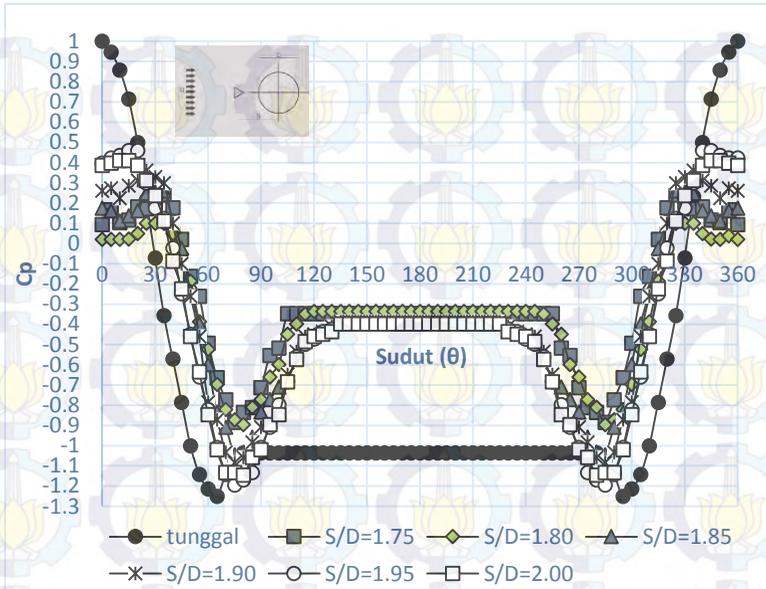
Pada pengganggu tipe C ini terjadi perbedaan fenomena aliran yang melewati silinder sirkular dibandingkan pengganggu tipe B. Pada pengganggu tipe ini untuk $S/D = 1,95$ dan $2,0$. Pada jarak ini, aliran mengalami percepatan dan penurunan tekanan seiring dengan penurunan grafik C_p . Dengan demikian, tekanan minimum dan kecepatan maksimum yang melewati silinder sirkular terjadi pada sudut kontur 75° dan 285° . Selanjutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur sekitar 135° dan 225° yang ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan. Hal ini seperti yang diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *with vortex shedding (pattern A)*, atau **Lee, dkk. (2004)** menyebutnya sebagai *wake impingement mode*.

Sementara pada $S/D = 1,75, 1,80, 1,85$ dan $1,90$ timbul *shear layer* oleh *wake* bodi pengganggu bercabang menjadi dua. *Shear layer* yang menuju depan disebut *forward Shear layer* dan yang menelusuri kontur silinder disebut *backward shear layer*. Pada bagian *upper side*, *forward Shear layer* mengalami perlambatan dari sudut kontur 0° hingga 25° . Begitu juga pada bagian *lower side*, *forward shear layer* mengalami perlambatan pada

sudut kontur 360° hingga 335° . Sehingga dapat disimpulkan bahwa pada sudut kontur 25° dan 345° nilai C_p maksimum dan merupakan sudut terjadi *reattachment* dari *forward shear layer* yang ditimbulkan oleh bodi pengganggu. Pada *forward shear layer* ini terjadi separasi pada sudut kontur sekitar 15° dan 345° . Selanjutnya *backward shear layer* mengalami percepatan sampai pada tekanan minimum dan kecepatan maksimum terjadi pada sudut kontur 70° dan 290° . Pada sudut kontur berikutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur sekitar 120° dan 240° atau dikenal dengan *backward separation point*, separasi ini ditunjukkan dengan konstantanya nilai koefisien tekanan. Hal ini seperti diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*, atau **Lee, dkk. (2004)** menyebutnya sebagai *cavity mode*.

4.4.1.4 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe D

Distribusi tekanan pada kontur silinder sirkular dengan pengganggu Tipe D ditunjukkan dengan grafik koefisien tekanan (C_p) yang merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis kontur dan tekanan statis freestream dengan tekanan dinamis.



Gambar 4.8. Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe D

Gambar 4.8 menunjukkan distribusi koefisien tekanan sekeliling silinder sirkular utama (C_p), sebagai fungsi dari posisi pada dinding silinder utama dalam sudut (θ). Dimana C_p diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$. Dimana aliran diberi pengganggu tipe D dengan variasi jarak $S/D = 1,75 - 2,0$.

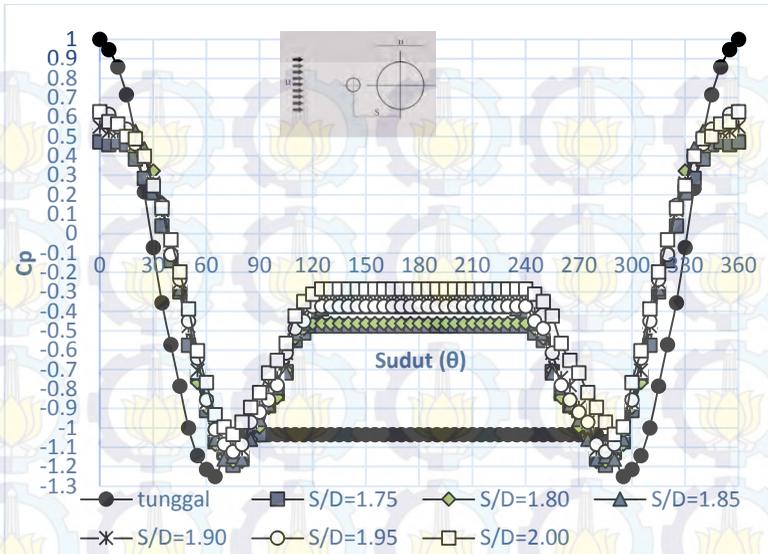
Dari gambar 4.8 dapat dilihat aliran yang melewati silinder sirkular yang diberi pengganggu tipe D. Titik tekanan minimum terlihat lebih rendah jika dibandingkan dengan kontur tekanan pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan oleh timbulnya *shear layer* akibat terpisasinya aliran yang melewati pnggganggu Tipe D. Oleh karena itu *boundary layer* silinder sirkular terganggu sehingga mempercepat transisi *boudry layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boudry layer* ini lebih efektif

menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit.

Shear layer yang ditimbulkan oleh *wake* bodi pengganggu bercabang menjadi dua. *Shear layer* yang menuju depan disebut *forward Shear layer* dan yang menelusuri kontur silinder disebut *backward shear layer*. Pada bagian *upperside*, *forward Shear layer* mengalami perlambatan dari sudut kontur 0° hingga 30° . Begitu juga pada bagian *lowerside*, *forward shear layer* mengalami perlambatan pada sudut kontur 360° hingga 330° . Dengan demikian sudut kontur 30° dan 330° merupakan nilai C_p maksimum dan merupakan sudut terjadi *reattachment* dari *forward shear layer* yang ditimbulkan oleh bodi pengganggu. Pada *forward shear layer* ini terjadi separasi pada sudut kontur sekitar 15° dan 345° . Selanjutnya *backward shear layer* mengalami percepatan sampai pada tekanan minimum dan kecepatan maksimum terjadi pada sudut kontur 80° dan 280° . Pada sudut kontur selanjutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur sekitar 125° dan 235° atau dikenal dengan *backward separation point*, separasi ini ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan. Hal ini seperti diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*, atau **Lee, dkk. (2004)** menyebutnya sebagai *cavity mode*.

4.4.1.5 Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe E

Distribusi tekanan pada kontur silinder sirkular dengan pengganggu Tipe E ditunjukkan dengan grafik koefisien tekanan (C_p) yang merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis kontur dan tekanan statis freestream dengan tekanan dinamis.



Gambar 4.9. Grafik C_p silinder sirkular dengan pengganggu tipe E

Gambar 4.9 menunjukkan distribusi koefisien tekanan sekeliling silinder sirkular utama (C_p), sebagai fungsi dari posisi pada dinding silinder utama dalam sudut (θ). Dimana C_p diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$. Dimana aliran diberi pengganggu tipe E dengan variasi jarak $S/D = 1,75 - 2,0$.

