



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK
ALIRAN DALAM FLAT-WALLED DIFFUSER
DENGAN DAN TANPA VORTEX GENERATOR
PADA BILANGAN $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ dan $6,1 \times 10^5$**

**FAHMI KHAFIDHUL HAQ
2111 100 067**

**Dosen Pembimbing
Prof. Ir. SUTARDI, M.Eng., Ph.D.**

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



FINAL PROJECT - TM 141585

**EKSPERIMENTAL STUDY OF FLOW IN DIFFUSER
WITH AND WITHOUT VORTEX GENERATOR ON
REYNOLDS NUMBER $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ dan $6,1 \times 10^5$**

FAHMI KHAFIDHUL HAQ
2111 100 067

Supervisor
Prof. Ir. SUTARDI, M.Eng., Ph.D.

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

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN
DALAM *DIFFUSER* DENGAN DAN TANPA *VORTEX*
GENERATOR**

TUGAS AKHIR

**Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**FAHMI KHAFIDHUL HAQ
NRP. 2111 100 067**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof.Dr. Ir. Sutardi, M.Eng. (Pembimbing)
(NIP. 196412281990031002)
2. Dr. Wawan Aries Widada, ST, MT, Ph.D. (Penguji I)
(NIP. 197104051997021001)
3. Vivien Suphandani D. ST, M.Eng., Ph.D. (Penguji II)
(NIP. 198105292003122001)
4. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA. (Penguji III)
(NIP. 196001291987011001)

**SURABAYA
Januari, 2016**



**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN
DALAM FLAT-WALLED DIFFUSER DENGAN DAN
TANPA VORTEX GENERATOR PADA BILANGAN $Re_{DH} =$
 $3,1 \times 10^5$ dan $6,1 \times 10^5$.**

Nama Mahasiswa : Fahmi Khafidhul Haq
NRP : 2111100067
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. Sutardi, M. Eng, Ph.D.

ABSTRAK

Diffuser merupakan suatu konstruksi *ducting* yang mengalami pembesaran penampang searah dengan aliran fluida. Penggunaan *diffuser* yaitu pada *wind tunnel*, *air conditioner* sentral, *fire extinguisher*, *heat recovery steam generator (HRSG)* dan *body* mobil. *Diffuser* dalam dunia otomotif digunakan pada mobil balap *Formula One* yang berfungsi mengurangi gaya hambat pada mobil tersebut. Karena dengan adanya *diffuser* di belakang, tekanan aliran di belakang mobil meningkat.

Test section yang digunakan pada penelitian ini adalah *symmetric flat-walled diffuser* dengan *area ratio* 2,2 yang memiliki sudut divergensi (2θ) = 8° , panjang *diffuser*, L_1 , = 1800 mm, panjang *upstream channel*, L_2 , = 1200 mm dan panjang *downstream channel*, L_3 , = 1000 mm, serta memiliki tinggi inlet *diffuser* (W_1) = 518,7 mm dan tinggi outlet *diffuser* (W_2) = 770,5 mm. Pada penelitian ini digunakan bilangan *Reynolds* $3,1 \times 10^5$ dan $6,1 \times 10^5$ berdasarkan diameter *hidrolik diffuser* dan kecepatan *maksimum* pada inlet *diffuser*. Selain peningkatan bilangan *Reynolds* pada penelitian ini juga digunakan tanpa *vortex generator (VG)* yang hasilnya dibanding dengan *diffuser* tanpa *VG*.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini yaitu tidak ada separasi aliran pada *diffuser*. Peningkatan bilangan *Reynolds* juga tidak berpengaruh secara signifikan terhadap performa *diffuser*.



Tugas Akhir Konversi Energi

Hal tersebut dapat dilihat dari nilai C_{pr} pada $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ dan $6,1 \times 10^5$ tanpa VG mengalami penurunan 3,1 % dan nilai C_{pr} pada $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ dan $6,1 \times 10^5$ dengan VG mengalami kenaikan 5,7 %. Selain itu penambahan VG justru menurunkan performa *diffuser*. Hal tersebut dapat dilihat pada $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ mengalami penurunan C_{pr} sebesar 12,1 % dan pada $Re_{DH} = 6,1 \times 10^5$ mengalami penurunan C_{pr} sebesar 4,1 % dengan penambahan VG . Sedangkan untuk intensitas turbulensi (IT) pada *downstream diffuser* ketika ditambahkan VG mengalami penurunan. Hal tersebut dapat dilihat dari nilai IT pada $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ mengalami penurunan sebesar 26,4 % dan pada $Re_{DH} = 6,1 \times 10^5$ mengalami penurunan sebesar 2,7 % dengan penambahan VG .

Kata kunci: symmetric flat-walled diffuser, aspect ratio konstan, pressure coefficient, tegangan geser dinding, sudut divergensi.



**EKSPERIMENTAL STUDY OF FLOW IN DIFFUSER
WITH AND WITHOUT VORTEX GENERATOR ON
REYNOLDS NUMBER $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ dan $6,1 \times 10^5$.**

Name : Fahmi Khafidhul Haq
NRP : 2111100067
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Supervisor : Prof. Ir. Sutardi, M. Eng, Ph.D.

ABSTRACT

Diffuser is a construction of ducting which has an enlargement in cross-sectional flow direction. The use of a diffuser includes in a wind tunnel, central ac, fire extinguisher, heat recovery steam generator (HRSG), and the body of a car. Diffuser in the automotive world is used in Formula One racing car which functions is to reduce drag on the car. With the diffuser in the back, the flow pressure in the back of the car increases.

The test section that used in this experiment is a symmetric flat-walled diffuser with area ratio 2,2 which has a divergency angle (2θ) = 8° , diffuser length, $L_1 = 1800$ mm, length upstream channel, $L_2 = 1200$ mm and a length downstream channel, $L_3 = 1000$ mm, and height of diffuser inlet (W_1) = 518,7 mm and height of the diffuser outlet (W_2) = 770.5 mm. This experiment uses the Reynolds number of $3,1 \times 10^5$ and $6,1 \times 10^5$ based on hydraulic diameter of diffuser and the maximum flow speed at of diffuser inlet. In addition to the use of two different Reynolds number, this experiment also uses without vortex generator (VG) where the results are compared with diffuser without VG.

The results obtained from this experiment knows there is no flow separation in the diffuser. The increase of Reynolds number does not affect significantly to the performance of diffuser. It can be seen from the Cpr on $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ and $6,1 \times 10^5$ without VG decreases 3,1 % and the value of Cpr on $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ and $6,1 \times 10^5$ with VG increases 5,7%. The addition of



VG reduces the performance of diffuser. It can be seen at $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$, C_{pr} decreased by 12,1 % and in $Re_{DH} = 6,1 \times 10^5$, C_{pr} decreases by 4,1 % with the addition of VG. As for the turbulence intensity (TI) at downstream diffuser is reduced with addition of VG. It can be seen from the value of TI at $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ decreases by 26,4 % and on $Re_{DH} = 6,1 \times 10^5$ decreases by 2,7 % with the addition of VG.

Keywords: symmetric flat-walled diffuser, constant aspect ratio, pressure coefficient, wall shearing stress, divergency angle



KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan ijin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph.D, Selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
2. Bapak Prof. Ir. Triyogi Yuwono, DEA, Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT, dan Ibu Vivien Suphandani, ST, ME, Ph.D selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
3. Kedua orang tua yang telah membanting tulang, menasihati, dan mendoakan demi kelancaran kuliah dan Tugas Akhir penulis.
4. Semua warga Laboratorium mekanika fluida yang selalu memberikan bantuan dan semangat.
5. Prof. Ir. Sutantra, M.Sc, Ph.D selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan dan kesabarannya selama ini.
6. Bapak Nur dan Bapak Sutrisno selaku karyawan di lab. Mekanika Fluida yang telah memberi motivasi dan banyak nasihat.
7. Seluruh Dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS,
8. Terimakasih untuk calon istri yaitu NduTTY yang selalu memberikan semangat, dorongan, nasihat dan amarah karena tidak segera dikerjakan.



9. Seluruh civitas akademik Teknik mesin ITS.

10. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2016

Penulis



DAFTAR ISI

Judul	
Halaman pengesahan	
ABSTRAK.....	iii
DAFTAR ISI.....	iv
DAFTAR GAMBAR.....	vi
DAFTAR TABEL.....	viii
DAFTAR SIMBOL.....	ix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Windtunnel.....	5
2.1.1 Macam-macam windtunnel.....	5
2.1.2 Kelebihan dan kekurangan dari windtunnel.....	6
2.2 Boundary Layer.....	7
2.2.1. Fenomena Pengembangan Boundary Layer.....	7
2.2.2. <i>Pressure Gradient</i>	9
2.3. <i>Bilangan Reynolds</i>	11
2.4. <i>Pressure Coefficient (Cp) dan Pressure Recovery Coefficient (Cpr)</i>	11
2.5. Tegangan Geser Dinding (τ_w) dan <i>Skin Friction Coefficient (Cf)</i>	12
2.6 Intensitas Turbulensi.....	15
2.7 Geometri <i>Diffuser</i>	16
2.8 Pengontrolan Boundary Layer dengan <i>Vortex Generator</i>	22
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Skema Instalasi Penelitian.....	25
3.2 Parameter yang diukur.....	29
3.3 Peralatan Pendukung.....	31
3.4 Prosedur Validasi Data.....	33
3.4.1 Validasi tekanan dinamis.....	33



3.4.2 Validasi tekanan statis di dinding.....	35
3.5 Prosedur Pengambilan Data Eksperimen.....	35
3.5.1 Prosedur Pengukuran Tekanan Stagnasi.....	35
3.5.2 Prosedur Pengukuran Tekanan Statis.....	37
3.6 Prosedur Pengolahan Data Eksperimen.....	38
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Profil Kecepatan.....	41
4.2 Distribusi <i>Pressure Coefficient</i> (C_p).....	44
4.3 Distribusi <i>Skin Friction Coefficient</i> (C_f).....	46
4.4 Intensitas turbulensi.....	48
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan.....	53
5.2 Saran.....	54
DAFTAR PUSTAKA.....	55



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Closed return windtunnel (Mehta dan Bradshaw, 1979).....6

Gambar 2.2 Open return windtunnel (Purdue University)6

Gambar 2.3 Boundary Layer pada flat plate untuk aliran incompressible (White, 2001)..... 8

Gambar 2.4 Perkembangan lapis batas laminar dan turbulen pada Plat datar (Fox, et al, 2004).....9

Gambar 2.5 Perkembangan boundary layer akibat *pengaruh pressure gradient* (Fox, et al, 2004).....10

Gambar 2.6 Diagram skematis alat ukur *Preston Tube*.....13

Gambar 2.7 Pendekatan profil kecepatan rata-rata pada *Clauser chart method* (McKinzie Jr, 1996).....14

Gambar 2.8 Geometri diffuser (a) *Flat-walled diffuser* (b) *Conical diffuser* (White, 2001).....16

Gambar 2.9 Peta kestabilan *flat-diffuser* dari Fox dan Kline (White, 2001).....17

Gambar 2.10 Perbandingan *C_{pr}* tanpa modifikasi.....18

Gambar 2.11 Perbandingan *C_p* dengan dan tanpa modifikasi saat aspek rasio konstan (AR=2) . (a) sudut divergensi 2°, (b) sudut divergensi 3,5°, dan (c) sudut divergensi 5°. (Mariotti,2014).....18

Gambar 2.12 Distribusi *Wall Pressure Coefficient (C_p)* hasil eksperimen dan numerik pada $Re_{w1} = 5,85 \times 10^4$ dan $Re_{w1} = 10,5 \times 10^4$ (a) upper wall (b) lower wall (c) side wall (Dudy, 2013).....19

Gambar 2.13 Perbandingan distribusi koefisien tekanan (*C_p*) pada (a) *centerline* (b) dinding atas bawah (c) dinding samping (Khanafi, 2014).....21

Gambar 2.14 Geometri *vortex generator* (a) *co-rotating configuration* (b) *counter rotating configuration* (Godard dan Stanislas, 2006).....22

Gambar 3.1 Skema Instalasi.....25

Gambar 3.2 Penampang *Diffuser*.....27



Gambar 3.3 Penampang <i>diffuser</i> (a) tampak samping (b) tampak atas (c) tampak depan.....	28
Gambar 3.4 Konfigurasi <i>vortex generator</i> (Godard dan Stainlas, 2006).....	29
Gambar 3.5 Skema gabungan Pitot tube dengan <i>micrometer</i>	32
Gambar 3.6 <i>Inclined Manometer</i> dan mistar.....	33
Gambar 3.7 Posisi pengukuran tekanan stagnasi.....	37
Gambar 3.8 Posisi pemasangan <i>wall pressure tap</i>	38
Gambar 4.1 Distribusi Profil Kecepatan u/U maks pada $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa <i>Vortex Generator</i>	42
Gambar 4.2 Distribusi Profil Kecepatan u/U maks pada $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa <i>Vortex Generator</i>	43
Gambar 4.3 Distribusi Coefficient Pressure (C_p) untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa <i>VG</i> serta $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa <i>VG</i> dibandingkan C_p <i>inviscid</i>	45
Gambar 4.4 Distribusi Coefficient Pressure (C_p) untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa <i>VG</i> serta $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa <i>VG</i>	45
Gambar 4.5 Distribusi Friction Coefficient untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa <i>VG</i>	48
Gambar 4.6 Fluktuasi kecepatan fungsi waktu pada downstream <i>diffuser</i> pada $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ (a) dengan <i>VG</i> (b) tanpa <i>VG</i>	49
Gambar 4.7 Fluktuasi kecepatan fungsi waktu pada downstream <i>diffuser</i> pada $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ (a) dengan <i>VG</i> (b) tanpa <i>VG</i>	50



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 C_p dan C_{pr} hasil eksperimen dan numerik (Dudy, 2013).....21

Tabel 2.2 Table perbandingan nilai C_{pr} dan C_{pmaks} untuk kedua diffuser. (Khanafi, 2014).....22

Tabel 2.3 Parameter optimal konfigurasi *passive vortex generator*.....23

Tabel 3.1 Perbandingan dengan penelitian sebelumnya.....39

Tabel 4.1 Nilai C_{pr} $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa VG46

Tabel 4.2 Nilai intensitas turbulensi pada $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa VG51



Halaman ini sengaja dikosongkan



DAFTAR SIMBOL

τ_w	= tegangan geser dinding
Δp	= perbedaan tekanan statis
ρ	= massa jenis fluida
μ	= viskositas absolut fluida
u	= kecepatan lokal
U_{max}	= kecepatan freestream pada inlet diffuser
$L1$	= panjang diffuser
$L2$	= panjang upstream channel
$L3$	= panjang downstream channel
θ	= setengah sudut divergensi
x	= sumbu horizontal
y	= sumbu vertikal
D_{Hi}	= diameter hidrolis inlet
D_{Ho}	= diameter hidrolis outlet
h	= tinggi vortex generator
l	= panjang vortex generator
λ	= jarak antar dua sumbu vortex generator
β_{pd}	= sudut kemiringan vortex generator
X_d	= radius dari ujung vortex generator ke pusat putar
t	= tebal vortex generator
g	= percepatan gravitasi
Δh	= perbedaan ketinggian
v	= kecepatan aliran fluida
$p_{s,i}$	= tekanan statis pada pada $x/L_i = i$
$p_{s,o}$	= tekanan statis pada inlet diffuser
U_{ref}	= kecepatan referensi pada inlet test section
C_p	= wall pressure coefficient
u^+	= non dimensional velocity = u/u^*
u	= kecepatan lokal
y^+	= non dimensional height
ν	= viskositas kinematis
u^*	= kecepatan friksi
IT	= Intensitas turbulensi
\bar{U}	= Kecepatan rata-rata, m/s



U' = Kecepatan (t), m/s



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Diffuser merupakan suatu konstruksi *ducting* yang mengalami pembesaran penampang searah dengan aliran fluida. Contoh teknologi maupun alat yang berhubungan dengan mekanika fluida yaitu *wind tunnel*, *ac* sentral, *fire extinguisher*, HRSG (*heat recovery steam generator*) dan body mobil. Alat-alat tersebut mempunyai *diffuser* yang mempunyai fungsi spesifik yang berbeda. Sebagai contoh *diffuser* dalam dunia otomotif, yaitu pada mobil balap *Formula One* yang menggunakan *diffuser* sebagai sarana perbaikan model mobil. Dengan adanya *diffuser* dibagian belakang mobil balap bisa mengurangi gaya hambat pada mobil tersebut. Karena dengan adanya *diffuser* dibelakang aliran sedikit lebih mudah mengikuti kontur *body* yang lebih *streamline*, sehingga olakan dibelakang mobil dapat diminimalisir.