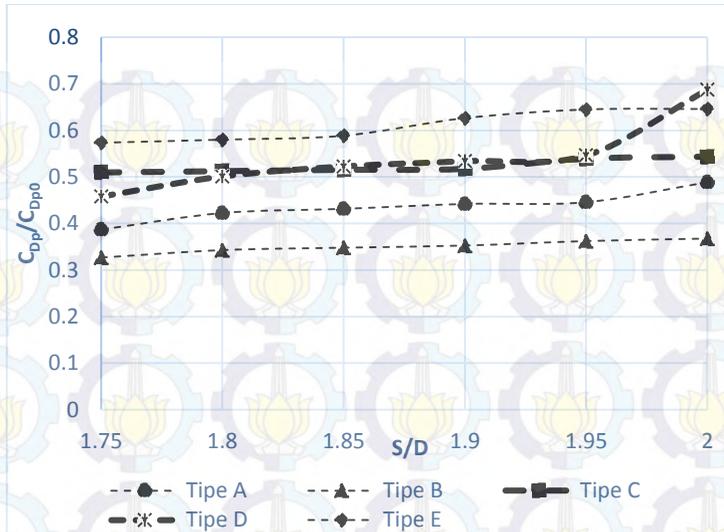
Dari gambar 4.9 dapat dilihat aliran yang melewati silinder sirkular yang diberi pengganggu tipe E. Titik tekanan minimum terlihat lebih rendah jika dibandingkan dengan kontur tekanan pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan oleh timbulnya *shear layer* akibat terseparasinya aliran yang melewati pnggganggu Tipe E. Oleh karena itu *boundary layer* silinder sirkular terganggu sehingga mempercepat transisi *boundary layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang terjadi

kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit.

Pada pengganggu tipe ini, aliran mengalami percepatan dan penurunan tekanan seiring dengan penurunan grafik C_p . Dengan demikian, tekanan minimum dan kecepatan maksimum yang melewati silinder sirkular terjadi pada sudut kontur 75° dan 285° . Selanjutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur sekitar 120° dan 240° yang ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan. Hal ini seperti yang diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *with vortex shedding (pattern A)*, atau **Lee, dkk. (2004)** menyebutnya sebagai *wake impingement mode*.

4.4.1.6 Koefisien *Drag Pressure* (C_{Dp}) Silinder Sirkular Berpengganggu dengan Variasi jarak $1.75 \leq S/D \leq 2.0$

Nilai *coefficient pressure drag* (C_{Dp}) yang terlihat pada gambar 4.10 merupakan hasil dari integrasi nilai *coefficient pressure* (C_p) menggunakan aturan *Simpson 1/3* segmen berganda. Dimana pengganggu yang digunakan adalah tipe A, tipe B, tipe C, tipe D dan tipe E, dengan variasi $S/D = 1,75 - 2,0$ pada $Re = 5,3 \times 10^4$.



Gambar 4.10 Grafik perbandingan kofisien drag pressure setiap pengganggu pada jarak $S/D=1.75$ hingga $S/D=2.0$.

Berdasarkan gambar 4.10 dapat dilihat pada (C_{Dp}/C_{Dp0}) *coefficient pressure drag* silinder berpengganggu dibandingkan dengan *coefficient pressure drag* silinder tunggal didapatkan nilai (< 1). Hal ini dikarenakan dengan adanya penambahan pengganggu tipe A, B, C, D maupun E menyebabkan daerah wake di depan silinder sirkular. Sehingga boundary layer silinder sirkular terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Pada pengganggu tipe E nilai (C_{Dp}/C_{Dp0}) terbesar dibandingkan dengan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C dan tipe D. Perlu diketahui bahwa pengganggu tipe E memiliki nilai C_D paling kecil dibandingkan pengganggu lain seperti pada penelitian **Stern (2009)**. Hal ini berarti, daerah *wake* yang dihasilkan oleh pengganggu tipe E juga paling kecil dibandingkan pengganggu tipe lain, sehingga *shear layer* yang diakibatkan oleh

terseparasinya aliran pada pengganggu tipe E paling tidak efektif dalam mereduksi gaya drag pada silinder utama. Selain itu variasi jarak (S/D) mempengaruhi penurunan *coefficient pressure drag*. Semakin jauh jarak bodi pengganggu maka nilai *coefficient pressure drag* akan cenderung mengalami penurunan. Pada jarak (S/D) tertentu nilai *coefficient pressure drag* akan mencapai nilai minimum kemudian nilai *coefficient pressure drag* akan naik seiring bertambahnya jarak (S/D). Berdasarkan hasil ini, dapat disimpulkan bahwa pemasangan pengganggu tipe E pada sisi *upstream* silinder sirkular paling tidak efektif dibandingkan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, ataupun tipe D.

Tabel 4.1 Rasio *Coefficient drag pressure* pada semua Tipe pengganggu S/D= 1,75 – 2,0

tipe pengganggu	Jarak S/D					
	1.75	1.8	1.85	1.9	1.95	2
Tipe A	0.314	0.343	0.350	0.358	0.361	0.396
Tipe B	0.265	0.278	0.282	0.286	0.294	0.298
Tipe C	0.414	0.416	0.418	0.420	0.437	0.441
Tipe D	0.371	0.406	0.424	0.433	0.443	0.558
Tipe E	0.465	0.470	0.477	0.508	0.523	0.524

Berdasarkan Tabel 4.1 diatas dapat disimpulkan bahwa pengganggu yang paling efektif mengurangi gaya drag adalah pengganggu tipe B yang mampu mereduksi gaya drag sebesar 73,5% pada jarak S/D = 1.75 dan yang paling tidak efektif dalam mengurangi gaya drag, adalah pengganggu tipe E yang mereduksi gaya drag sebesar 42.6% pada jarak S/D = 2.0.

4.4.2 Analisa Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu

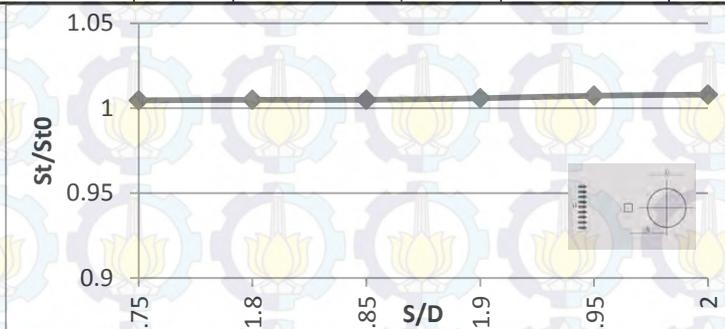
4.4.2.1 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe A dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi S/D = 1,75 – 2,0. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk

menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output-an* HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding* diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.1. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.11.

Tabel 4.2 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe A

S/D	Silinder Tunggal		Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	St/St ₀
1.75	50.11	0.218138286	50.3390	0.219135167	1.00457
1.8	50.11	0.218138286	50.3540	0.219200464	1.004869
1.85	50.11	0.218138286	50.3540	0.219200464	1.004869
1.9	50.11	0.218138286	50.4000	0.219400711	1.005787
1.95	50.11	0.218138286	50.4760	0.219731553	1.007304
2	50.11	0.218138286	50.5070	0.219866502	1.007923



Gambar 4.11 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)

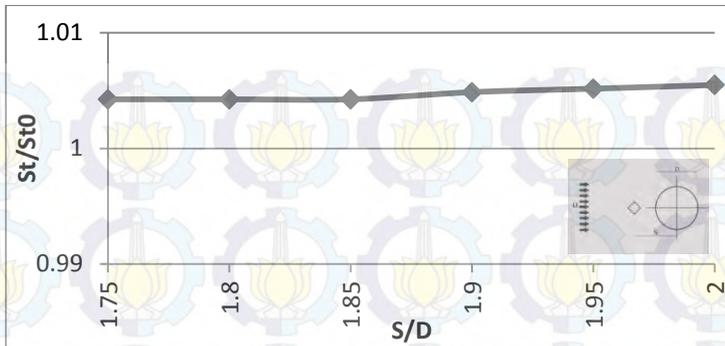
Gambar 4.11 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe A dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe A ini, *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 1.00457$ yaitu pada $S/D = 1,75$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 1.007923$ yaitu pada $S/D = 2,0$.

4.4.2.2 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe B

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe B dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,75 - 2,0$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output-an* HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi vortex shedding diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.2. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.12.

Tabel 4.3 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe B

S/D	Silinder Tunggal			Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	St/St_0	
1.75	50.11	0.218138286	50.323	0.219065515	1.004251	
1.8	50.11	0.218138286	50.323	0.219065515	1.004251	
1.85	50.11	0.218138286	50.323	0.219065515	1.004251	
1.9	50.11	0.218138286	50.354	0.219200464	1.004869	
1.95	50.11	0.218138286	50.369	0.219265762	1.005169	
2	50.11	0.218138286	50.385	0.219335413	1.005488	



Gambar 4.12 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe B dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)

Gambar 4.12 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe B dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe B ini *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 1.004251$ yaitu pada $S/D = 1,75$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 1.005488$ yaitu pada $S/D = 2,0$.

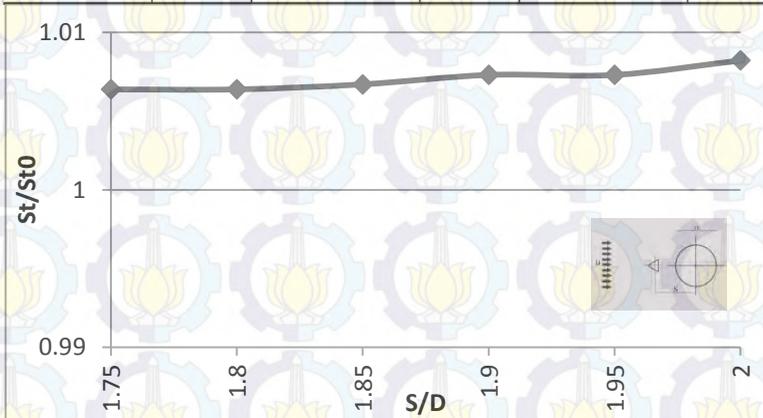
4.4.2.3 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe C

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe C dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,75 - 2,0$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output-an* HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi vortex shedding diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan *software* Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.3. Grafik

perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.13.

Tabel 4.4 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe C

S/D	Silinder Tunggal		Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	St/St_0
1.75	50.11	0.218138286	50.4300	0.219531307	1.006386
1.8	50.11	0.218138286	50.4300	0.219531307	1.006386
1.85	50.11	0.218138286	50.4460	0.219600958	1.006705
1.9	50.11	0.218138286	50.4760	0.219731553	1.007304
1.95	50.11	0.218138286	50.4760	0.219731553	1.007304
2	50.11	0.218138286	50.5220	0.219931800	1.008222



Gambar 4.13 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe C dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)

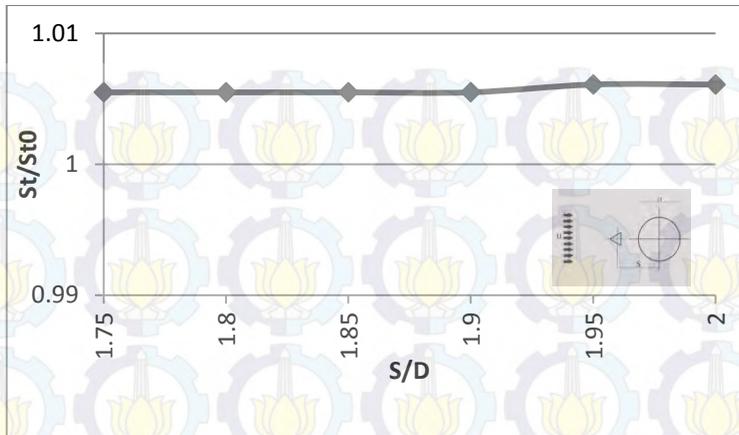
Gambar 4.13 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe C dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe C ini *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 1.006386$ yaitu pada $S/D = 1,75$ dan $S/D = 1,8$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 1.008222$ yaitu pada $S/D = 2,0$.

4.4.2.4 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe D

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe D dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,75 - 2,0$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output-an* HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi vortex shedding diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan *software* Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.4. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.14.

Tabel 4.5 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe D

S/D	Silinder Tunggal		Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	St/St_0
1.75	50.11	0.218138286	50.3850	0.219335413	1.00549
1.8	50.11	0.218138286	50.3850	0.219335413	1.00549
1.85	50.11	0.218138286	50.3850	0.219335413	1.00549
1.9	50.11	0.218138286	50.3850	0.219335413	1.00549
1.95	50.11	0.218138286	50.4150	0.219466009	1.00609
2	50.11	0.218138286	50.4150	0.219466009	1.00609



Gambar 4.14 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe D dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak (S/D)

Gambar 4.14 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe D dibanding *Strouhal* silinder tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe D ini *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 1.005488$ yaitu pada $S/D = 1,75$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 1.006087$ yaitu pada $S/D = 2,0$.

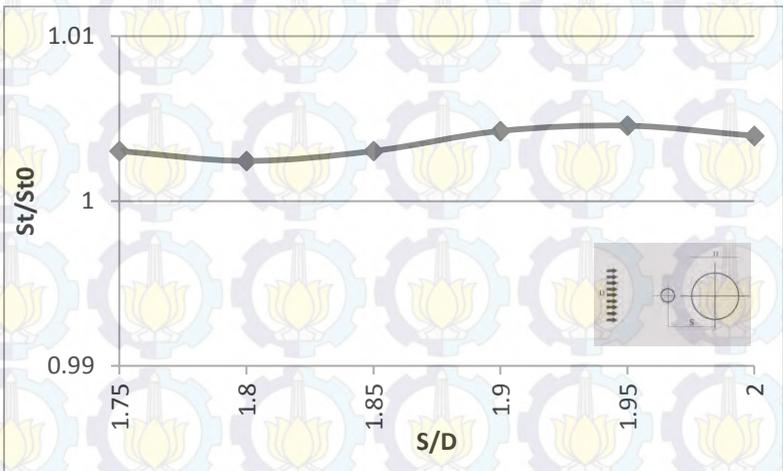
4.4.2.5 Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe E

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe E dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ dan variasi $S/D = 1,75 - 2,0$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output-an* HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi vortex shedding diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang

didapatkan dari hasil FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*-nya, seperti pada tabel 4.5. Grafik perbandingan *Strouhal number* silinder berpengganggu terhadap silinder tunggal (St/St_0) ditampilkan pada gambar 4.15.

Tabel 4.6 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder tunggal dan berpengganggu tipe E

S/D	Silinder Tunggal		Silinder Berpengganggu		
	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	Frekuensi	<i>Strouhal number</i>	St/St_0
1.75	50.11	0.218138286	50.2620	0.218799971	1.00303
1.8	50.11	0.218138286	50.2320	0.218669375	1.00243
1.85	50.11	0.218138286	50.2620	0.218799971	1.00303
1.9	50.11	0.218138286	50.3230	0.219065515	1.00425
1.95	50.11	0.218138286	50.3390	0.219135167	1.00457
2	50.11	0.218138286	50.3080	0.219000218	1.00395



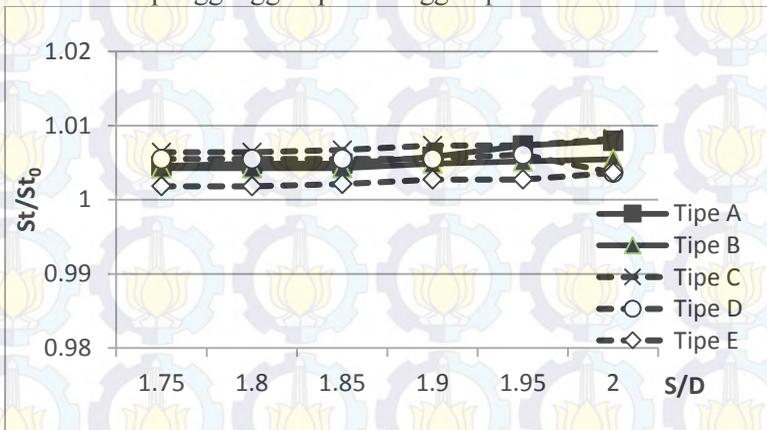
Gambar 4.15 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu tipe E dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)

Gambar 4.15 menunjukkan grafik bilangan *Strouhal* untuk silinder berpengganggu tipe E dibanding *Strouhal* silinder

tunggal (St/St_0) sebagai fungsi jarak (S/D). Dimana pada pengganggu tipe E ini *Strouhal number* terendah adalah $St/St_0 = 1.003033$ yaitu pada $S/D = 1,75$. Sedangkan *Strouhal number* tertinggi adalah $St/St_0 = 1.003951$ yaitu pada $S/D = 2,0$.

4.4.2.6 *Strouhal Number* di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A hingga Tipe E

Pada pembahasan sebelumnya telah dibahas tentang frekuensi dan *Strouhal number* dari masing-masing pengganggu. Pada pembahasan kali ini akan dibandingkan *Strouhal number* dari setiap pengganggu. Gambar 4.16 merupakan grafik *Strouhal number* dari pengganggu tipe A hingga tipe E.



Gambar 4.16 Grafik *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu dibanding silinder tunggal sebagai fungsi jarak kedua silinder (S/D)

Pada gambar 4.16 dapat dibandingkan nilai *Strouhal number* setiap pengganggu. Dimana pada gambar di atas *Strouhal number* silinder berpengganggu dibandingkan dengan silinder tunggal memiliki nilai lebih besar satu. Nilai ini mengindikasikan bahwa pemberian pengganggu tipe A hingga tipe E efektif untuk menurunkan gaya Drag. Secara umum besarnya *Strouhal number* semakin meningkat seiring dengan penambahan pengganggu.

Peningkatan *Strouhal number* ini disebabkan pada S/D tertentu daerah *wake* yang terjadi mengalami penyempitan menyebabkan *vortex* sebagai aliran tidak stabil terlepas. *Vortex shedding* semakin cepat terlepas pada daerah *wake* yang semakin menyempit sehingga perubahan yang terjadi juga semakin cepat. Hal ini juga diikuti dengan penurunan gaya drag.