Diffuser merupakan suatu saluran yang mengalami pembesaran penampang searah aliran aliran diantara *inlet* dan *outlet* saluran tersebut. Secara teoritis, pembesaran penampang ini menyebabkan penurunan kecepatan yang menyebabkan tekanan meningkat. Peningkatan tekanan tersebut berpotensi menjadi alasan terjadinya gradien tekanan positif (*adverse pressure gradient*) yang kuat. *Adverse pressure gradient* yang kuat ini menimbulkan perkembangan *boundary layer* yang cepat dan sensitif terhadap terjadinya separasi aliran. Terjadinya separasi merupakan faktor yang paling besar pengaruhnya terhadap nilai koefisien tekanan (C_p). Evaluasi dan pengamatan yang rinci dapat membantu untuk proses penentuan bagaimana dan dimana *diffuser* ditempatkan agar *diffuser* berjalan secara optimal.

Beberapa penelitian mengenai *diffuser* telah dilakukan, diantaranya penelitian **Marriotti dkk (2014)**. Mereka melakukan penelitian pada *symmetric diffuser* dengan sudut divergensi 4° , *asymmetric diffuser* dengan sudut divergensi $3,5^\circ$ dan 5° serta melakukan modifikasi bentuk wall *diffuser*.. Penelitian mereka



bertujuan untuk membandingkan distribusi *pressure coefficient* dengan hasil eksperimen yang menggunakan *flat wall*, Buice dan Eaton **Dhudy (2013)** melakukan penelitian tentang karakteristik *boundary layer* pada *asymmetric flat-wall* dengan sudut divergensi 1 (θ_1) = 10° dan sudut divergensi 2 ($2\theta_2$) = 20° menggunakan metode numerik dan eksperimen. Hasil dari penelitian ini yaitu performa diffuser yang kurang baik disebabkan oleh efek *adverse pressure gradient* yang kuat. **Khanafi (2014)** melakukan penelitian mengenai profil kecepatan, distribusi tekanan (C_p) serta distribusi koefisien gesek (C_f) pada *symetric flat-walled diffuser* untuk sudut divergensi (2θ) = 8° dan 12° dengan *vortex generator* menggunakan analisa numerik. Dari hasil penelitian ini dibandingkan dengan hasil penelitian **Faila (2014)** menunjukkan kenaikan nilai C_p .

Penelitian-penelitian di atas membangkitkan pemikiran penulis untuk melakukan penelitian tentang karakteristik aliran fluida pada *symetric diffuser flat plate*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang didapatkan beberapa permasalahan yang mengakibatkan nilai C_p menurun sehingga mempengaruhi performa *diffuser*. Permasalahan - permasalahan tersebut diantaranya:

1. Bagaimana pengaruh pemberian vortex generator terhadap separasi aliran dalam *diffuser*?
2. Bagaimana pengaruh separasi terhadap *pressure coefficient* (C_p)?
3. Bagaimana perkembangan *boundary layer* akibat *adverse pressure gradient* ?
4. Belum adanya evaluasi C_p pada diffuser yang menggunakan *close-loop windtunnel*.

Didalam diffuser terdapat penambahan luasan penampang sehingga terjadi *adverse pressure* sepanjang diffuser, dimana *adverse pressure* tersebut menyebabkan terjadinya separasi. Separasi tersebut disebabkan karena momentum aliran tidak



mampu melawan adverse pressure dan tegangan geser. Ketika separasi terjadi maka performa diffuser akan menurun. Untuk menaikkan performa diffuser dalam penelitian ini digunakan vortex generator. Ketika aliran melalui vortex generator, maka akan terjadi olakan dibelakang vortex generator. Olakan tersebut akan meningkatkan turbulensi aliran tersebut. Ketika turbulensi meningkat, momentum aliran juga meningkat. Sehingga momentum aliran mampu melawan adverse pressure dan tegangan geser. Diharapkan terjadinya penundaan separasi. Hal tersebut diharapkan mampu meningkatkan performa diffuser.

Oleh karena itu diperlukan penelitian lebih lanjut secara experimental dan numerik guna mengevaluasi karakteristik aliran pada *symmetric flat-walled diffuser* dengan sudut divergensi yang lebih kecil dengan menggunakan *closeloop windtunnel*. Kelebihan eksperimental yaitu data yang diperoleh berdasarkan keadaan real dan dapat dilaksanakan di Jurusan teknik mesin ITS dengan kekurangan waktu yang dibutuhkan lama. Sedangkan numerik dapat dilakukan dimana saja menggunakan komputer, dan data di daerah dinding dapat dengan mudah didapat. Namun dalam kondisi realnya, profil kecepatan di inlet *diffuser* tidak *uniform*. Untuk mendapatkan hasil simulasi yang mendekati hasil eksperimen maka diperlukan profil kecepatan pada inlet *diffuser* melalui studi eksperimen terlebih dahulu. Maka dari itu metode eksperimen dipilih dalam penelitian ini.

1.3 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengevaluasi karakteristik aliran fluida di dalam *symmetric flat-walled diffuser* menggunakan *closeloop windtunnel* dengan perbandingan luasan outlet terhadap inlet (*area ratio*) konstan dan sudut divergensi (2θ) = 8° . Berikut tujuan penelitian ini:

1. Mengetahui pengaruh *vortex generator* terhadap separasi
2. Mendapatkan profil kecepatan dan koefisien gesek (C_f) didalam diffuser
3. Mendapatkan koefisien tekanan (C_p)



4. Mempelajari perkembangan *boundary layer* akibat *adverse pressure gradient*

Penelitian ini akan dilakukan secara experimental menggunakan closeloop windtunnel.

1.4 Batasan Masalah

Permasalahan tugas akhir ini dibatasi oleh :

1. Kondisi aliran adalah *steady* dan *incompressible*.
2. Efek perpindahan panas diabaikan.
3. Pengaruh kekasaran permukaan pada dinding *diffuser* dapat diabaikan.



BAB II TINJAUAN PUSTAKA

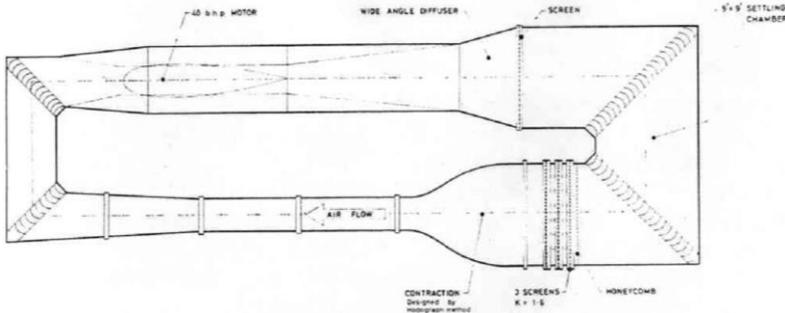
2.1 *Windtunnel*

2.1.1 Macam-macam windtunnel

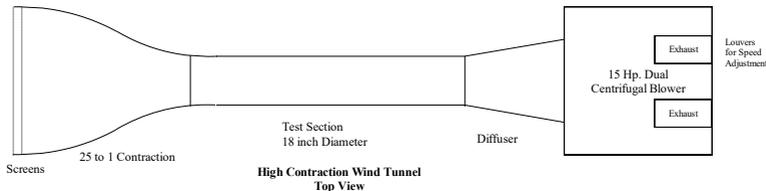
Windtunnel (terowongan angin) berguna untuk merepresentasikan fenomena aliran pada suatu *body*. Kelebihan penggunaan windtunnel yaitu aliran dapat diatur sesuai kebutuhan. Sehingga aplikatif dalam kehidupan sehari-hari. Windtunnel dibagi menjadi 4 berdasarkan kecepatannya. (**Lindgren dan Johansson, 2002**)

- a. Subsonic (low speed windtunnel)
Subsonic windtunnel adalah windtunnel yang paling banyak digunakan dalam eksperimen dengan range mach number kurang dari 1 ($M < 1$). Salah satu contoh aplikasi dari windtunnel subsonic yaitu dalam dunia otomotif.
- b. Transonic windtunnel
Transonic windtunnel mempunyai range mach number 0.8 sampai 1.3. Aplikasi dari windtunnel ini adalah untuk analisa kekuatan dan aliran yang terjadi pada pesawat.
- c. Supersonic windtunnel
Supersonic windtunnel mempunyai nilai mach number lebih dari 1. Windtunnel ini digunakan untuk meneliti bagaimana fenomena aliran dimesin jet dan pesawat tempur.
- d. Hypersonic windtunnel
Hypersonic windtunnel mempunyai mach number lebih dari 5. Aplikasi dari alat ini yaitu untuk mengevaluasi roket dan kendaraan luar angkasa lainnya.

Berdasarkan arah alirannya windtunnel dibagi menjadi 2 yaitu, closed return windtunnel (gambar 2.1) dan open return windtunnel (gambar 2.2)



Gambar 2.1 *Closed return windtunnel* (Mehta dan Bradshaw, 1979)



Gambar 2.2 *Open return windtunnel* (Purdue University)

2.1.2 Kelebihan dan kekurangan dari windtunnel

- Open return windtunnel
Kelebihan biaya pembuatan lebih murah, dapat menggunakan metode pengasapan sebagai visualisasi dengan mudah. Kekurangan dari open return windtunnel yaitu terjadinya polusi suara saat dijalankan, sangat terpengaruh udara sekitar (karena udara dihisap dan dibuang dari atmosfer langsung)
- Closed return windtunnel
Kelebihan mempunyai tingkat kebisingan yang rendah, dapat menganalisa banyak hal sekaligus (*diffuser*,



nozzle, elbow, test section). Kekurangan dari close return yaitu biaya pembuatan lebih mahal dan visualisasi menggunakan asap sulit dilakukan.

2.2 Boundary Layer

Boundary layer atau lapisan batas adalah lapisan tipis di atas bidang aliran diakibatkan oleh *viskositas* aliran sehingga terjadi distribusi kecepatan. Konsep *boundary layer* pertama kali diperkenalkan oleh Ludwig Prandtl pada tahun 1904.

Berdasarkan *viskositas* fluida Prandtl membagi menjadi 2 yaitu :

1. *Viscous flow* yaitu daerah didalam *boundary layer* (dekat permukaan dinding) dimana efek *viskositas* sangat berpengaruh.
2. *Inviscid flow* yaitu daerah diluar *boundary layer* dimana efek *viskositas* dapat diabaikan.

Separasi pada aliran *viscous* terjadi karena adanya tegangan geser dan gradien tekanan yang disebabkan oleh *viskositas* aliran. Sehingga terjadi separasi aliran karena aliran tidak mampu mengikuti kontur dari *body*. Sedangkan pada aliran *inviscid* tidak ada tegangan geser yang berpengaruh dan gradien tekanan sama dengan nol sehingga aliran bisa mengikuti kontur *body*.

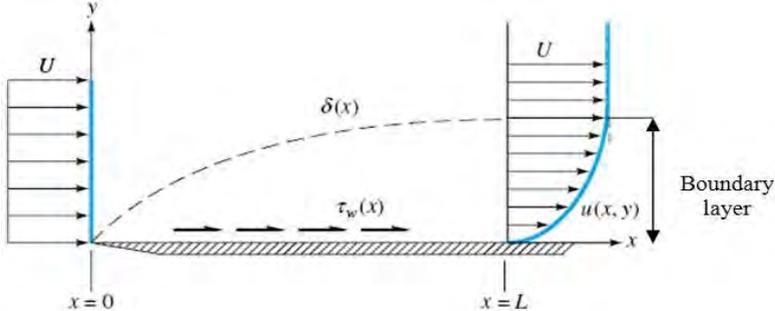
2.2.1. Fenomena Pengembangan *Boundary Layer*

Pada gambar 2.3 ditunjukkan proses terbentuknya dan berkembangnya *boundary layer* untuk fluida *incompressible* melalui *infinite flat plate*. Pada freestream fluida mengalir dengan distribusi kecepatan uniform (U). Ketika fluida melewati permukaan *flat plate*, fluida yang dekat dengan flat plate mengalami gesekan yang disebut tegangan geser ($\tau_w(x)$). Tegangan geser ini mengakibatkan terjadinya distribusi kecepatan. Distribusi kecepatan dimulai dari permukaan *flat plate* yang mempunyai kecepatan nol sampai pada kecepatan mendekati harga kecepatan *uniform* pada jarak $\delta(x)$. Hal ini dikarenakan tegangan



Tugas Akhir Konversi Energi

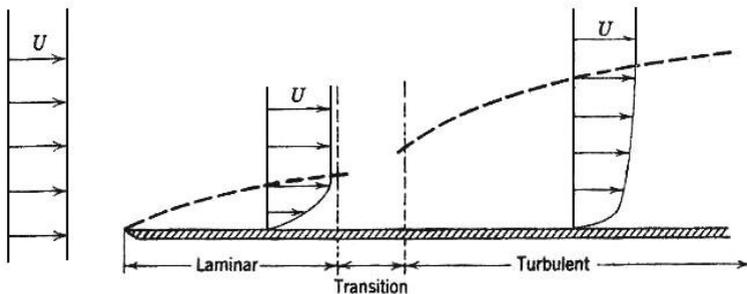
geser bernilai maksimum pada permukaan *flat plate*, sedangkan nilai tegangan geser akan berkurang pada titik yang semakin jauh dari *flat plate*.



Gambar 2.3 *Boundary Layer* pada *flat plate* untuk aliran *incompressible* (White, 2001)

Boundary layer dibagi menjadi dua yaitu *laminar boundary layer* dan *turbulent boundary layer*. Perbedaan keduanya terdapat pada bilangan Reynold. Dari bilangan Reynold aliran dibagi menjadi tiga yaitu laminar, turbulent dan transisi. Aliran transisi dipengaruhi oleh gradient tekanan, kekasaran permukaan, perpindahan panas dan gaya bodi (Fox, et al, 2004).

Proses pembentukan lapisan batas yang mengalami transisi dapat dilihat pada gambar 2.4. Saat aliran melewati plat datar pada bagian aliran yang dekat dengan dinding plat akan mengalami perlambatan yang diakibatkan oleh tegangan geser. Lapisan batas tersebut terus menebal hingga jarak δ pada saat kecepatan mendekati kecepatan free stream. Ketika lapisan batas menebal, maka ketidakstabilan terjadi dan mengakibatkan pergerakan partikel fluida secara acak dan perubahan momentum hingga menyebabkan terbentuknya lapisan batas *turbulent*. Pada lapisan batas *turbulent*, profil kecepatan mempunyai gradien yang besar dan tegangan gesernya lebih tinggi daripada kondisi *laminar* maupun transisi.

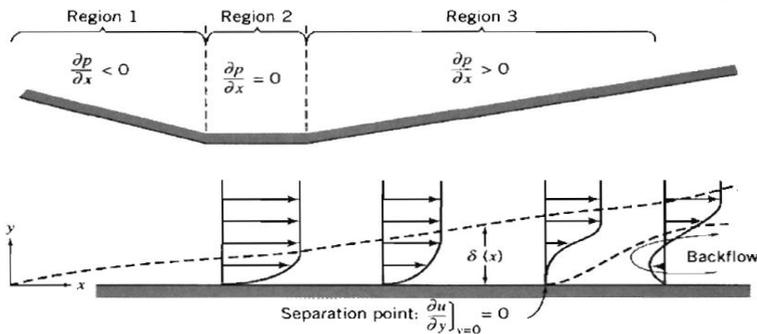


Gambar 2.4 Perkembangan lapisan batas laminar dan turbulen pada Plat datar (Fox, et al, 2004)

2.2.2. Pressure Gradient

Perkembangan boundary layer juga dipengaruhi oleh adanya perubahan tekanan (*pressure gradient*) yang berbanding lurus dengan bertambahnya jarak. Pada gambar 2.5 ditunjukkan bagaimana pengaruh *pressure gradient* terhadap kondisi *boundary layer*. Terdapat 3 daerah (*region*) *pressure gradient* sebagai berikut:

- *Region 1 (favorable pressure gradient)*, merupakan daerah terjadinya penurunan tekanan dikarenakan adanya pengecilan luas penampang yang berdampak pada peningkatan kecepatan fluida sehingga gradien tekanan yang terjadi negatif, ($\frac{\partial p}{\partial x} < 0$).
- *Region 2 (zero pressure gradient)*, merupakan daerah yang memiliki luas penampang yang konstan (*constant area*) sehingga gradien tekanan bernilai nol, ($\frac{\partial p}{\partial x} = 0$), namun tidak menyebabkan aliran fluida berhenti.
- *Region 3 (adverse pressure gradient)*, merupakan daerah terjadinya penurunan kecepatan karena membesarnya luas penampang sehingga akan terjadi peningkatan tekanan dan gradien tekannya menjadi positif, ($\frac{\partial p}{\partial x} > 0$).



Gambar 2.5 Perkembangan *boundary layer* akibat pengaruh *pressure gradient* (Fox, et al, 2004)

Apabila ditinjau mengenai kondisi partikel fluida di dekat area *flat plate*, maka dapat dijelaskan bahwa terjadi akumulasi tegangan geser pada partikel tersebut. Akumulasi *shear stress* ini berlaku untuk semua *pressure gradient region*. Kondisi ini tidak berdampak banyak pada daerah *favorable pressure gradient (region 1)*, karena tekanan pada inlet *region* lebih besar daripada tekanan *outlet* maka aliran dapat mengalir dengan lancar dan mengalami peningkatan kecepatan. Dalam kondisi ini partikel fluida dapat dianalogikan sedang menuruni sebuah bukit yang curam, sehingga dengan mudahnya partikel fluida tersebut bergerak pada *region* ini. Pada *region 2* ($\delta p/\delta x = 0$), akumulasi tegangan geser tersebut berdampak pada penurunan momentum aliran. *Region 3* merupakan daerah yang paling tidak disukai oleh aliran, karena tekanan di inlet *region* lebih kecil daripada tekanan *outlet region*. Pada *region 3* partikel fluida seakan dipaksa untuk mendaki bukit yang curam. Aliran tidak memiliki cukup energi untuk melanjutkan perjalanan (defisit momentum) sehingga partikel fluida akan terdefleksi keluar dari *boundary* atau dapat dikatakan bahwa aliran mengalami separasi. Akibat tekanan *outlet* yang tinggi, maka terjadi aliran balik dari *outlet* menuju *inlet region* yang biasa disebut dengan peristiwa *backflow*.



2.3. Bilangan Reynolds

Bilangan *Reynolds* merupakan salah satu indikasi menentukan jenis suatu aliran dapat dikatakan laminar maupun turbulen. Suatu aliran dalam ducting perpipaian bisa dikatakan turbulen ketika nilai *Re* lebih besar dari 2300. Sedangkan aliran laminar mempunyai nilai *Re* kurang dari 2300. Sedangkan aliran transisi mempunyai nilai *Re* disekitar 2300. Bilangan *Reynolds* (*Re*) dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$Re_{DHi} = \frac{(\rho U_{\infty} D_{Hi})}{\mu} \quad (2.1)$$

dimana ρ : massa jenis fluida
 U_{∞} : kecepatan *freestream* fluida disisi *upstream diffuser*
 D_{Hi} : panjang karakteristik pada inlet *diffuser*
 μ : viskositas dinamis fluida

2.4. Pressure Coefficient (C_p) dan Pressure Recovery Coefficient (C_{pr})

Untuk menyatakan distribusi tekanan di dalam *diffuser* digunakan suatu koefisien yang dinamakan *pressure coefficient* (C_p). *Pressure coefficient* merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis lokal pada kontur dengan tekanan statis referensi pada *diffuser* inlet dibandingkan dengan tekanan dinamis yang diukur pada inlet *diffuser*.

$$C_p = \frac{p_{s,i} - p_{s,0}}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2}, \quad (2.2)$$

dimana:

$p_{s,i}$: tekanan statis dinding pada $x/L_i = i$
 $p_{s,0}$: tekanan statis referensi pada inlet *diffuser*
 U_{ref} : kecepatan referensi pada inlet *test section*



Tugas Akhir Konversi Energi

- ρ : massa jenis udara
 $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_{ref}$: tekanan dinamis inlet *diffuser*

Untuk menyatakan performa *diffuser* dapat ditentukan melalui *pressure recovery coefficient* (Cp_r). *Pressure recovery coefficient* merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis pada *diffuser outlet* dengan tekanan statis referensi pada inlet *diffuser* dibandingkan dengan tekanan dinamis yang diukur pada inlet *diffuser*.

$$Cp_r = \frac{p_{s,e} - p_{s,0}}{\frac{1}{2} \rho U_{ref}^2} \quad (2.3)$$

dimana:

$p_{s,e}$: tekanan statis pada *diffuser outlet*.

Harga Cp maksimum pada outlet *diffuser* menyatakan seberapa besar kemampuan suatu *diffuser* dengan geometri tertentu dan kondisi operasi tertentu untuk meningkatkan tekanan dengan cara memperlambat kecepatan aliran fluida yang mengalir di dalamnya. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar Cp maka semakin baik performa dari *diffuser* tersebut.

2.5. Tegangan Geser Dinding (τ_w) dan *Skin Friction Coefficient* (Cf)

Tegangan geser dinding dapat diperoleh dengan beberapa metode perhitungan, diantaranya dengan metode *momentum deficiency thickness*, *Preston tube* dan *Clauser chart*.

1. Metode *momentum deficiency thickness* (θ), menggunakan persamaan $\theta = f(x)$ yang didapatkan melalui regresi data-data yang diplot pada grafik θ versus x . Persamaan untuk mendapatkan tegangan geser dengan metode *momentum deficiency thickness* pada daerah *non zero pressure gradient* adalah:

$$\tau_w = \rho U^2 \left[\frac{d\theta}{dx} + \left(\frac{\delta^*}{\theta} + 2 \right) \frac{\theta}{U} \frac{dU}{dx} \right]. \quad (2.4)$$

2. Metode *Preston tube* dapat digunakan baik pada bilangan *Reynolds* yang rendah maupun tinggi. Metode ini memiliki

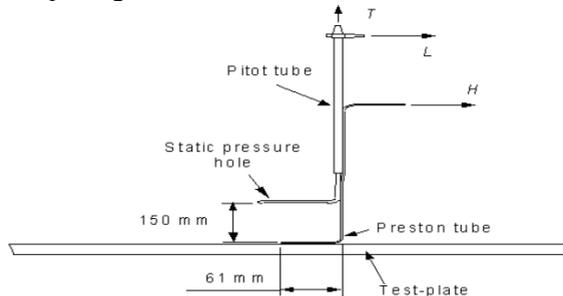


tingkat keakuratan tinggi untuk daerah yang mengalami *adverse pressure gradient*.

Persamaan untuk mendapatkan tegangan geser dengan metode *Preston tube* yang umum digunakan adalah persamaan kalibrasi *Preston tube* oleh **Bechert (1995)** sebagai berikut:

$$\tau_w = \frac{\left[28,44 \cdot \left(\frac{\Delta p \cdot d^2}{\rho \cdot v^2} \right)^2 + 6,61 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{\Delta p \cdot d^2}{\rho \cdot v^2} \right)^{3,5} \right]^{1/4} \cdot \rho \cdot v^2}{d^2} \quad (2.5)$$

Untuk mengestimasi harga tegangan geser sesuai dengan metode *Preston tube*, diberikan skematik alat ukur seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5. berikut:



Gambar 2.6 Diagram skematis alat ukur *Preston Tube*

3. Metode *Clauser chart* memakai pendekatan harga profil kecepatan rata-rata pada *over lap region* grafik semi logaritmik $u^+ = f(y^+)$. Daerah *over lap* ini akan memperlihatkan distribusi profil kecepatan rata-rata (*mean velocity profile*) yang linier. Gambar 2.7 memperlihatkan pendekatan profil kecepatan rata-rata terhadap persamaan *logarithmic-overlap layer*. Bentuk tipikal dari persamaan *logarithmic-overlap layer* (**White, 2001**) adalah:

$$(2.6) \quad u^+ = (1/k) \cdot \ln y^+ + B, \quad (2.6)$$

dimana:

$$k \approx 0,41 \text{ (konstanta Karman)}$$



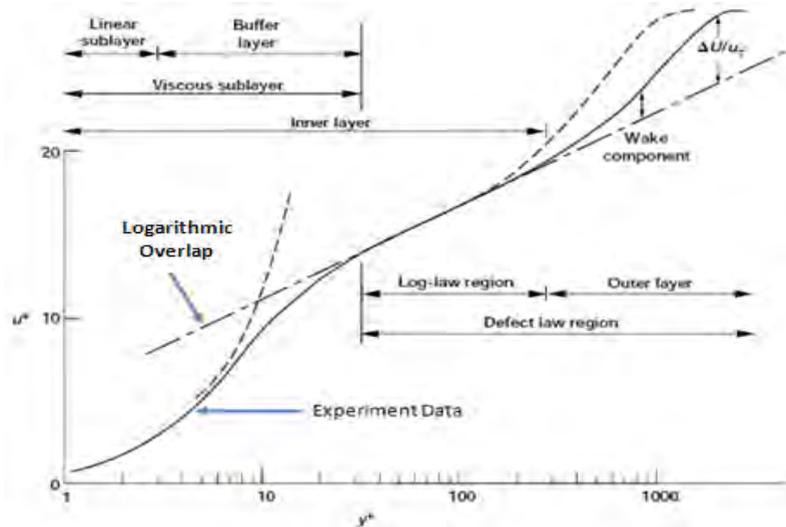
$$B \approx 5$$

$$u^+ = \text{non dimensional velocity} = u/u^*$$

u = kecepatan lokal

$$y^+ = \text{non dimensional height} = y \cdot u^*/\nu$$

ν = viskositas kinematis.



Gambar 2.7 Pendekatan profil kecepatan rata-rata pada *Clauser chart method* (McKinzie Jr., 1996)

Dengan menggunakan metode ini akan diperoleh pendekatan harga kecepatan friksi referensi (*friction velocity*, u^*). Nilai u^* diperoleh secara *trial and error* dari persamaan,

$$\frac{u}{u^*} = \left(\frac{1}{0,41} \right) \cdot \ln \frac{y \cdot u^*}{\nu} + 5, \quad (2.7a)$$

dimana: $u^* = \text{friction velocity} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$. (2.7b)



Setelah mengetahui nilai pendekatan kecepatan friksi (u^*) sesuai dengan persamaan 2.7b didapatkan persamaan tegangan geser dinding (τ_w) sebagai berikut:

$$\tau_w = \rho(u^*)^2. \quad (2.7c)$$

Koefisien friksi atau *skin friction coefficient* diperoleh dari pembagian tegangan geser dinding dengan tekanan dinamis pada inlet *diffuser*.

$$Cf = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U_{ref}^2}. \quad (2.8)$$

2.6 Intensitas Turbulensi

Turbulensi merupakan fluktuasi *irregular* pada gerak atau aliran fluida di dalam medan aliran. Fluktuasi tersebut biasanya terjadi dalam tiga komponen kecepatan, dan tidak susah diprediksi secara pasti. Turbulensi muncul dalam waktu singkat dalam ruang dan terjadi pencampuran propertis-propertis fluida sebagai akibat dari gradient tekanan. Gradient tekanan ini terjadi di dalam ruang atau dipengaruhi faktor lingkungan. Lingkungan-lingkungan aliran biasanya merupakan batas aliran, misal permukaan datar, sudut tajam, atau benda menghalangi aliran (*bluffbody*), dimana permukaan tersebut menghasilkan gradient tekanan sebagai akibat viskositas fluida.