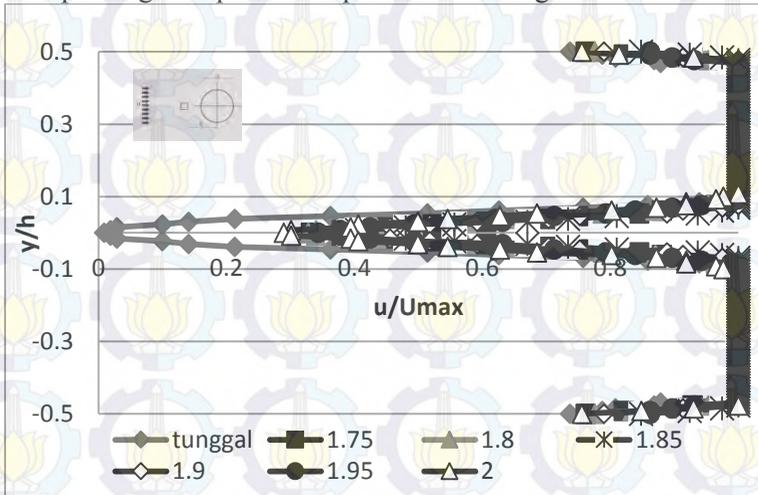
Dari gambar di atas juga dapat diketahui *Strouhal number* yang paling tinggi yaitu pada pengganggu tipe C dengan $St/St_0 = 1.008222$ dan jarak $S/D = 2,0$ paling efektif mereduksi gaya drag. Hal ini berbeda dengan hasil dari nilai *coefficient pressure drag* (C_{Dp}/C_{Dpo}) yang menyatakan bahwa pengganggu tipe B pada jarak $S/D = 1,75$ memiliki nilai $C_{Dp}/C_{Dpo} = 0,367$ yang paling efektif dalam mereduksi gaya drag. Perbedaan hasil antara *Strouhal number* dan *coefficient pressure drag* ini terjadi karena pada *coefficient pressure drag* nilai koefisien drag yang terukur hanyalah koefisien drag yang disebabkan oleh tekanan saja. Sementara koefisien drag total (C_{DT}) terdiri dari koefisien drag karena tekanan (C_{Dp}) dan koefisien drag karena *friction* (C_{Df}). Berbeda dengan *Strouhal number* yang mengukur frekuensi *vortex shedding* aliran pada bagian belakang silinder utama. Semakin cepat perubahan *vortex shedding* maka luasan *wake* yang terbentuk semakin sempit yang mengindikasikan menurunnya gaya drag total.

4.4.3 Analisa Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu

4.4.3.1 Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe A

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan makasimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang

32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiap 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.17 merupakan grafik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.



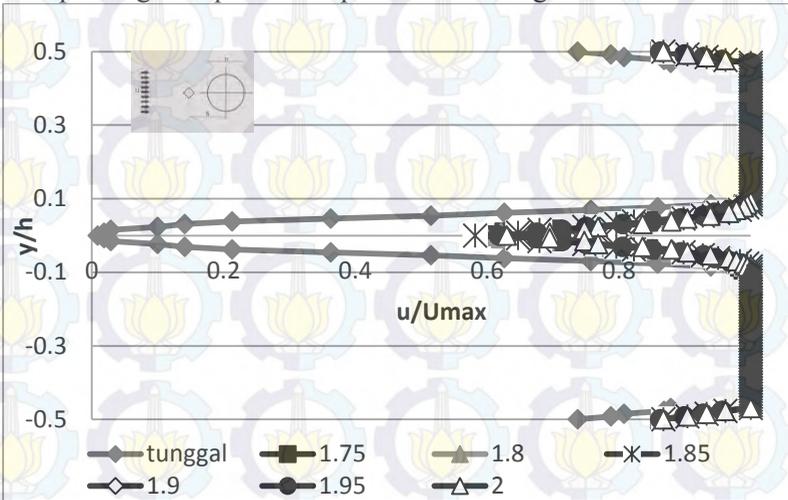
Gambar 4.17 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe A

Grafik pada gambar 4.17 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe A pada $S/D = 1,75$ hingga $S/D = 2,0$ lebar area *energy kinetic loss* atau *momentum loss* menjadi lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan oleh gangguan silinder pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular. Lebar *wake* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah *wake* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,75; 1,80; 1,85; 1,85; 1,90; 1,95$, dan $2,0$ berturut-turut adalah $0,295; 0,322; 0,328; 0,337; 0,339$; dan $0,372$.

4.4.3.2 Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe B

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang

terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan makasimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang 32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiapa 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.18 merupakan garfik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.

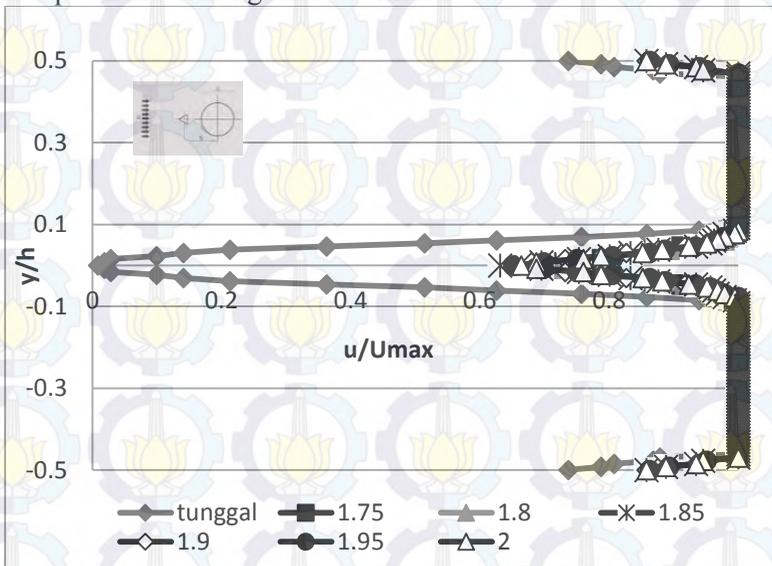


Gambar 4.18 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe B

Grafik pada gambar 4.18 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe B pada $S/D = 1,75$ hingga $S/D = 2,0$ lebar energy *kinetic loss* atau *momentum loss* menjadi lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan oleh interferensi silinder pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular sangat berpengaruh. Lebar *wake* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah *wake* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,75; 1,80; 1,85; 1,85; 1,90; 1,95$, dan $2,0$ berturut-turut adalah $0,249; 0,261; 0,265; 0,268; 0,275$; dan $0,28$.

4.4.3.3 Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe C

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan makasimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang 32,5 cm sampai dengan -32,5 cm dengan kenaikan setiapa 0,5 cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.19 merupakan garfik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.



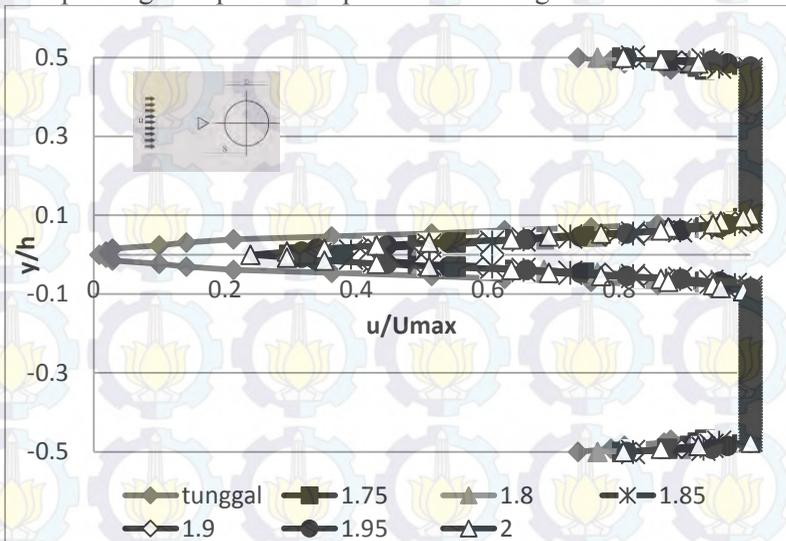
Gambar 4.19 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe C

Grafik pada gambar 4.19 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe C pada $S/D = 1.75$ hingga $S/D = 2.0$ lebar energy *kinetic loss* atau *momentum loss* menjadi lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan oleh interferensi silinder pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular sangat berpengaruh. Lebar *wake* tersebut dapat merepresentasikan

besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah *wake* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,75; 1,80; 1,85; 1,85; 1,90; 1,95$, dan $2,0$ berturut-turut adalah $0,388; 0,391; 0,393; 0,394; 0,411$; dan $0,414$.