Intensitas turbulensi merupakan derajat keturbulenan aliran di dalam suatu alat uji. Dalam suatu penelitian tidak diinginkan intensitas turbulensi yang besar, karena intensitas turbulensi dapat mempengaruhi hasil penelitian. Suatu *windtunnel* dikatakan memiliki intensitas turbulensi yang baik jika memiliki nilai intensitas turbulensi $\leq 1\%$.

Pada suatu *closed circuit windtunnel* intensitas turbulensi sangat penting untuk dilakukan pengukuran. Hal ini dikarenakan pada rangkaian *closed circuit windtunnel* memiliki beberapa bagian yang memiliki luas penampang yang berbeda. Persamaan untuk menghitung intensitas turbulensi (IT) adalah sebagai berikut:

$$IT = \frac{U_{rms}}{\bar{U}} \times 100\% \quad (2.9)$$



$$U_{rms} = \sqrt{(U'(t) - \bar{U})^2} \quad (2.10)$$

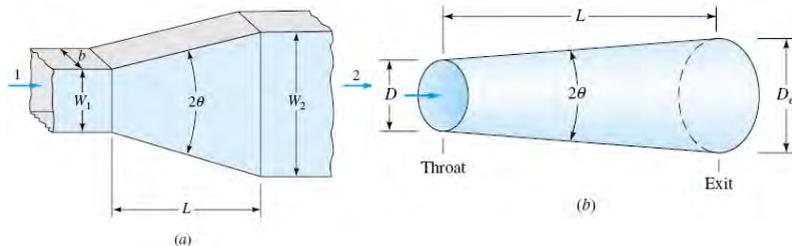
dimana :

\bar{U} : Kecepatan rata-rata, m/s

U' : Kecepatan (t), m/s

2.7 Geometri Diffuser

Diffuser adalah suatu komponen atau saluran yang penampangnya mengalami pembesaran secara bertahap (*gradual*). Berdasarkan bentuk penampangnya, *diffuser* dapat dibedakan menjadi dua, yaitu *flat-walled diffuser* dan *conical diffuser*. Pada gambar 2.5 ditunjukkan kedua bentuk *diffuser* beserta variabel yang mewakili geometri penting dari *diffuser* tersebut.



Gambar 2.8 Geometri diffuser (a) *Flat-walled diffuser* (b) *Conical diffuser* (White, 2001)

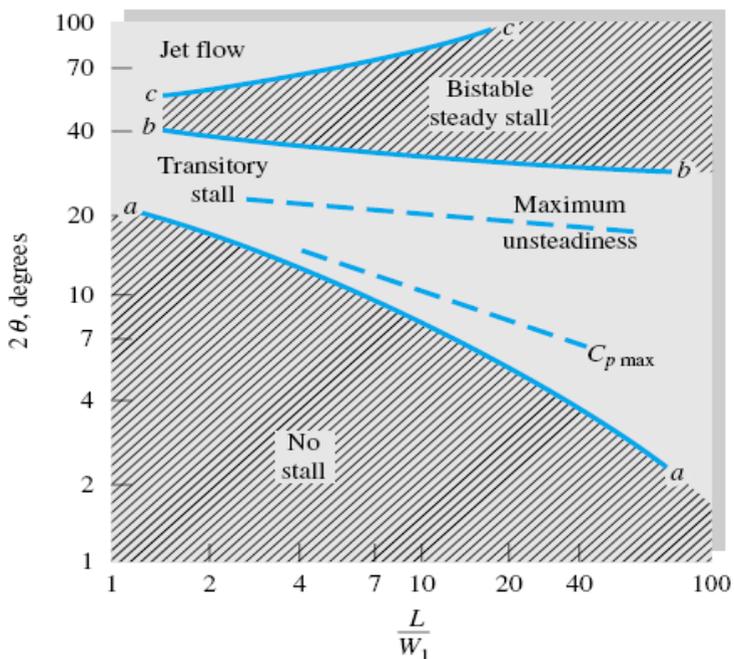
Pemilihan jenis dan geometri *diffuser* menentukan performa di dalam aplikasinya. Variabel geometri yang sangat berperan terhadap performa *diffuser* adalah sudut divergensi (2θ), panjang (L) dan *area ratio* (AR). Performa *diffuser* dikatakan baik apabila dapat menghasilkan *pressure recovery* yang maksimum dan tidak terjadi separasi di dalamnya.

Penerbitan peta kestabilan *flat-diffuser* (*flat-diffuser stability map*) oleh Fox dan Kline pada tahun 1962 (White, 2001)



dapat digunakan sebagai acuan untuk memilih geometri *diffuser* sehingga dapat meminimalisir efek yang tidak diinginkan dari *adverse pressure gradient* dan separasi aliran.

Peta kestabilan *flat-diffuser* ditunjukkan pada gambar 2.5. Peta tersebut dibagi menjadi 4 daerah utama yaitu daerah *no stall*, daerah *transitory stall*, daerah *bistable steady stall*, dan daerah *jet flow*. Penjelasan lebih lanjut mengenai definisi keempat daerah tersebut terdapat dalam **White (2001)**.

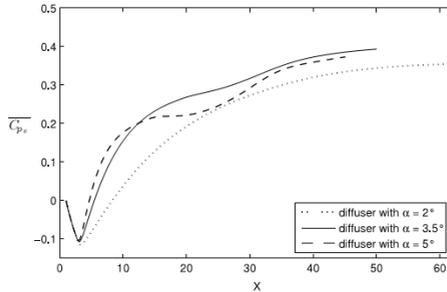


Gambar 2.9 Peta kestabilan *flat-diffuser* dari Fox dan Kline (**White, 2001**)

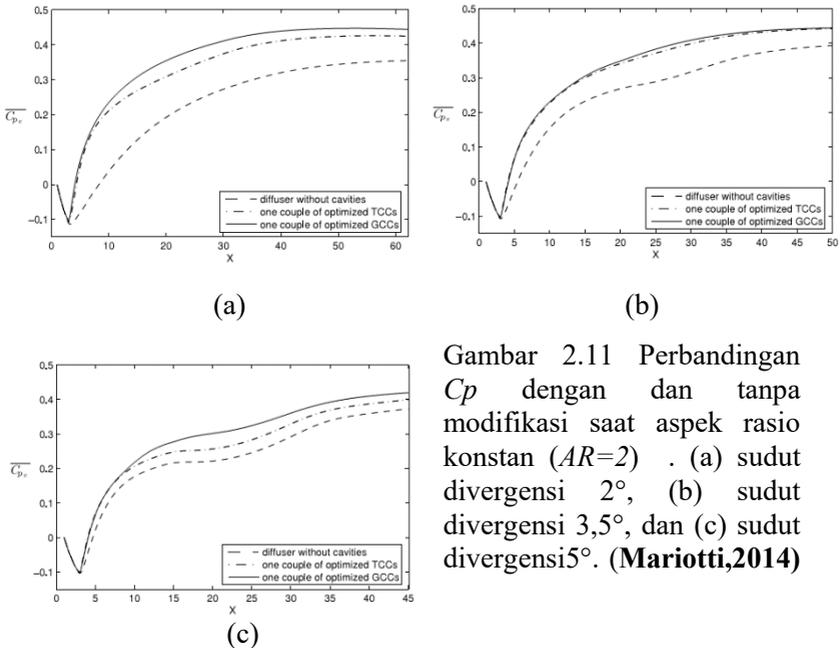
Mariotti dkk (2014) telah melakukan penelitian secara numerik pada *symmetric diffuser* dengan variasi sudut divergensi 4° serta *asymmetric diffuser* bersudut divergen $3,5^\circ$ dan 5° serta



melakukan modifikasi bentuk wall *diffuser*. Berikut perbandingan C_{pr} tanpa modifikasi dari penelitian yang dilakukan oleh Mariotti (Gambar 2.10). Optimalisasi yang dilakukan dalam penelitian ini didapatkan perbandingan C_p dengan dan tanpa modifikasi (Gambar 2.11).



Gambar 2.10 Perbandingan C_{pr} tanpa modifikasi

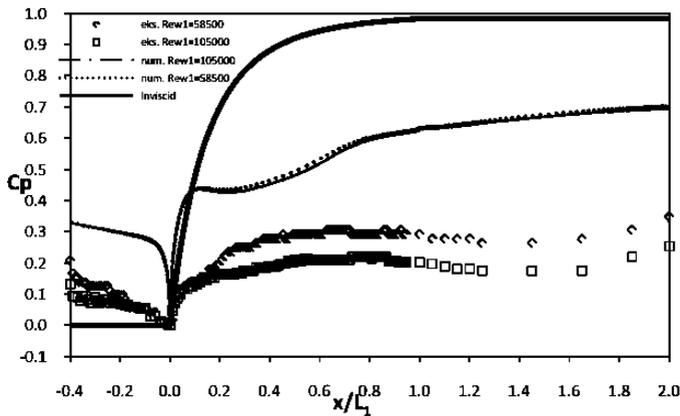


Gambar 2.11 Perbandingan C_p dengan dan tanpa modifikasi saat aspek rasio konstan ($AR=2$). (a) sudut divergensi 2° , (b) sudut divergensi $3,5^\circ$, dan (c) sudut divergensi 5° . (Mariotti,2014)

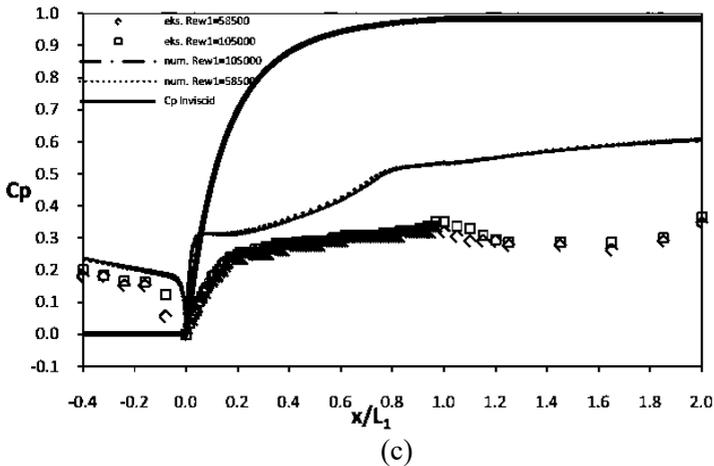
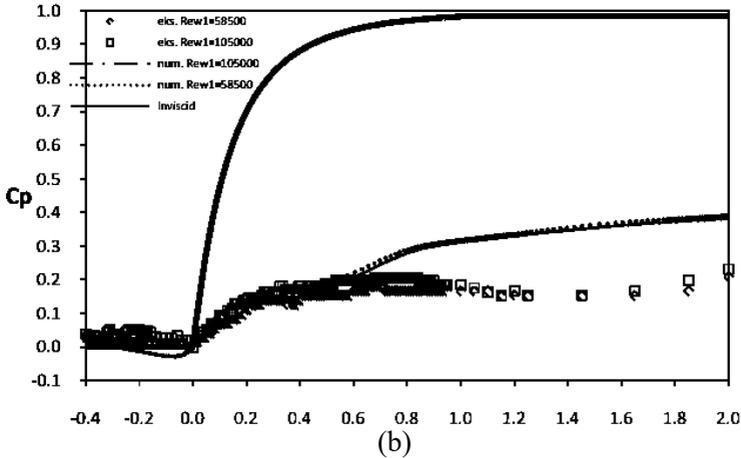


Penelitian ini menggunakan metode numerik untuk membandingkan optimalisasi yang dilakukan pada diffuser dengan *symmetry diffuser* bersudut divergensi 4° , dan *asymmetry diffuser* bersudut $3,5^\circ$ serta 5° . Dari hasil optimalisasi yang dilakukan oleh mariotti dengan mengubah dinding divergen diffuser menjadi bergelombang maka didapatkan hasil C_{pr} yang paling optimal yaitu menggunakan optimalisasi GCCs.

Penelitian **Dudy (2013)** pada *asymmetric diffuser* dengan sudut divergensi 1 (θ_1) = 10° dan sudut divergensi 2 ($2\theta_2$) = 20° menggunakan metode numerik dan eksperimen untuk studi kasus menggunakan $Re_{w1} = 5,85 \times 10^4$ dan $Re_{w1} = 10,5 \times 10^4$. Hasil yang didapatkan Dudy dapat dilihat pada gambar 2.12.



(a)

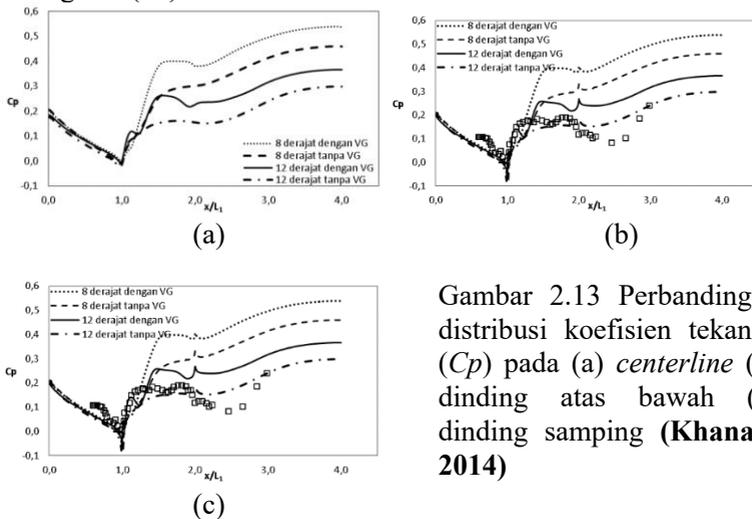


Gambar 2.12 Distribusi *Wall Pressure Coefficient* (C_p) hasil eksperimen dan numerik pada $Re_{w1} = 5,85 \times 10^4$ dan $Re_{w1} = 10,5 \times 10^4$ (a) *upper wall* (b) *lower wall* (c) *side wall* (Dudy, 2013)

Tabel 2.1 C_p dan C_{pr} hasil eksperimen dan numerik (Dudy, 2013)

Re_{wl}	Eksperimen		Numerik	
	C_{pr}	$C_{p_{maks}}$	C_{pr}	$C_{p_{maks}}$
$5,85 \times 10^4$	0,29	0,35	0.63	0.70
10.5×10^4	0,20	0,25	0.63	0.69

Khanafi (2014) melakukan penelitian secara numerik dengan *turbulence model k- ω SST*. Penelitian ini bertujuan membandingkan hasil yang didapatkan menggunakan *vortex generator* dengan penelitian **Faila (2014)** tanpa *vortex generator* (Gambar 2.13). Kedua penelitian ini menggunakan sudut divergensi (2θ) = 8° dan 12° .

Gambar 2.13 Perbandingan distribusi koefisien tekanan (C_p) pada (a) *centerline* (b) dinding atas bawah (c) dinding samping (Khanafi, 2014)

Dari penelitian Khanafi (2014) didapatkan kesimpulan bahwa dengan adanya vortek generator performa diffuser meningkat. Hal tersebut berdasar pada nilai C_p dan C_{pr} dalam table 2.2



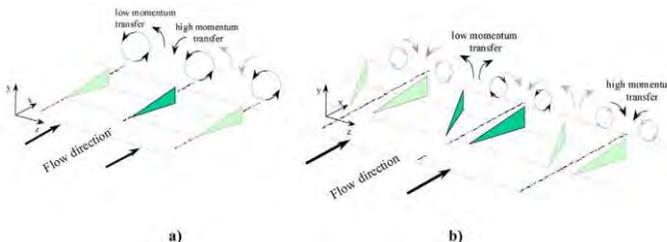
Tugas Akhir Konversi Energi

Tabel 2.2 Table perbandingan nilai C_{pr} dan $C_{p_{maks}}$ untuk kedua *diffuser*. (Khanafi, 2014)

<i>Diffuser</i>	dengan <i>vortex generator</i> (Khanafi, 2014)		tanpa <i>vortex generator</i> (Faila, 2014)	
	C_{pr}	$C_{p_{maks}}$	C_{pr}	$C_{p_{maks}}$
$2\theta_1 = 8^\circ$	0,405	0,543	0,300	0,458
$2\theta_1 = 12^\circ$	0,269	0,368	0,154	0,297

2.8 Pengontrolan *Boundary Layer* dengan *Vortex Generator*

Penelitian terkait dengan *vortex generator* dilakukan oleh Godard dan Stanislas (2006) dengan menggunakan *bump* (gundukan). Tujuan dari penelitiannya yaitu untuk mendapatkan *vortex generator* yang paling optimal dalam pengontrolan separasi aliran. *Vortex generator* yang digunakan adalah tipe *triangular vanes* dengan konfigurasi *counter rotating* dan *co-rotating* (Gambar 2.11). Kecepatan *freestream* yang divariasikan dari 1 m/s sampai 10 m/s pada *wind tunnel* dengan luas 1x2 m² dan panjang 20 m.



Gambar 2.14 Geometri *vortex generator* (a) *co-rotating configuration* (b) *counter rotating configuration* (Godard dan Stanislas, 2006).



Hasil penelitian yang didapatkan yaitu *vortex generator* dengan konfigurasi *counter rotating* lebih efektif jika dibandingkan konfigurasi *co-rotating* seperti ditunjukkan pada tabel 2.1. Sesuai dengan tabel 2.1, h menunjukkan tinggi alat, l menunjukkan panjang alat, L adalah jarak antara *trailing edge* dari dua *vortex generator* dalam satu pasang, λ adalah jarak antara 2 pasang *vortex generator*, dan β menunjukkan *angle of incidence*.

Tabel 2.3 Parameter optimal konfigurasi *passive vortex generator* (Godard dan Stanislas, 2006).

СРК	Длина призма	h	l	L	λ	β	C_p	C_{p0}	C_{p1}
СВ	0,33	23	5	-	0	18	22	102	
СВ	0,33	23	5	5,2	0	18	110	500	
АСР	β	$\nabla \chi^{AC}$	l	L	λ	γ	$\beta^{opt}(\alpha)$	$\nabla C_p^{opt}(\alpha)$	C_{p1}

Berdasarkan penelitian Mariotti menunjukkan bahwa sudut divergensi (α) yang optimal adalah $3,5^\circ$. Berdasarkan penelitian Khanafi didapatkan bahwa dengan penambahan *vortex generator* terjadi peningkatan C_p , sehingga separasi dapat ditunda. Dari beberapa penelitian diatas maka perlu dilakukan penelitian ini. yakni pada penelitian ini menggunakan sudut divergensi 4° dan dengan penambahan *vortex generator*.



Halaman ini sengaja dikosongkan

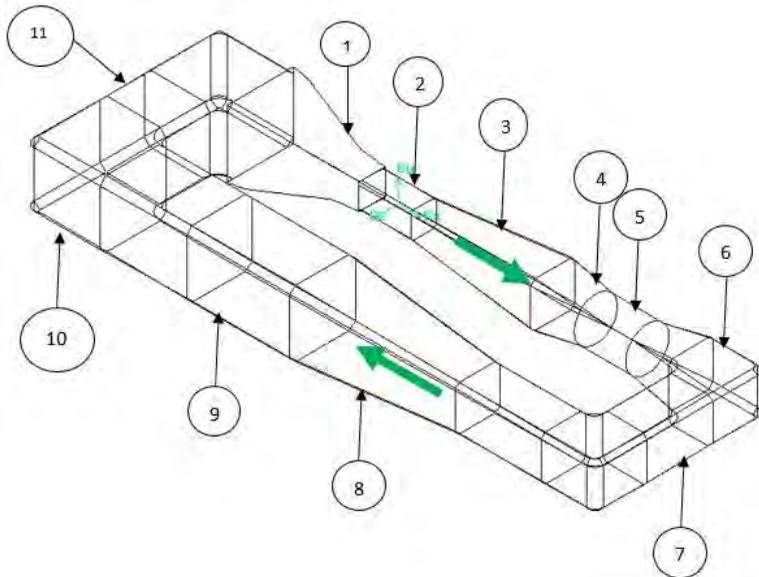


BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai analisa dimensi, instalasi penelitian, peralatan yang digunakan beserta spesifikasinya, langkah kerja, dan data – data yang diperoleh dari pengukuran yang nantinya akan dihitung untuk dianalisa lebih lanjut.

3.1 Skema Instalasi Penelitian

Untuk mendukung penelitian maka dibuat suatu instalasi penelitian dengan spesifikasi yang telah ditentukan sebelumnya berdasarkan perumusan masalah (sub bab 1.2) skema penelitian keseluruhan ditunjukkan pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Skema Instalasi

Keterangan gambar :

1. Nozel, honey comb dan screens
2. Test section 1



3. Diffuser kecil
4. Konektor kotak ke lingkaran fan
5. Fan axial
6. Elbow kecil
7. Penyambung elbow kecil
8. Diffuser Besar
9. Test section 2
10. Elbow besar
11. Penyambung elbow besar

Instalasi penelitian memiliki spesifikasi umum dengan dimensi total panjang 6.490 mm, lebar 2250 mm dan tinggi 771 mm. Instalasi penelitian terdiri dari beberapa bagian utama, yaitu:

a. Fan Axial

Fan Axial digunakan sebagai pembangkit aliran di dalam instalasi. Spesifikasi *fan axial* yang digunakan sebagai berikut :

- Merk : SAD-500/10/4/2
- Tipe : *Direct Axial Fan*
- Kapasitas : 15000 m³/hr
- Daya : 4 kW
- Putaran : 2800 rpm

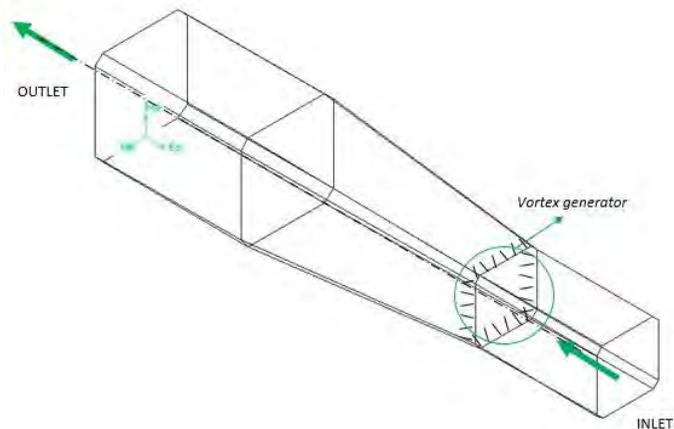
b. Diffuser besar

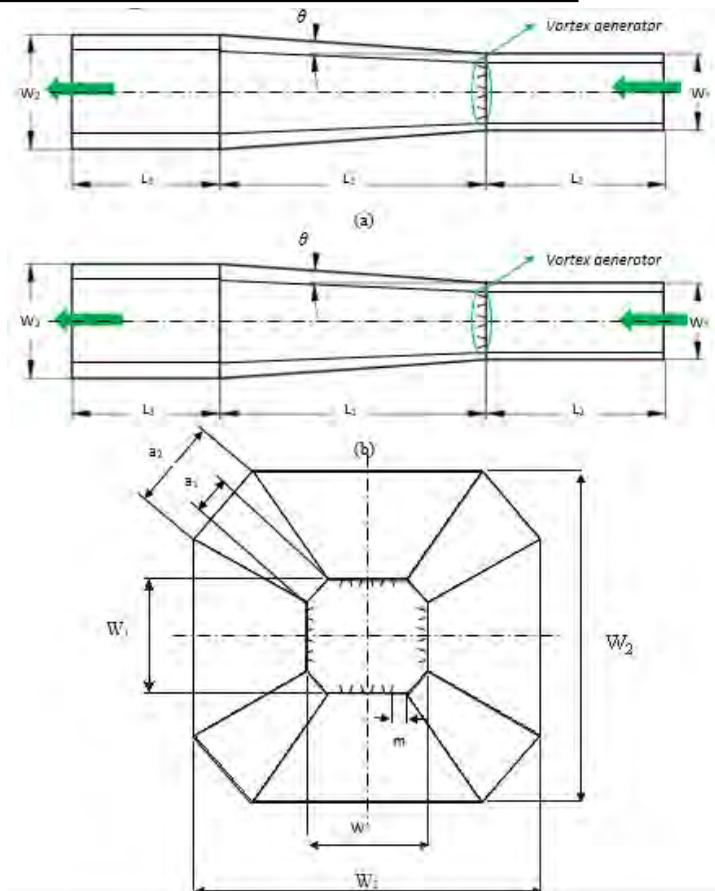
Diffuser besar merupakan bagian alat yang dievaluasi secara detail dalam penelitian ini yang ditunjukkan pada nomor 8 pada Gambar 3.1 . Pada penelitian ini digunakan variasi bilangan *Reynolds*. Diffuser dalam penelitian ini berupa *Symmetric flat-walled diffuser aspect ratio* konstan. Penampang diffuser dapat dilihat pada gambar 3.2, serta penampang potongan pada gambar 3.3. Di bawah ini adalah spesifikasi dari diffuser:

- Bahan : Akrilik dan Tripleks
- Panjang diffuser (L_1) : 1800 mm
- Diameter hidrolis inlet (D_{Hi}) : 558,6 mm



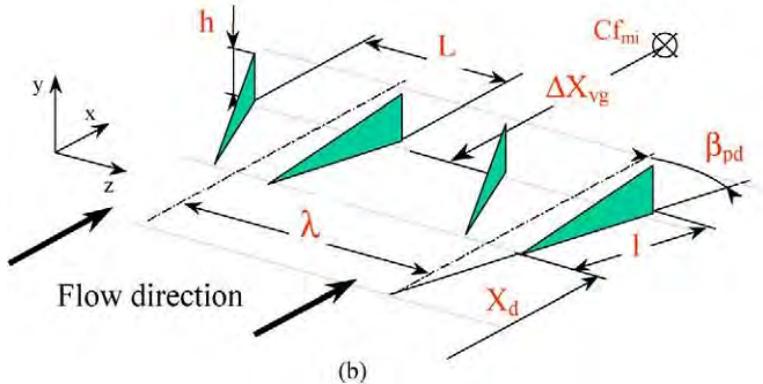
- Lebar *oktagonal* inlet (a_1) : 121 mm
- Diameter hidrolis outlet (D_{Ho}) : 795,8 mm
- Lebar *oktagonal* outlet (a_2) : 180 mm
- Sudut *divergensi* (2θ) : 8°
- *Area ratio* (AR) : 2,21
- Panjang *upstream channel* (L_2) : 1000 mm
- Panjang *downstream channel* (L_3) : 1200 mm
- Tinggi *vortex generator* (h) : 20 mm
- Panjang *vortex generator* (l) : 60 mm
- Tebal *vortex generator* (t) : 1 mm
- Jarak antar dua sumbu *vortex generator* (λ): 120 mm
- Sudut kemiringan *vortex generator* (β_{pd}) : 18°
- Radius dari ujung *vortex generator* ke pusat putar (X_d) : 60 mm

Gambar 3.2 Penampang *Diffuser*



Gambar 3.3 Penampang *diffuser* (a) tampak samping (b) tampak atas (c) tampak depan

Berikut konfigurasi *vortex generator* pada penelitian ini. (gambar 3.4)



Gambar 3.4 Konfigurasi *vortex generator* (Godard dan Stainlas, 2006)

c. Honey Comb dan screen

Honey Comb dan screen dalam alat ini digunakan sebagai pelurus aliran agar lebih dan aliran menjadi laminar.

3.2 Parameter yang diukur

Analisa dimensi sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu percobaan atau tidak. Dalam penelitian ini, analisa dimensi digunakan untuk mengetahui variable apa yang mempengaruhi karakteristik aliran melalui *symmetric flat wall diffuser* dengan *aspect ratio* konstan. Dengan *Buckingham pi theorem* akan didapatkan bilangan tak berdimensi. Berikut parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran.