4.4.3.4 Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe D

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan makasimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang $32,5$ cm sampai dengan $-32,5$ cm dengan kenaikan setiap $0,5$ cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.20 merupakan garfik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.

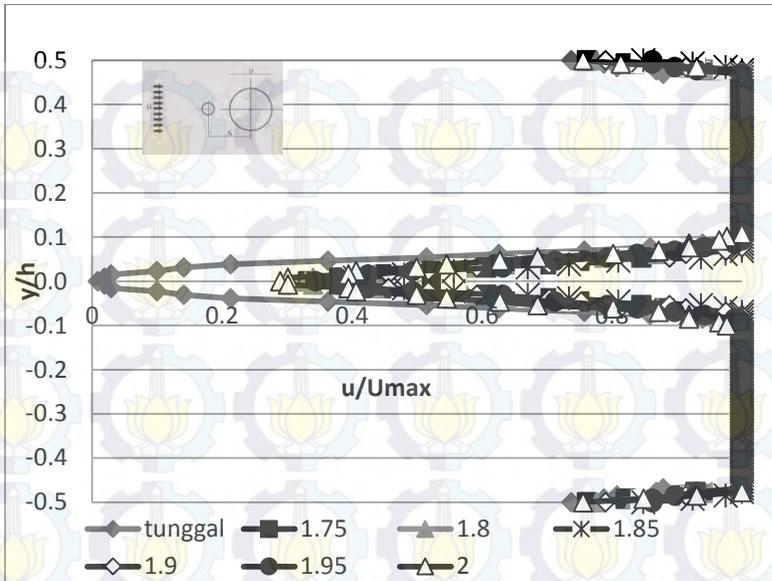


Gambar 4.20 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe D

Grafik pada gambar 4.20 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe D pada $S/D = 1.75$ hingga $S/D = 2.0$ lebar energy *kinetic loss* atau *momentum loss* menjadi lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan oleh interferensi silinder pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular sangat berpengaruh. Lebar *wake* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah *wake* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1,75; 1,80; 1,85; 1,85; 1,90; 1,95$, dan $2,0$ berturut-turut adalah $0,349; 0,382; 0,398; 0,407; 0,416$; dan $0,524$.

4.4.3.5 Profil Kecepatan di Belakang Silinder Sirkular Berpengganggu Tipe E

Profil kecepatan dibelakang silinder sirkular diukur menggunakan *pitot static tube*. Dimana nilai kecepatan yang terukur disetiap titik oleh *pitot static tube* dibandingkan dengan nilai kecepatan makasimal (u/U_{max}) yang terukur. Pada grafik profil kecepatan ini, nilai kecepatan tersebut merupakan fungsi dari y/h , dimana y merupakan posisi pengukuran pada rentang $32,5$ cm sampai dengan $-32,5$ cm dengan kenaikan setiap $0,5$ cm dan h merupakan lebar *test section windtunnel*. Gambar 4.21 merupakan garfik profil kecepatan di belakang silinder sirkular.



Gambar 4.21 Grafik profil kecepatan dengan pengganggu tipe E

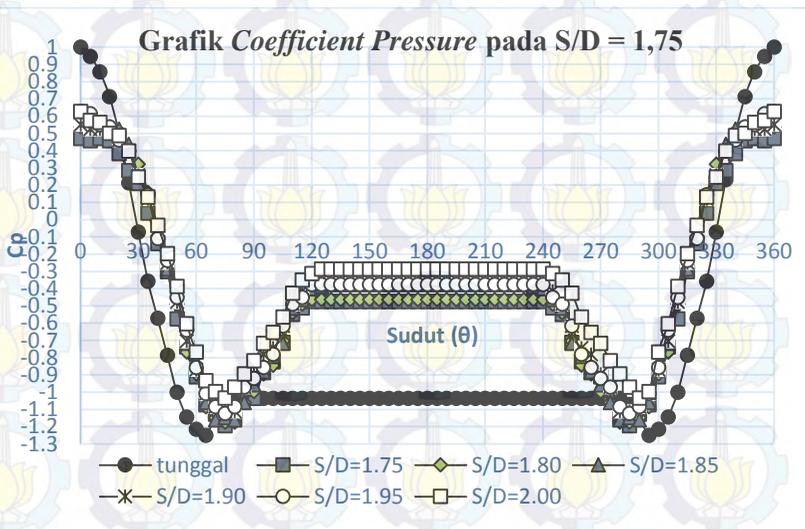
Grafik pada gambar 4.21 menunjukkan dengan adanya pengganggu tipe E pada $S/D = 1.75$ hingga $S/D = 2.0$ lebar energy *kinetic loss* atau *momentum loss* menjadi lebih sempit dari pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan oleh interferensi silinder pengganggu terhadap aliran yang melewati silinder sirkular sangat berpengaruh. Lebar *wake* tersebut dapat merepresentasikan besarnya gaya drag yang terjadi dibelakang silinder sirkular. Semakin lebar daerah *wake* maka mengindikasikan semakin besar pula gaya drag yang terjadi. Besarnya koefisien *pressure drag* (C_{Dp}) untuk masing-masing $S/D = 1.75; 1.80; 1.85; 1.85; 1.90; 1.95$, dan 2.0 berturut-turut adalah $0.437; 0.442; 0.448; 0.477; 0.491$; dan 0.492 .

4.4.4 Analisa Perbandingan Karakteristik Aliran dengan Penelitian Tsutsui Igarashi pada Jarak $S/D = 1,75$

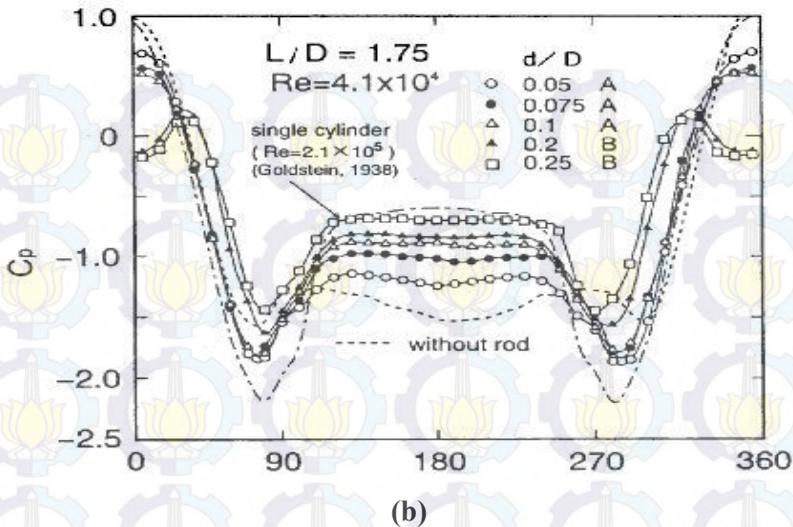
Pada analisa ini dilakukan perbandingan karakteristik dengan penelitian **Tsutsui Igarashi**. Yaitu membandingkan karakteristik aliran yang ditambahkan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E pada jarak $S/D = 1,75$ dengan karakteristik penelitian yang telah dilakukan **Tsutsui Igarashi (2002)**.

4.4.4.1 Analisa Distribusi Tekanan (C_p) Silinder Sirkular Berpengganggu pada Jarak $S/D = 1,75$

Distribusi tekanan pada kontur silinder sirkular dengan pengganggu Tipe A, B, C, D, dan E pada jarak $S/D = 1,75$ yang dibandingkan dengan distribusi tekanan kontur milik **Tsutsui Igarashi (2002)**. Ditunjukkan dengan grafik koefisien tekanan (C_p) yang merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis kontur dan tekanan statis freestream dengan tekanan dinamis.



(a)



Gambar 4.22 (a) Grafik *coefficient pressure* Pengganggu Tipe A, B, C, D, dan E pada $S/D = 1,75$ **(b)** Grafik *coefficient pressure* pada $0,05 \leq d/D \leq 0,25$ dan $L/D = 1,75$

Gambar 4.22 menunjukkan distribusi koefisien tekanan sekeliling silinder sirkular utama (C_p), sebagai fungsi dari posisi pada dinding silinder utama dalam sudut (θ). Dimana C_p pada gambar (a) diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$ dengan semua jenis pengganggu pada $S/D = 1,75$ dan gambar (b) diukur pada $Re = 4,1 \times 10^4$ dengan semua rasio pengganggu pada $L/D = 1,75$. Dari gambar di atas dapat dilihat aliran yang melewati silinder sirkular, titik tekanan minimum terlihat lebih rendah jika dibandingkan dengan kontur tekanan pada silinder tunggal. Hal ini disebabkan oleh timbulnya *shear layer* akibat terpisasinya aliran yang melewati pengganggu. Oleh karena itu *boundary layer* silinder sirkular terganggu sehingga mempercepat transisi *boundary layer* aliran dari laminar menjadi turbulen. Turbulen *boundary layer* ini lebih efektif menahan *adverse pressure* serta gaya gesek yang

terjadi kemudian mengakibatkan titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit.