τ_w	=	tegangan geser dinding
Δp	=	perbedaan tekanan statis
ρ	=	massa jenis fluida
μ	=	viskositas absolut fluida
u	=	kecepatan lokal
U_{max}	=	kecepatan <i>freestream</i> pada inlet <i>diffuser</i>
L_1	=	panjang <i>diffuser</i>
L_2	=	panjang <i>upstream channel</i>
L_3	=	panjang <i>downstream channel</i>



θ	=	setengah sudut divergensi
x	=	sumbu horizontal
y	=	sumbu vertikal
D_{Hi}	=	diameter hidrolik inlet
D_{Ho}	=	diameter hidrolik outlet
h	=	tinggi <i>vortex generator</i>
l	=	panjang <i>vortex generator</i>
λ	=	jarak antar dua sumbu <i>vortex generator</i>
β_{pd}	=	sudut kemiringan <i>vortex generator</i>
X_d	=	radius dari ujung <i>vortex generator</i> ke pusat putar
t	=	tebal <i>vortex generator</i>

Dengan menganggap τ_w dan Δp sebagai *dependent parameter* maka dapat dituliskan persamaan:

$$\tau_w = f_1(\rho, \mu, u, U_{max}, D_{Hi}, D_{Ho}, L_1, L_2, L_3, \theta, x, y, h, \lambda, m, \beta_{pd}, X_d, t)$$

$$\Delta p = f_2(\rho, \mu, u, U_{max}, D_{Hi}, D_{Ho}, L_1, L_2, L_3, \theta, x, y, h, l, m, \lambda, \beta_{pd}, X_d, t)$$

Dengan menggunakan teori *Buckingham Pi* maka diperoleh 10 grup tak berdimensi untuk kedua *dependent parameter* τ_w dan Δp sebagai berikut:

1) Koefisien *skin friction* (C_f)

$$C_f = \frac{\tau_w}{\rho U_{max}^2} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho U_{max} L_1}, \frac{u}{U_{max}}, \frac{D_{Hi}}{L_1}, \frac{D_{Ho}}{L_1}, \theta, \frac{x}{L_1}, \frac{y}{W_1}, h, l, m, \lambda, \beta_{pd}, X_d, t\right) \quad (3.1)$$

2) Koefisien tekanan (C_p)

$$C_p = \frac{\Delta p}{\rho U_{max}^2} = f_2\left(\frac{\mu}{\rho U_{max} L_1}, \frac{u}{U_{max}}, \frac{D_{Hi}}{L_1}, \frac{D_{Ho}}{L_1}, \theta, \frac{x}{L_1}, \frac{y}{W_1}, h, l, m, \lambda, \beta_{pd}, X_d, t\right) \quad (3.2)$$

Dari grup tak berdimensi diatas, parameter yang konstan karena harganya sudah ditentukan sejak awal diantaranya adalah : $\frac{W_1}{L_1}, \frac{W_2}{L_1}, \theta$. Parameter yang konstan tersebut dapat dikeluarkan



dari fungsi persamaan tak berdimensi. Pada penelitian ini digunakan blangan *Reynolds* berdasarkan pada D_H sehingga $\frac{\mu}{\rho U_{maks} L_1}$ dibagi dengan $\frac{D_{Hi}}{L_1}$, maka diperoleh persamaan untuk menentukan bilangan *Reynolds* berdasarkan D_H , $(Re_{DHi})^{-1} = \frac{\mu}{\rho U_{max} D_{Hi}}$.

Dari analisa-analisa tersebut maka diperoleh persamaan tak berdimensi sebagai berikut :

1. *Skin friction coefficient* (C_f)

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U_{max}^2} = f\left(\frac{\mu}{\rho U_{max} D_H}, \frac{u}{U_{max}}, \frac{x}{L_1}, \frac{y}{W_1}, h, l, m, \lambda, \beta_{pd}, X_d, t\right) \quad (3.3)$$

2. *Pressure Coefficient* (C_p)

$$C_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U_{max}^2} = f\left(\frac{\mu}{\rho U_{max} D_H}, \frac{u}{U_{max}}, \frac{x}{L_1}, \frac{y}{W_1}, h, l, \lambda, m, \beta_{pd}, X_d, t\right). \quad (3.4)$$

3.3 Peralatan Pendukung

Peralatan pendukung yang digunakan dalam eksperimen ini meliputi:

- a. *Wall Pressure Tap*

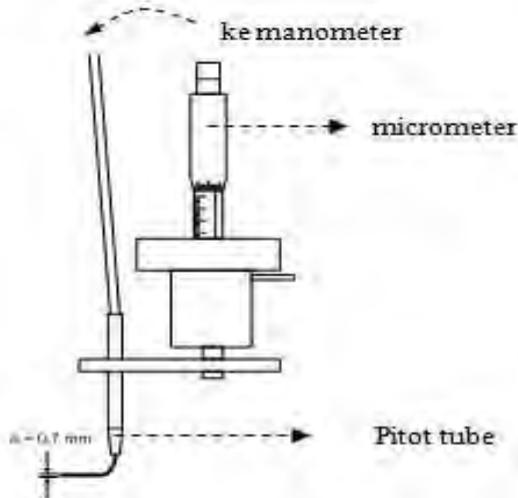
Wall Pressure Tap digunakan untuk mengukur tekanan statis pada dinding adiffuser. *Wall pressure tap* yang digunakan memiliki diameter dalam 0,9 mm. Pemasangan *wall pressure tap* berada di sepanjang dinding diffuser dengan jarak 180 mm.

- b. Pitot Tube dan Mikrometer

Pitot tube berdiameter luar 0,7 mm digunakan untuk mengukur tekanan stagnasi pada setiap titik yang telah ditentukan pada diffuser. Skema pitot tube dapat dilihat pada gambar 3.5 Alat ukur ini dihubungkan dengan inclined manometer sehingga tekanan stagnasi



yang diukur dapat dibaca sebagai perbedaan ketinggian permukaan manometer.

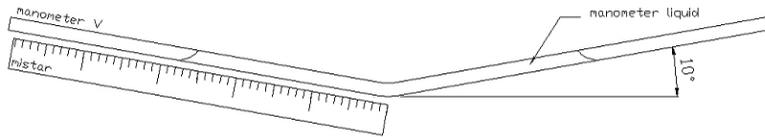


Gambar 3.5 Skema gabungan Pitot tube dengan micrometer

Pada saat pengukuran *stagnasi*, *pitot tube* digabungkan dengan *micrometer* dengan maksud agar dapat dilakukan pergeseran pengukuran secara vertical pada cross section yang sama. *Micrometer* ini mempunyai skala pengukuran terkecil 0.05 mm.

c. *Inclined Manometer* dan Mistar

Inclined manometer adalah manometer yang memiliki bentuk V yang digunakan sebagai pembaca perbedaan tekanan yang terukur melalui *wall pressure tap* dan *pitot tube* yang ditandai dengan adanya perubahan ketinggian fluida kerja pada manometer tersebut. Manometer yang digunakan mempunyai sudut kemiringan (ϕ) = 10° dengan maksud untuk mendapatkan ketelitian yang lebih tinggi dalam pembacaan Δh . Skema *inclined manometer* dapat dilihat pada gambar 3.6



Gambar 3.6 Inclined Manometer dan mistar

Spesifikasi manometer yang digunakan sebagai berikut :

- Fluida kerja adalah Red oil ($SG = 0,826$)
- Skala minimum 1 mm, skala maksimum 150 mm

d. *Transducer* tekanan dan data akuisisi

Berikut spesifikasi *Transducer* yang akan digunakan dalam percobaan ini :

Model	: PX65-05BDI
Range	: ± 1 " WC
Akurasi	: 25 % FS (Fullscale)
Output	: 0 – 5 V
Ser.no.	: 3030238423

e. *Termometer*

Termometer digunakan untuk mengukur temperatur udara di dalam ruangan saat eksperimen dilakukan.

3.4 Prosedur Validasi Data

Ada beberapa langkah validasi yang perlu dilakukan sebelum pengambilan data, yaitu

3.4.1 Validasi tekanan dinamis

Berikut langkah kerja validasi data tekanan dinamis :

1. *Pitot static* dipasang pada manometer dan *transducer*
2. Fan diatur dari 0-40 m/s dengan interval 5 m/s



3. Data diambil dari manometer dan *pressure transducer* untuk tekanan dinamik
4. Data manometer didapat Δh (mm) dan dari *transducer* didapatkan arus (mA)
5. Data tersebut dibuat grafik Δh vs arus sehingga diketahui hubungan sebagai sebuah formula.

3.4.2 Validasi tekanan statis di dinding

Berikut langkah kerja validasi data tekanan statis pada dinding :

1. Wall pressure tap dipasang sepanjang dinding diffuser dengan jarak 180 mm
2. Wall pressure tap disambungkan pada manometer dan transducer
3. Fan diatur dari 0-40 m/s dengan interval 5 m/s
4. Data diambil dari manometer dan *pressure transducer* untuk tekanan statis
5. Dari manometer didapatkan Δh (mm) dan dari *transducer* didapatkan arus (mA)
6. Data tersebut dibuat grafik Δh vs arus sehingga dapat diketahui hubungan sebagai sebuah formula.

Setelah didapatkan data perbedaan tinggi fluida (*red oil*) dapat dihitung besarnya tekanan statis dan stagnasi dengan menggunakan persamaan (3.5).

$$P = \rho_{udara} g \Delta h \quad (3.5)$$

$$\text{Dimana : } \Delta h = \Delta l \sin 15^\circ \quad (3.6)$$

P = tekanan (statis atau stagnasi)

ρ_{udara} = masa jenis udara pada $T = 28^\circ\text{C}$

g = percepatan gravitasi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

Δh = perbedaan ketinggian red oil saat pengambilan data

Δl = selisih panjang yang ditunjukkan pada mistar saat pengambilan data



Setelah tekanan stagnasi dan statis dihitung, maka besarnya kecepatan aliran fluida dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.7).

$$v = \sqrt{\frac{2(P_{stagnasi} - P_{statis})}{\rho_{udara}}} \quad (3.7)$$

dimana v = kecepatan aliran fluida

Dari hasil perhitungan tersebut didapatkan kecepatan awal (U_{ref}) 6,1 m/s dan 12,1 m/s. Kemudian perhitungan bilangan *Reynolds* didapatkan berdasarkan persamaan (2.1) yakni $Re_{DH} = \frac{(\rho U_{\infty} D_{Hi})}{\mu}$

3.5 Prosedur Pengambilan Data Eksperimen

Parameter yang diukur pada penelitian ini meliputi tekanan *stagnasi* dan tekanan *statis* dengan dan tanpa *vortex generator* serta variasi bilangan *Reynolds*. Hal-hal yang perlu dilakukan sebelum pengambilan data eksperimen sebagai berikut:

- Wall pressure tap* pada *diffuser* dipasang pada sisi *diverging wall* dengan jarak yang telah ditentukan.
- Diffuser* dipasang dan dipastikan terpasang dengan baik pada instalasi eksperimen.
- Micrometer* dipasang pada dudukannya dan mengaturnya pada tempat pengambilan data tekanan stagnasi pada sisi *diverging wall*.
- Fan axial* dicek dapat bekerja dengan baik.
- Temperatur udara di dalam ruangan diukur.

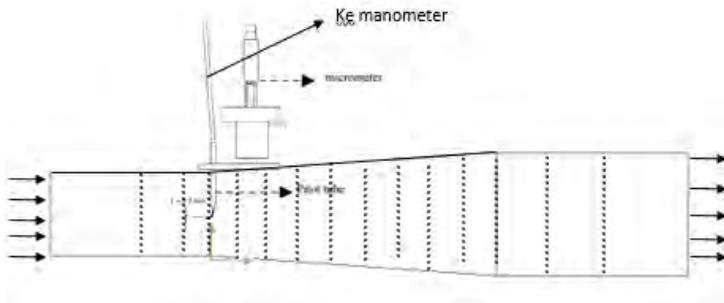
Setelah dilakukan persiapan kemudian dilakukan pengukuran tekanan stagnasi dan tekanan statis.

3.5.1 Prosedur Pengukuran Tekanan Stagnasi

- Pitot tube* dihubungkan dengan *pressure transducer* dengan menggunakan selang kapiler.



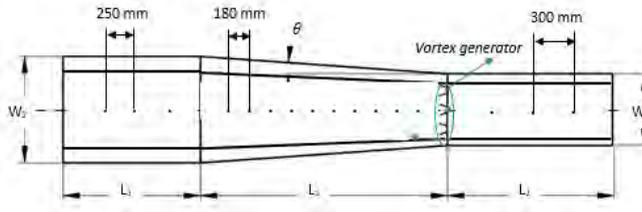
- b) *Pitot tube* dimasukkan ke dalam *diffuser*
- c) Posisi *pitot tube* diatur pada titik awal pengukuran pada jarak $x/L_1=0$ dan pada jarak $y/W_1 \approx 0$, artinya ujung *pitot tube* sebisa mungkin di dekatkan pada *diverging wall diffuser*. Pada gambar 3.7 ditunjukkan posisi pengukuran tekanan stagnasi.
- d) *Fan axial* dihidupkan dan putaran diatur untuk mendapatkan kecepatan yang diinginkan.
- e) Arus dari *pressure transducer* pada tekanan stagnasi pada dicatat.
- f) Posisi *pitot tube* digeser secara vertikal.
- g) Langkah f). diulangi
- h) Langkah g). dan h). diulangi sampai pada jarak y mendekati *diverging wall* sisi atas.
- i) *Fan axial* dimatikan.
- j) Posisi *pitot tube* digeser untuk merubah posisi titik pengukuran pada jarak horizontal x/L_1 yang diinginkan dengan cara mengendurkan baut pada pada *pitot tube holder*.
- k) Posisi *pitot tube* diatur secara vertikal dimulai pada jarak $y= 0$ mendekati *diverging wall*.
- l) Langkah d). sampai j). diulangi.
- m) Rangkaian pengukuran dilakukan secara vertikal dengan perubahan setiap 1 mm pada 5 titik dekat dinding, 5 titik dengan jarak 2 cm dan 5 titik selanjutnya hingga *centerline*. Serta perubahan secara horizontal sampai pada posisi $x/L_1=1$



Gambar 3.7 Posisi pengukuran tekanan stagnasi

3.5.2 Prosedur Pengukuran Tekanan Statis

- Wall pressure tap* dipasang pada *diverging wall diffuser* dengan jumlah dan jarak yang telah ditentukan yaitu pada jarak $x/L_1=0$ sampai pada jarak $x/L_1=1$, dimana masing-masing *wall pressure tap* pada posisi ini berjarak 180 mm. Pada gambar 3.8 ditunjukkan posisi pengukuran tekanan statis.
- Selang kapiler dipastikan telah terpasang dengan baik.
- Fan axial* dihidupkan dan diatur putaran untuk mendapatkan kecepatan yang diinginkan.
- Selang kapiler dihubungkan dengan *pressure transducer*.
- Data arus dari *pressure transducer* dicatat.
- Selang kapiler *pressure transducer* dilepas dari *wall pressure tap* pertama kemudian dihubungkan dengan selang kapiler untuk *wall pressure tap* selanjutnya.
- Langkah f). dan g). diulangi sampai didapatkan data pada posisi *pressure tap* yang terakhir di ujung *outlet diffuser* ($x/L=1$)



Gambar 3.8 Posisi pemasangan wall pressure tap

3.6 Prosedur Pengolahan Data Eksperimen

Data Eksperimen yang diperoleh dari hasil pengukuran tekanan stagnasi dan tekanan statis digunakan untuk menghitung nilai *pressure coefficient* (C_p), *skin friction coefficient* (C_f), dan distribusi kecepatan di sepanjang *diffuser* $x/L=0$ sampai dengan $x/L=1$. Selanjutnya dibuat beberapa grafik sebagai berikut:

- Grafik kecepatan tak berdimensi fungsi ketinggian tak berdimensi, $u/U_{maks} = f(y/W_i)$ pada beberapa jarak (x/L) yang merupakan pengukuran tekanan titik stagnasi.
- Grafik *pressure coefficient* (C_p) fungsi tak berdimensi, $C_p = f(x/L)$. Harga C_p didapat melalui persamaan (2.2)
- Grafik *skin friction coefficient* (C_f) fungsi jarak tak berdimensi, $C_f = f(x/L)$. Harga C_f didapatkan melalui persamaan (2.8)

Untuk mendapatkan nilai C_p digunakan persamaan (2.2)

$$\text{yaitu } C_p = \frac{p_{s,i} - p_{s,o}}{\frac{1}{2} \rho U_{ref}^2},$$

Dimana C_p = *wall pressure coefficient*

$p_{s,i}$ = tekanan statis pada pada $x/L_i = i$

$p_{s,o}$ = tekanan statis pada inlet *diffuser*

U_{ref} = kecepatan referensi pada inlet *test section*

ρ = massa jenis udara



Selanjutnya untuk perhitungan C_f digunakan persamaan (2.8) yaitu :

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U_{ref}^2}$$

Dimana τ_w didapatkan berdasarkan perumusan Bechert (1995) (2.5) yaitu :

$$\tau_w = \frac{\left[28,44 \left(\frac{\Delta p \cdot d^2}{\rho \cdot v^2} \right)^2 + 6,61 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\Delta p \cdot d^2}{\rho \cdot v^2} \right)^{5,5} \right]^{1/4}}{d^2} \rho v^2$$

Setelah didapatkan nilai dari perhitungan diatas kemudian di plotkan menjadi grafik menggunakan software pengolah data.