Pada penelitian ini digunakan rasio pengganggu 0,125 sementara pada penelitian **Tsutsui Igarashi (2002)** menggunakan rasio pengganggu $0,05 \leq d/D \leq 0,25$. Dengan melihat grafik C_p di atas dapat dilakukan analisa pada nilai rasio pengganggu $d/D = 0,1$ pada penelitian **Tsutsui Igarashi (2002)** sebagai pembanding. Pada grafik C_p milik **Tsutsui Igarashi (2002)** dan penelitian ini terdapat perbedaan letak titik separasi, posisi *base pressure coefficient* (C_{pb}), ataupun letak minimum akselerasi. Hal ini dikarenakan perbedaan kecepatan *free stream* maupun suhu saat melakukan pengukuran yang nantinya akan mempengaruhi nilai *Reynold number*. Namun secara keseluruhan akurasi dari hasil pengukuran pada kajian eksperimental ini menunjukkan konsistensi jika dilihat dari *trendline* grafik, hanya saja sedikit berbeda dalam hal nilai kuantitatif.

Selain itu dari hasil grafik C_p di atas dapat dilihat fenomena yang berbeda dari masing-masing body pengganggu pada jarak yang sama. Pada pengganggu Tipe A dan E pada jarak ini, aliran mengalami percepatan dan penurunan tekanan seiring dengan penurunan grafik C_p . Dengan demikian, tekanan minimum dan kecepatan maksimum yang melewati silinder sirkular terjadi pada sudut kontur 75° dan 285° . Selanjutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur sekitar 135° dan 225° yang ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan. Hal ini seperti yang diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *with vortex shedding (pattern A)*, atau **Lee, dkk. (2004)** menyebutnya sebagai *wake impingement mode*.

Sementara pada Tipe B, C, dan D timbul *shear layer* oleh *wake* bodi pengganggu bercabang menjadi dua. *Shear layer* yang

menuju depan disebut *forward Shear layer* dan yang menelusuri kontur silinder disebut *backward shear layer*. Pada bagian *upper side*, *forward Shear layer* mengalami perlambatan dari sudut kontur 0° hingga 25° . Begitu juga pada bagian *lower side*, *forward shear layer* mengalami perlambatan pada sudut kontur 360° hingga 335° . Sehingga dapat disimpulkan bahwa pada sudut kontur 25° dan 345° nilai C_p maksimum dan merupakan sudut terjadi *reattachment* dari *forward shear layer* yang ditimbulkan oleh bodi pengganggu. Pada *forward shear layer* ini terjadi separasi pada sudut kontur sekitar 15° dan 345° . Selanjutnya *backward shear layer* mengalami percepatan sampai pada tekanan minimum dan kecepatan maksimum terjadi pada sudut kontur 70° dan 290° . Pada sudut kontur berikutnya aliran mengalami peningkatan tekanan dan perlambatan sampai pada akhirnya aliran sudah tidak mampu lagi menahan gaya gesek dan *adverse pressure*. Hal ini menyebabkan aliran terseparasi. Separasi terjadi pada sudut kontur sekitar 120° dan 240° atau dikenal dengan *backward separation point*, separasi ini ditunjukkan dengan konstannya nilai koefisien tekanan. Hal ini seperti diamati oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dan mereka menyebutnya sebagai *quasi-static vortex (pattern B)*, atau **Lee, dkk. (2004)** menyebutnya sebagai *cavity mode*.

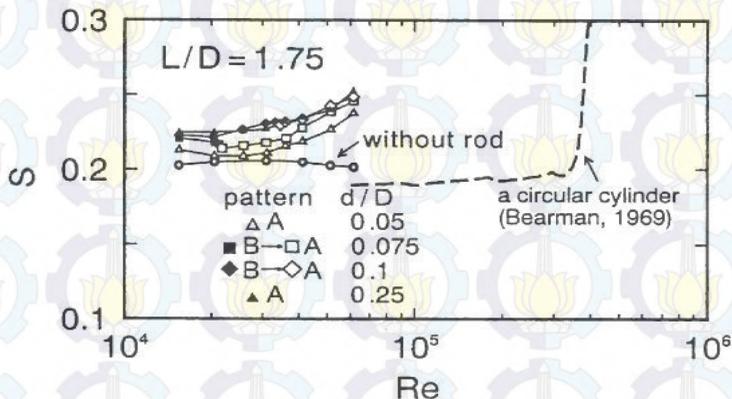
4.4.4.2 Analisa Frekuensi Vortex Shedding di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu pada Jarak $S/D = 1,75$

Pengukuran frekuensi *vortex shedding* dilakukan pada silinder berpengganggu tipe A, B, C, D, dan E dengan $Re = 5,3 \times 10^4$ pada $S/D = 1,75$. Pengukuran frekuensi ini dilakukan untuk menghitung *Strouhal number* dari aliran tersebut dengan menggunakan HWA. *Output* HWA berupa *signal* dalam domain waktu sehingga untuk mendapatkan frekuensi vortex shedding diperlukan pengolahan sinyal menggunakan metode *Fast Fourier Transform* (FFT). Pengolahan *signal* dengan metode FFT ini digunakan software Sig.View versi 2.2.1 untuk mendapatkan frekuensi *vortex shedding*. Frekuensi yang didapatkan dari hasil

FFT tersebut ditabelkan beserta nilai bilangan *Strouhal*, seperti pada tabel 4.6

Tabel 4.7 Frekuensi dan *Strouhal number* silinder berpengganggu

TIPE PENGGANGGU	FREKUENSI	STROUHAL NUMBER
TIPE 1 (A)	50.339	0.2191
TIPE 2 (B)	50.323	0.2191
TIPE 3 (C)	50.430	0.2195
TIPE 4 (D)	50.385	0.2193
TIPE 5 (E)	50.262	0.2188



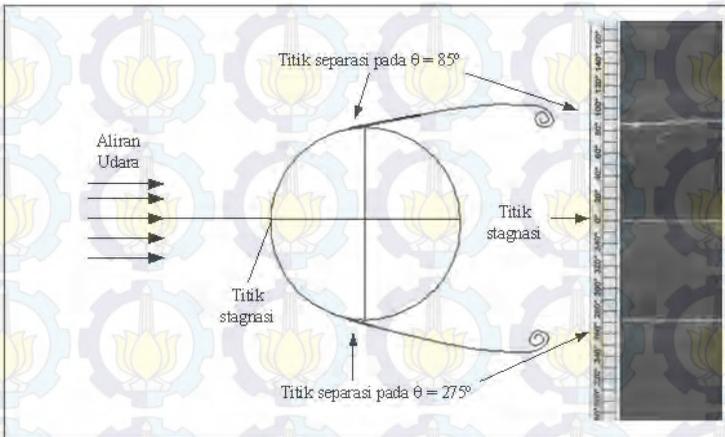
Gambar 4.23 Grafik *Strouhal Number* (Tsutsui Igarashi, 2002) pada $L/D = 1.75$

Dari Tabel 4.6 di atas dapat dilihat bahwa pada jarak $S/D = 1,75$ dengan variasi pengganggu Tipe A, B, C, D, dan E pada rasio pengganggu 0,125 didapatkan nilai *Strouhal Number* pada kisaran 0,2. Penelitian terdahulu telah dilakukan oleh **Tsutsui Igarashi (2002)** pada jarak $L/D = 1,75$ dengan variasi rasio pengganggu $0,05 \leq d/D \leq 0,25$ sebagai perbandingan, didapatkan nilai *Strouhal Number* pada kisaran yang serupa yaitu 0,2. Secara umum perbedaan nilai *Strouhal Number* pada penelitian ini

dengan penelitian **Tsutsui Igarashi (2002)** tidaklah terlalu mencolok. Jika terdapat perbedaan karena saat pengukuran kecepatan *free stream* yang digunakan berbeda yang merupakan representasi dari *Reynolds number*.

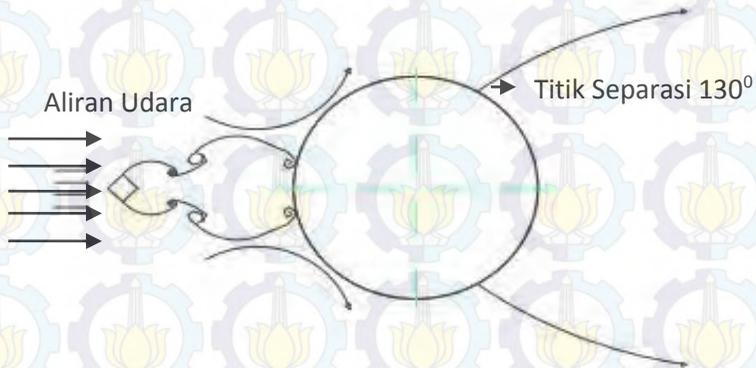
Nilai frekuensi dan bilangan *Strouhal* dipengaruhi oleh daerah *wake* yang terbentuk di belakang silinder, jika daerah *wake* menyempit maka *vortex* sebagai aliran yang tidak stabil akan terlepas. Frekuensi *vortex shedding* akan semakin besar pada daerah *wake* yang semakin sempit sehingga perubahan yang terjadi akan semakin cepat. Hal ini akan menyebabkan nilai frekuensi dan bilangan *Strouhal* semakin tinggi pada daerah *wake* yang sempit.

4.4.4.3 Visualisasi Aliran pada Silinder Sirkular dengan Pengganggu pada $S/D = 1,75$



Gambar 4.24 Visualisasi aliran melalui silinder sirkular pada *Reynolds number* 53000 (Triyogi et al, 2009)

Pada Gambar 4.24, terlihat visualisasi pada penelitian (Triyogi et al, 2009) bahwa pada silinder tunggal titik stagnasi terletak pada posisi $\theta = 0^\circ$, sedangkan letak titik separasinya pada $\theta = 85^\circ$ pada sisi atas dan $\theta = 275^\circ$ pada sisi bawah. Hasil ini menunjukkan bahwa *streamline* melintasi silinder sirkuler tunggal adalah simetri sehingga *wake* yang dihasilkan juga simetri.



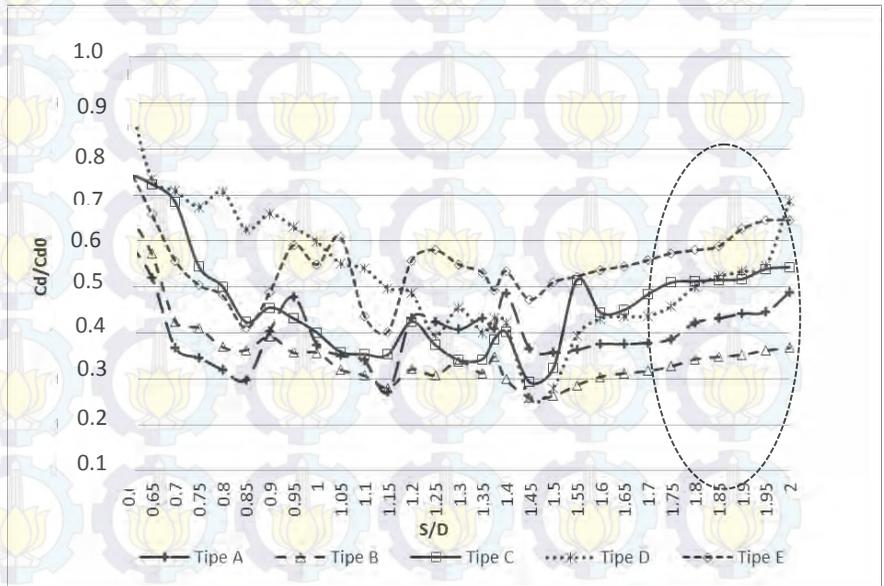
Gambar 4.25 Visualisasi aliran pada pengganggu Tipe B jarak $S/D = 1,75$

Sementara itu dengan penambahan body pengganggu Tipe B yaitu prisma segiempat samasisi yang diputar 45° seperti terlihat pada Gambar 4.24 di atas, terjadi perubahan karakteristik aliran dibanding bila silinder sirkuler tunggal. Secara umum dapat dikatakan, bahwa *streamline* aliran simetri antara sisi bawah dan sisi atas dari silinder utama, dan pemasangan body pengganggu di depan silinder utama menyebabkan silinder utama kehilangan titik stagnasi akibat tertutup oleh body pengganggu. Pada sekitar posisi $\theta = 30^\circ$ dan 330° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari body pengganggu. Selanjutnya pada posisi *reattachment* tersebut, aliran terpisah menjadi dua *shear layer*. Satu *shear layer* akan bergerak ke belakang (*backward shear layer*), dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 130^\circ$ dan 230° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*). Posisi

separasi ini lebih mundur dibanding bila silinder utama tanpa dipengaruhi bodi pengganggu. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) dan juga akan akan terseparasi, membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dkk. (2002)** disebut sebagai *quasi-static vortex*. Fenomena ini juga diamati pada hasil pengukuran C_p secara langsung, seperti telah didiskusikan sebelumnya.

4.4.5 Koefisien Drag Pressure (C_{Dp}) Melintasi Silinder Sirkular Berpengganggu dengan S/D 0,6 – 2,0

Nilai *coefficient Pressure drag* (C_{Dp}) yang terlihat pada gambar 4.22 merupakan hasil dari integrasi nilai *coefficient Pressure* (C_p) menggunakan aturan *Simpson 1/3* segmen berganda. Dimana pengganggu yang digunakan adalah tipe A, tipe B, tipe C, tipe D dan tipe E, dengan variasi $S/D = 0,6 - 2,0$ pada $Re = 5,3 \times 10^4$.



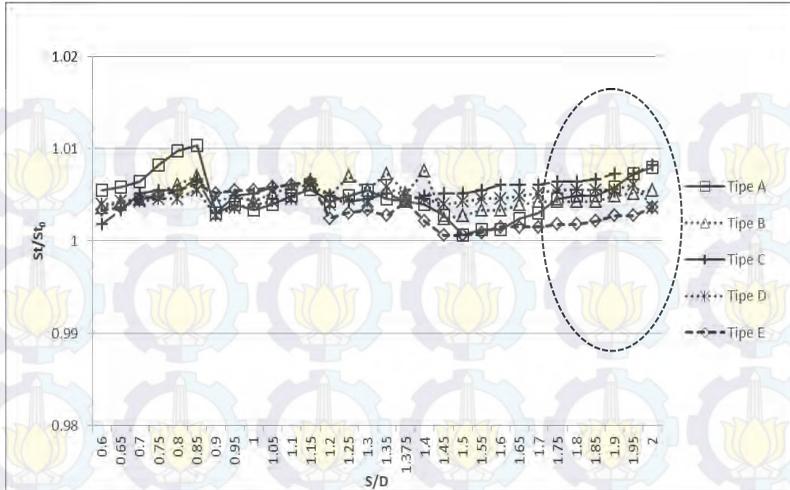
Gambar 4.26 Grafik gabungan nilai C_{Dp} terhadap S/D 0,6-2,0

Pada gambar 4.22 terlihat bahwa trendline grafik tiap pengganggu memiliki nilai C_{Dp} dan karakteristik yang berbeda-beda. Pada gambar 4.22 terlihat bahwa nilai C_{Dp}/C_{Dp0} tertinggi yaitu pengganggu tipe-D pada jarak S/D 0.6. Sedangkan nilai C_{Dp}/C_{Dp0} terendah yaitu pengganggu tipe D pada jarak S/D 1.45.

Nilai C_{Dp} pada tipe-A paling rendah adalah 0.2066 pada S/D 1,15, pada tipe-B nilai C_{Dp} terendah adalah 0,1975 pada S/D 1,45, pada tipe-C nilai C_{Dp} terendah adalah 0,2232 pada jarak S/D 1,45, pada tipe-D nilai C_{Dp} terendah adalah 0,1971 pada jarak S/D 1,45, dan terakhir pada tipe-E nilai C_{Dp} terendah adalah 0,3072 pada jarak S/D = 1.15. Sedangkan untuk nilai C_{Dp} pada silinder tunggal diperoleh sebesar 0.7623. Dari pemaparan diatas dapat disimpulkan bahwa pengganggu tipe-D yang paling efektif mengurai gaya *drag* sebesar 74,15% pada S/D 1,45.

4.4.6 *Strouhal Number* di Belakang Silinder Sirkular dengan Pengganggu Tipe A hingga Tipe E dengan S/D 0,6-2,0

Pada subbab sebelumnya telah dibahas tentang frekuensi dan *Strouhal number* pengganggu tipe A hingga tipe E dengan jarak S/D = 1.75 hingga S/D = 2.0. Pada subbab ini akan dibandingkan *Strouhal number* pengganggu tipe A hingga tipe E dengan jarak S/D = 0.6 hingga S/D = 2. Gambar 4.23 merupakan grafik *Strouhal number* dari pengganggu tipe A hingga tipe E fungsi jarak (S/D).