Berikut tabel perbandingan dengan penelitian sebelumnya :

Tabel 3.1 Perbandingan dengan penelitian sebelumnya

Peneliti	Geometri	Metode
Mariotti dkk (2014)	Symmetric dengan sudut divergensi 4° dan asymmetric diffuser dengan sudut divergensi $3,5^\circ$ dan 5°	Numerik
Dhudy (2013)	<i>asymmetric flat-wall</i> dengan sudut divergensi 1 (θ_1) = 10° dan sudut divergensi 2 ($2\theta_2$) = 20°	Numerik dan eksperimen menggunakan openloop
Khanafi (2014)	<i>symetric flat-walled diffuser</i> untuk sudut divergensi (2θ) = 8° dan 12° dengan <i>vortex generator</i>	Numerik
Faila (2014)	<i>symetric flat-walled diffuser</i> untuk sudut divergensi (2θ) = 8° dan 12°	Numerik
Fahmi (2015)	<i>symetric flat-walled diffuser</i> untuk sudut divergensi (2θ) = 8° dengan <i>vortex generator</i>	Eksperimen menggunakan closeloop windtunnel



Halaman ini sengaja dikosongkan



BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini berisi analisa data dan pembahasan dari hasil eksperimen. Data yang diperoleh dari penelitian ini berupa data kuantitatif yang dipresentasikan dalam bentuk grafik. Data-data eksperimen diperoleh dari hasil mengukur distribusi tekanan pada *test section* di sepanjang *diverging wall* dari sisi *inlet* sampai sisi *outlet diffuser* menggunakan *Pitot tube* dan *wall pressure tap* yang dihubungkan ke *pressure transducer*. Data-data yang telah didapatkan kemudian diolah dengan proses perhitungan dan dituangkan ke dalam grafik distribusi kecepatan maksimum $U_{max} = f(x/L_1)$, grafik profil kecepatannya $W_1 = f(u/U_{max\ local}); y/W_1 = f(x/L_1)$, grafik distribusi *pressure coefficient* $(C_p) = f(x/L_1)$, grafik distribusi *skin friction coefficient* $(C_f) = f(x/L_1)$

Penelitian ini dilakukan dengan tiga bilangan *Reynolds* yang didasarkan pada diameter hidrolis dan kecepatan maksimum pada *inlet diffuser* sebesar $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *vortex generator* $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *vortex generator*. Keempat variasi pada penelitian ini bertujuan untuk mengetahui perbedaan karakteristik aliran di dalam *symmetric diffuser*. Perbedaan karakteristik pada keempat variasi tersebut dianalisa dan dibandingkan di dalam pembahasan. Data-data yang dianalisa meliputi:

1. Profil Kecepatan
2. Distribusi *pressure coefficient* (C_p)
3. Distribusi *skin friction coefficient* (C_f)
4. Intensitas turbulensi

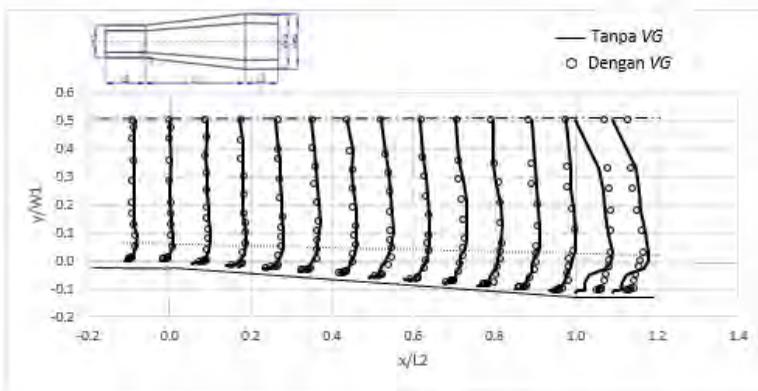
4.1 Profil Kecepatan

Penurunan nilai kecepatan maksimum (U_{max}) searah aliran seiring dengan pertambahan jarak didalam sebuah konstruksi *symmetric flat-walled diffuser* dengan *area ratio* konstan, salah satunya dipengaruhi oleh pertambahan luas penampang. Fenomena aliran didalam konstruksi *diffuser* simetris ini dapat

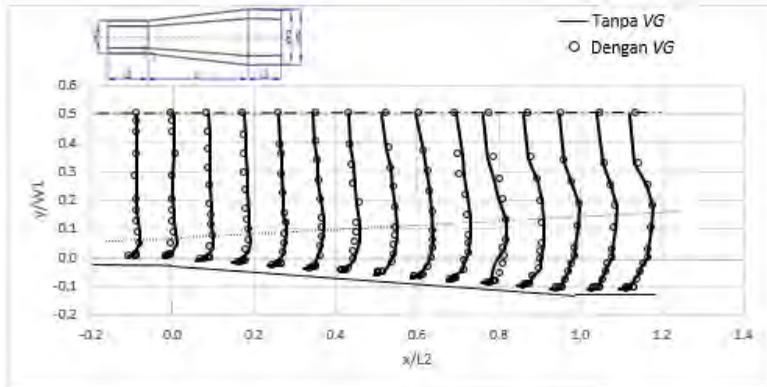


Tugas Akhir Konversi Energi

dilihat pada gambar 4.1 dan 4.2. Gambar 4.1 menunjukkan distribusi profil kecepatan hasil eksperimen di dalam *symmetric diffuser* untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG* dan gambar 4.2 menunjukkan distribusi profil kecepatan untuk $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG*. Harapan dari hasil distribusi kecepatan ini adalah dapat diprediksi kapan terjadinya separasi. Profil kecepatan disajikan dalam bentuk grafik ketinggian tak berdimensi (y/W_1) fungsi kecepatan tak berdimensi (u/U_{max}) pada jarak tak berdimensi (x/L_1). u/U_{max} merupakan perbandingan antara setiap nilai kecepatan lokal pada sebuah *cross section* x/L_1 dengan nilai U_{max} pada *cross section* tersebut. Dengan demikian pada masing-masing *cross section* x/L_1 nilai maksimum dari u/U_{max} adalah 1.



Gambar 4.1 Distribusi Profil Kecepatan u/U_{maks} pada $Re_{Dh} = 3.1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *Vortex Generator*



Gambar 4.2 Distribusi Profil Kecepatan u/U_{maks} pada $Re_{Dh} = 6.1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *Vortex Generator*

Aliran memasuki *upstream channel* ($x/L_1 = -0,2$) dengan membentuk profil kecepatan dengan ketebalan *boundary layer* tertentu. Dari tampilan profil kecepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.1 dan 4.2 perkembangan *boundary layer* antara $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG* tidak berbeda jauh. Untuk perkembangan *boundary layer* $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG* juga hampir sama. Namun untuk perkembangan *boundary layer* dengan $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ tanpa *VG* terdapat perbedaan ketebalan yang signifikan. Serta untuk perkembangan *boundary layer* $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan *VG* juga mengalami perbedaan ketebalan yang signifikan. Dari grafik diatas dapat dilihat terjadi penurunan kecepatan yang dimulai setelah terjadi kecepatan maksimum hingga bagian *centerline* dari *diffuser*. Hal tersebut dikarenakan karena penambahan luasan dari *diffuser* itu sendiri. Semakin besar luasan penampang *diffuser* maka semakin besar juga tekanan dalam *diffuser* tersebut. Karena pada bagian *centerline* mempunyai momentum aliran yang relatif rendah jika dibandingkan dengan momentum aliran dekat dinding *diffuser*



maka pengaruh dari peningkatan tekanan oleh perluasan penampang semakin besar, sehingga kecepatan di bagian dekat centerline cenderung mengecil.

Dari gambar 4.1 dan 4.2 dapat ditarik kesimpulan bahwa tidak terjadi separasi. Hal tersebut dikarenakan momentum aliran mampu melawan adverse pressure dan tegangan geser.

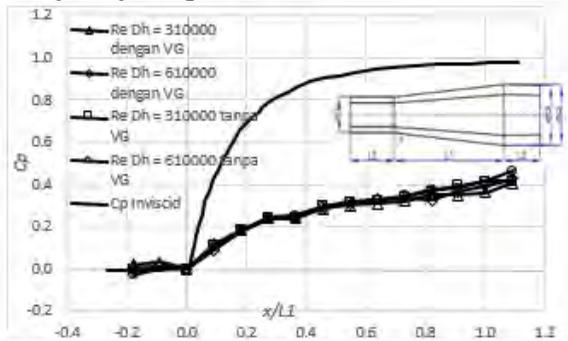
4.2 Distribusi Pressure Coefficient (C_p)

Sudut divergensi merupakan parameter utama yang berpengaruh terhadap performa sebuah *diffuser*. Dengan adanya sudut divergensi ini, *diffuser* dapat mengubah energi kinetik fluida menjadi energi potensial berupa tekanan. Performa sebuah *diffuser* dapat ditentukan oleh nilai *pressure coefficient* (C_p), khususnya nilai *pressure recovery coefficient* (C_{p_r}). Gambar 4.3 menunjukkan distribusi C_p untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG*. Pada analisa ini juga disertakan nilai $C_{p_{inviscid}}$ sebagai perbandingan untuk mengetahui seberapa besar *losses* yang terjadi. Distribusi C_p dari eksperimen memiliki *trendline* yang cenderung sama dengan $C_{p_{inviscid}}$. Besarnya nilai C_p berbanding lurus dengan *pressure*.

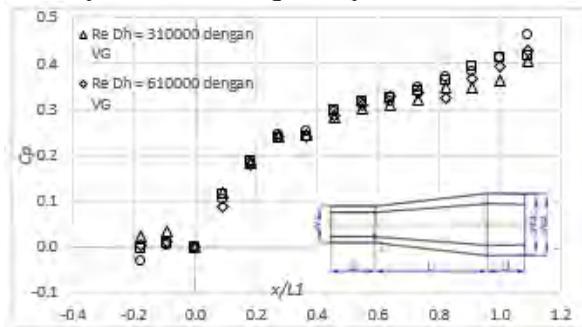
Gambar 4.4 dapat dilihat bahwa keempat variasi tersebut memiliki *trendline* yang hampir sama. Gambar 4.4 yakni perubahan dari Gambar 4.3 tanpa adanya $C_{p_{inviscid}}$. Dari gambar diketahui pada $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ tanpa *VG* memiliki C_p yang paling tinggi diikuti dengan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan *VG*, kemudian $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ tanpa *VG* dan yang terakhir yakni $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan *VG*. Saat akan memasuki *inlet diffuser* $x/L_1 = -0,2$ hingga $x/L_1 = 0$ pada keempat variasi menunjukkan distribusi C_p cenderung konstan dengan harga C_p mendekati 0. Pada $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *vortex generator* mengalami kenaikan nilai C_p secara cepat dari pada $x/L_1 = 0$ hingga $x/L_1 = 1,2$. Hal ini dikarenakan bahwa pembesaran luas penampang secara gradual yang terjadi pada *diffuser* menyebabkan penurunan nilai kecepatan dan nilai tekanan naik. Dengan penambahan *vortex generator* terjadi



penurunan nilai C_{pr} , hal ini dikarenakan pada saat penambahan *vortex generator* terjadi peningkatan tegangan geser pada dinding diffuser. Sehingga *pressure loss* yang diakibatkan oleh pengaruh tegangan geser semakin besar. Ketika terjadi penurunan tekanan maka besarnya nilai C_{pr} juga turun dilihat dari rumus 2.3. Namun setelah aliran keluar diffuser nilai C_p justru naik. Hal tersebut dikarenakan terdapat gangguan berupa karet tepat pada outlet diffuser. Sehingga terjadi penambahan momentum yang berpengaruh pada peningkatan tekanan.



Gambar 4.3 Distribusi *Coefficient Pressure* (C_p) untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG* serta $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG* dibandingkan C_p *inviscid*.



Gambar 4.4 Distribusi *Coefficient Pressure* (C_p) untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG* serta $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG*



Berdasarkan grafik pada gambar 4.3 dan 4.4 dapat dilihat bahwa perbandingan distribusi *pressure coefficient* (C_p) untuk keempat variasi, sehingga dapat disimpulkan bahwa peningkatan bilangan *Reynolds* dan penambahan *vortex generator* tidak mampu memperbaiki performa *diffuser*.

Tabel 4.1 menunjukkan besarnya nilai C_{pr} pada penelitian ini. Harga C_{pr} pada *outlet diffuser* menyatakan kemampuan suatu *diffuser* meningkatkan tekanan dengan cara memperlambat kecepatan aliran fluida yang mengalir di dalamnya. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar C_{pr} maka semakin baik performa dari *diffuser*.

Tabel 4.1 Nilai C_{pr} $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG*.