Gambar 4.27 Grafik gabungan *Strouhal number* untuk silinder berpengganggu dibanding silinder tunggal terhadap $S/D = 0,6-2,0$

Pada gambar 4.23 dapat dibandingkan nilai *Strouhal number* setiap pengganggu. Dimana pada gambar di atas *Strouhal number* silinder berpengganggu dibandingkan dengan silinder tunggal memiliki nilai lebih besar satu. Nilai ini mengindikasikan bahwa pemberian pengganggu tipe A hingga tipe E efektif untuk menurunkan gaya Drag. Secara umum besarnya *Strouhal number* semakin meningkat seiring dengan penambahan pengganggu. Peningkatan *Strouhal number* ini disebabkan pada S/D tertentu daerah *wake* yang terjadi mengalami penyempitan menyebabkan *vortex* sebagai aliran tidak stabil terlepas. *Vortex shedding* semakin cepat terlepas pada daerah *wake* yang semakin menyempit sehingga perubahan yang terjadi juga semakin cepat. Hal ini juga diikuti dengan penurunan gaya drag. Selain itu, dari gambar di atas juga dapat diketahui *Strouhal number* yang paling tinggi yaitu pada pengganggu tipe A dengan $St/St_0 = 1.01$ dan jarak $S/D = 0.85$. Hal ini mengindikasikan bahwa silinder Tipe A pada jarak $S/D = 0.85$ paling efektif dalam menurunkan gaya drag.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian dan analisa yang telah dilakukan, maka dapat diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Penggunaan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E efektif dalam mereduksi *Coeffisient Drag Pressure* (C_{Dp}) pada silinder utama, variasi jarak penempatan *body* pengganggu memberikan pengaruh yang berbeda terhadap efek penurunan *Coeffisient Drag Pressure* (C_{Dp}) yang ditimbulkan oleh pengganggu pada *Reynold number* $5,3 \times 10^4$
2. Penggunaan pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E menyebabkan terjadinya efek *cavity mode* dan *wake impingement* pada silinder utama, yaitu nilai C_p pada titik stagnasi (sudut 0^0) bernilai < 1 yang menyebabkan nilai *Coeffisient Drag Pressure* (C_{Dp}) akan menurun pada *Reynold number* $5,3 \times 10^4$ untuk rentang jarak $S/D = 1,75 - 2,0$.
3. Pada rentang jarak $S/D = 1,75 - 2,0$ pengganggu tipe B memberikan efek penurunan *Coefficient Drag Pressure* (C_{Dp}) paling kecil dibanding jenis pengganggu lain pada rentang jarak (S/D) yang sama. Penurunan *Coefficient Drag Pressure* (C_{Dp}) terkecil terjadi pada $S/D = 1,75$ dengan nilai $C_{dp}/C_{dp0} = 0.265$, yang mampu mereduksi gaya drag sebesar 73,5%.
4. Adanya pengganggu tipe A, tipe B, tipe C, tipe D, dan tipe E mampu menaikkan frekuensi *vortex shedding* di belakang silinder utama yang diindikasikan dengan peningkatan *Strouhal number* dengan variasi jarak penempatan *body* pengganggu memberikan pengaruh yang berbeda terhadap efek peningkatan frekuensi *vortex shedding* yang ditimbulkan oleh pengganggu pada *Reynolds number* $5,3 \times 10^4$.
5. Pada rentang jarak $S/D = 1,75 - 2,0$ pengganggu tipe C dengan $St/St_0 = 1.008222$ dan jarak $S/D = 2,0$ paling

efektif mereduksi gaya drag dibanding jenis pengganggu lain pada rentang jarak (S/D) yang sama. Hal ini berbeda dengan hasil dari nilai *coefficient pressure drag* (C_{Dp}/C_{Dpo}) karena pada *coefficient pressure drag* yang terukur hanyalah gaya drag yang terjadi karena tekanan saja. Sementara gaya drag total terdiri atas gaya drag karena efek tekanan dan *friction*. Pada *Strouhal number* yang terukur adalah frekuensi *vortex shedding* yang terjadi di belakang silinder utama yang mengindikasikan gaya drag total.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk menunjang penelitian ini adalah:

1. Dudukan pada silinder utama perlu diperbaiki agar lebih *fix* dan tidak mudah terjadi dislokasi yang berpotensi terjadinya perubahan sudut *stagger* yaitu sudut antara silinder utama dan pengganggu.
2. Perlu ditambah sebuah *pitot static tube* khusus untuk pengambilan data profil kecepatan yang terpasang *fix* dengan penggerakannya menghindari terjadinya error akibat salah penempatan posisi *pitot static tube*
3. Kelistrikan daripada motor *fan wind tunnel* diperlukan *grounding* karena berbahaya bagi pengguna *wind tunnel* dan mengasilkan induksi elektromagnetik yang besar sehingga dapat merusak sinyal HWA.
4. Perlu dilakukan perbandingan dengan penelitian terdahulu pada rentang *Reynolds Number* yang berdekatan sebagai validasi eksperimen yang dilakukan.

DAFTAR PUSTAKA

Aiba, S. dan Watanabe, H. 1997. *Flow Characteristics of A Bluff Body Cut From A Circular Cylinder*, *Journal of Fluids Engineering*, Journal Of Fluids Engineering , Vol 119.

Bruun, H. H. 1995. *Hot Wire Anemometry, Principles and Signal Analysis*, Oxford Science Publication: New York.

Dantec Dynamic. 2002. *How to Measure Turbulence with Hot-Wire Anemometers - A Practical Guide*. Dantec:Denmark.

Fall, Fred Stern. 2009. *Intermediate Fluid Mechanics*. Germany.

Fox, Robert W, Mc Donald and Alan T. 1994. *Introduction to Fluid Mechanics 4th Edition*. John Willey and Son, Inc.

Igarashi dan Shiba, 2006, **Drag Reduction for D-Shape and I-Shape Cylinder (Aerodynamics Mechanism of Reduction of Drag)**, JSME International Journal, Vol 49, Page Paper 1036 – 1042.

Rizal, N.R. 2010. **Rancang Bangun Hot Wire Anemometer Single Normal Probe Untuk Mengukur Bilangan Strouhal Pada Karakteristik Aliran Di Belakang Silinder Sirkular Yang Diganggu Silinder Teriris Tipe-I**. Tugas Akhir Teknik Mesin ITS: Surabaya.

S, Joon Lee, S, Ik Lee, C, Woo Park. 2004. *Reducing the Drag on a Circular Cylinder by Upstream Installation of a Small Control Rod*, Fluid Dynamics Research Vol 34, Page Paper 233 – 250.

Siddal, R.G dan T.W. Davies. 1970. **An Improved Response Equation For Hot-Wire Anemometry.** Int. J. Heta Mass Transt., 6, 981-987.

Sumner, D., M. D. Richards, O. O. Akosile. 2007. **Strouhal Data for Two Staggered Circular Cylinders,** Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 96 (2008) 859–871

Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. **Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream,** Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic, Vol 90.

Triyogi, Y, D. Suprayogi, dan E. Spirida. 2009. **Reducing the Drag on a Cyclinder by Upstream Installation of an I Type Bluff Body as Passive Control,** Journal Mechanical Engineering Science, Vol 223 Part C, Page Paper 2291- 2296.

Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. **Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream,** Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic, Vol 90.

BIODATA PENULIS



Penulis yang mempunyai nama lengkap **Cahyaningsih Wilujeng**, atau sejak kecil dikenal dengan Ajeng ini dilahirkan di Mojokerto pada tanggal 18 Juli 1993. Penulis merupakan anak pertama dari lima bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuh yaitu SDN Kalirungkur IV Surabaya (1999-2005), SMPN 12 Surabaya (2005-2008), SMAN 16 Surabaya (2008-2011). Selepas SMA penulis melanjutkan studinya di Jurusan S1 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.

Penulis pernah melakukan kerja praktek di PT. DIRGANTARA INDONESIA (IAe), Bandung bagian *machining part HINGE RIB 1* untuk pembuatan pesawat terbang Airbus A-380 selama 1 bulan. Serta kerja praktek di PT. Semen Indonesia (Persero) Tbk, Tuban selama 1 bulan pada bagian Pemeliharaan *Klin Coal Mill Plant 3 & 4*.

Penulis aktif di berbagai kegiatan dalam kampus. Pada saat kuliah ia aktif sebagai pengurus di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS sebagai Kabiro Event Divisi Umum dan juga Bendahara Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS. Penulis juga aktif sebagai Asisten pada Laboratorium Mekanika Fluida dan Mesin - Mesin Fluida, serta menjadi responder pada beberapa mata kuliah di Jurusan Teknik Mesin ITS. Selain itu banyak pelatihan dan kegiatan yang diikutinya, baik kegiatan akademis maupun non-akademis selama menjadi mahasiswa aktif di lingkungan ITS.

Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada Penulis, silakan menyampaikan melalui email cahyaningsih.wilujeng@gmail.com.