	Re_{Dh}			
	310000	610000	310000 <i>VG</i>	610000 <i>VG</i>
C_{pr}	0.3952	0.3828	0.3472	0.3672

4.3 Distribusi *SkinFriction Coefficient* (C_f)

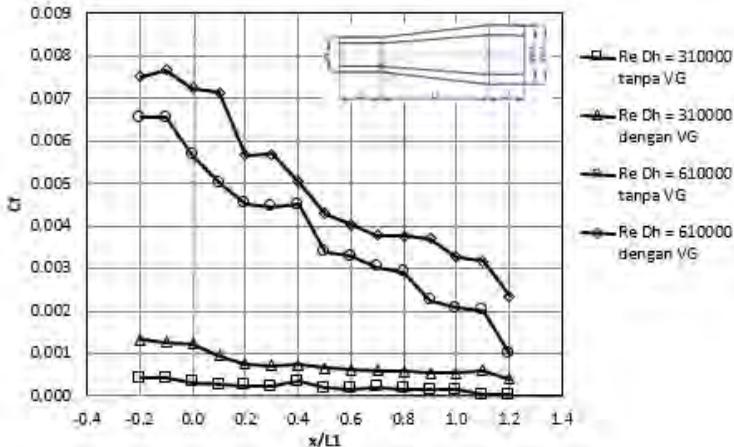
Pada metode eksperimen harga C_f dihitung dari nilai tegangan geser dinding (τ_w), dimana τ_w dihitung dengan menggunakan metode *Preston tube* (persamaan 2.5). Untuk menghitung nilai τ_w , yang pertama dilakukan adalah menghitung selisih tekanan (Δp) antara tekanan stagnasi paling dekat permukaan dinding dengan tekanan statis pada *cross section* yang sama.

Pada gambar 4.7 ditunjukkan distribusi C_f untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG* serta $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG* dari hasil eksperimen. Pada saat $x/L_1 = 0$, $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan *VG* memiliki *trendline* nilai *coefficient friction* paling tinggi kemudian diikuti $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ tanpa *VG* yang kemudian dibawahnya yakni $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan *VG* dan yang paling



bawah yaitu $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ tanpa VG . Pada inlet diffuser $x/L_1 = 0$ hingga $x/L_1 = 1$ nilai C_f mengalami penurunan sangat drastis di kasus dengan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ baik dengan dan tanpa VG . Pada $x/L_1 = 0$ untuk $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ tanpa VG mengalami penurunan C_f sebesar 0,00087, kemudian untuk $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan VG signifikan pada $x/L_1 = 0,1$ hingga $x/L_1 = 0,2$ penurunan nilai C_f sebesar 0,0014, sedangkan $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa VG tidak terjadi penurunan yang signifikan dikarenakan kecepatan aliran fluida yang rendah.

Penurunan nilai C_f pada diffuser sepanjang arah aliran disebabkan karena tegangan geser dinding (τ_w) mengalami penurunan. Penurunan selisih nilai tekanan stagnasi dan statis pada dinding dikarenakan pembesaran luas penampang suatu diffuser sehingga kecepatan pada dinding juga berkurang sepanjang aliran. Dalam gambar 4.7 dapat dilihat terjadi peningkatan nilai C_f baik untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$. Hal ini disebabkan karena dengan penambahan vortex generator terjadi peningkatan momentum yang mengakibatkan terjadinya peningkatan tekanan. Sehingga kecepatan dekat dinding ($U_{friction}$) meningkat. Ketika kecepatan dekat dinding meningkat maka tegangan geser meningkat dari perumusan 2.7c. Sehingga berdasarkan rumus 2.8 pada saat tegangan geser meningkat maka nilai C_f juga meningkat.



Gambar 4.5 Distribusi *Friction Coefficient* untuk $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa VG

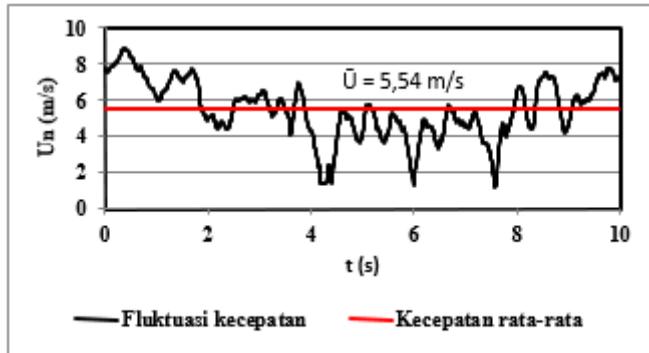
4.4 Intensitas turbulensi

Pada penelitian ini dilakukan pengukuran intensitas turbulensi pada *downstream diffuser*. Sebelum memasuki *downstream diffuser*, *closed circuit windtunnel* ini melewati suatu *vortex generator*, dimana *vortex generator* dipasang pada inlet *diffuser*. Fungsi dari *vortex generator* ini adalah untuk meningkatkan turbulensi aliran sehingga momentum aliran meningkat dan mampu melawan *adverse pressure gradient*.

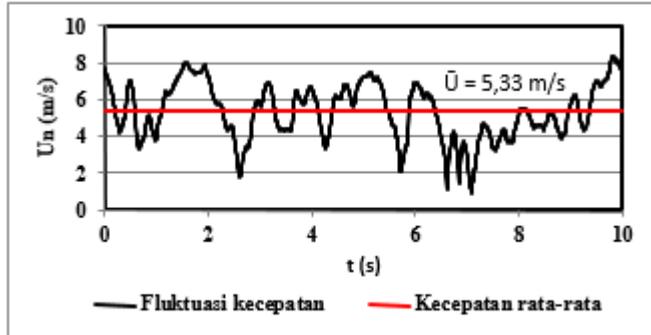
Intensitas turbulensi dihitung menggunakan persamaan 2.9. Untuk menghitung intensitas turbulensi pada *downstream diffuser* pada posisi *centerline* yang pertama yaitu pengambilan data menggunakan *pressure transducer* dan DAQ Pro yang dihubungkan dengan laptop. Setelah mendapatkan nilai kecepatan pada masing-masing waktu tertentu maka didapatkan grafik seperti pada gambar 4.6. Selanjutnya nilai kecepatan fungsi waktu dikurangkan dengan kecepatan rata-rata, kemudian setelah itu nilai tersebut dirata-ratakan kembali sehingga didapatkan U_{rms} . Nilai intensitas turbulensi didapatkan dengan menggunakan persamaan 2.9. Dari hasil perhitungan didapatkan besarnya nilai



intensitas turbulensi pada $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ dengan VG sebesar 10,28 % dan tanpa VG sebesar 13,97. Untuk kasus $Re_{DH} = 6,1 \times 10^5$ dengan VG sebesar 27,52 % dan tanpa VG sebesar 28,28 %.



(a)



(b)

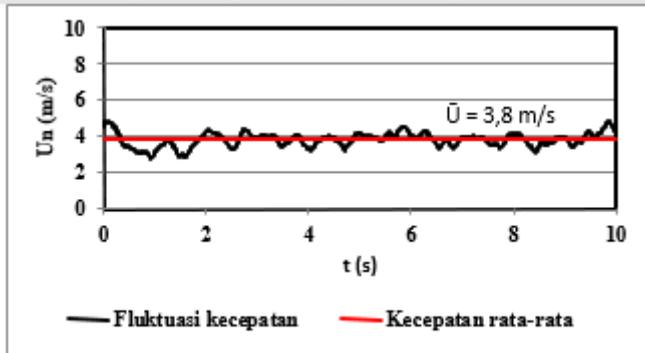
Gambar 4.6 Fluktuasi kecepatan fungsi waktu pada *downstream diffuser* pada $Re_{DH} = 6,1 \times 10^5$ (a) dengan VG (b) tanpa VG

Pada gambar 4.7 dapat dilihat bahwa dengan penambahan *vortex generator* pada $Re_{DH} = 6,1 \times 10^5$ mampu

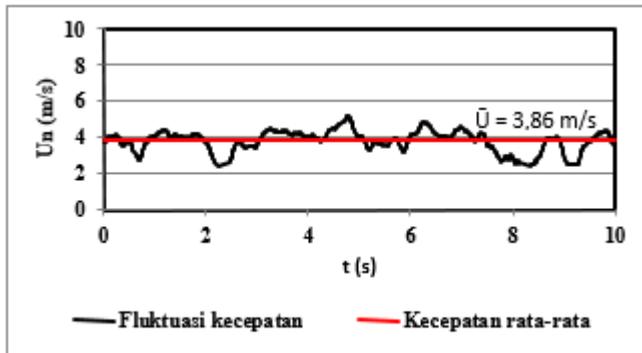


Tugas Akhir Konversi Energi

meningkatkan besarnya kecepatan rata-rata. Hal tersebut dikarenakan dengan adanya *vortex generator* akan terbentuk olakan kecil yang berguna untuk meningkatkan momentum dari aliran tersebut, sehingga aliran mampu melawan perbedaan tekanan yang diakibatkan oleh bertambahnya luasan. Maka dari itu kecepatan meningkat dengan adanya *vortex generator*.



(a)



(b)

Gambar 4.7 Fluktuasi kecepatan fungsi waktu pada *downstream diffuser* pada $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ (a) dengan *VG* (b) tanpa *VG*



Dari gambar 4.7 pada $Re_{DH} = 3,1 \times 10^5$ dapat dilihat dengan penambahan *vortex generator* justru menurunkan besarnya kecepatan rata-rata. Hal tersebut dikarenakan penambahan *vortex generator* pada *Reynolds number* rendah tidak mampu menambah momentum aliran. Sehingga kecepatan relative konstan pada *Reynolds number* rendah.

Tabel 4.2 menunjukkan dengan penambahan vortex generator menurunkan intensitas turbulensi. Dan dengan peningkatan bilangan *Reynolds* meningkatkan intensitas turbulensi. Pada aliran dalam windtunnel intensitas turbulensi dari test section yang saya uji tergolong besar. Menurut Mehta intensitas turbulensi yang baik yaitu dibawah 1%, sehingga fluktuatif kecepatan relatif kecil.

Tabel 4.2 Nilai intensitas turbulensi pada $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG*.

	Re_{Dh}			
	310000	610000	310000 <i>VG</i>	610000 <i>VG</i>
<i>IT</i>	13,971%	28,283%	10,285%	27,524%



Halaman ini sengaja dikosongkan



BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis pada penelitian mengenai karakteristik aliran di dalam *symmetrical flat-walled diffuser* pada *closed circuit windtunnel* dengan ketiga bilangan *Reynolds* $Re_{Dh} = 3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa Vortex generator serta $Re_{Dh} = 6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa vortex generator dengan metode eksperimen, dapat dirumuskan beberapa kesimpulan, antara lain:

1. Pada profil kecepatan terlihat bahwa aliran fluida pada *diffuser* tidak menunjukkan adanya separasi. Hal ini dikarenakan sudut divergensi 8^0 mampu menunda adanya separasi.
2. Berdasarkan perbandingan data berupa *pressure coefficient* (C_p) pada masing-masing bilangan *Reynolds* menunjukkan peningkatan bilangan *Reynolds* serta penambahan Vortex generator tidak berpengaruh secara signifikan meningkatkan nilai C_p . Nilai C_p maksimal terdapat pada bilangan *Reynolds* $6,1 \times 10^5$ tanpa VG yaitu sebesar 0,4616, selanjutnya untuk bilangan *Reynolds* $6,1 \times 10^5$ dengan VG yaitu sebesar 0,4283, kemudian untuk bilangan *Reynolds* $3,1 \times 10^5$ tanpa VG yaitu sebesar 0,416 dan yang paling kecil pada bilangan *Reynolds* $3,1 \times 10^5$ dengan VG yaitu 0.4064.
3. Adanya efek *adverse pressure gradient* menimbulkan performa *diffuser* kurang baik. Hal ini didukung dari data nilai *pressure recovery coefficient* (C_{pr}). Nilai C_{pr} terdapat pada bilangan *Reynolds* $3,1 \times 10^5$ tanpa VG yaitu sebesar 0,3952, selanjutnya untuk bilangan *Reynolds* $6,1 \times 10^5$ tanpa VG yaitu sebesar 0,3828, kemudian untuk bilangan *Reynolds* $6,1 \times 10^5$ dengan VG yaitu sebesar 0,3672 dan yang paling kecil pada bilangan *Reynolds* $3,1 \times 10^5$ dengan VG yaitu 0.3472.
4. Secara umum terdapat kesamaan *trendline* grafik C_f pada bilangan *Reynolds* $3,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa VG serta



kesamaan *trendline* grafik pada bilangan *Reynolds* $6,1 \times 10^5$ dengan dan tanpa *VG*. Pada *upstream diffuser* nilai *Cf* cenderung naik namun saat memasuki *diffuser* $x/L_1=0$ hingga $x/L_1=1,2$ mengalami penurunan.

5. Intensitas turbulensi pada *downstream diffuser* dengan bilangan *Reynolds* $6,1 \times 10^5$ dengan *VG* yaitu sebesar 27,524 % dan untuk bilangan *Reynolds* $6,1 \times 10^5$ tanpa *VG* sebesar 28,283 %. Sedangkan untuk bilangan *Reynolds* $3,1 \times 10^5$ dengan *VG* sebesar 10,285 % dan untuk bilangan *Reynolds* $3,1 \times 10^5$ tanpa *VG* sebesar 13,971 %.

5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian dan diharapkan dapat dimanfaatkan sebagai pertimbangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Penempatan orientasi *stagnation pressure tube* yang sejajar terhadap *streamline* merupakan hal yang sulit sehingga perlu adanya perbaikan bentuk dan ukuran dari *stagnation pressure tube*.
2. Sebaiknya menambah *holding time* dalam pengambilan data eksperimen agar data yang terbaca pada alat ukur tidak berfluktuasi.
3. Sebaiknya *colseloop windtunnel* diberikan alat penukar panas supaya pada putaran tinggi temperature udara didalam *windtunnel* tidak terlalu panas.



DAFTAR PUSTAKA

- Dudy. 2013. **Studi Eksperimen dan Numerik Karakteristik Boundary Layer Turbulen di dalam Asymmetric Flat-Walled Diffuser.** Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Faila, R. 2014. **Studi Numerik Evaluasi Sudut Divergensi $(2\theta_1) = 8^\circ$ dan $(2\theta_1) = 12^\circ$ Terhadap Karakteristik Aliran Fluida di dalam *Symmetric Flat-walled Diffuser* dengan *Aspect Ratio* Konstan.** Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya.
- Fox, Robert W., Mc Donald, Alan T., and Pritchard, Philip J. 2004. **Introduction to Fluid Mechanics**, 6th edition. John Wiley and Sons, New York.
- Godard, G. dan M. Stanislas. 2006. Control of A Decelerating Boundary Layer Part 1: Optimization of Passive Vortex Generator. **Aerospace Science and Technology**10 : 181-191.
- Khanafi. 2014. **Numerical Study Of Fluid Flow Characteristic in Symmetric Flat-Diffuser With Constant b/W Ratio and $(2\theta_1) = 8^\circ$ and $(2\theta_1) = 12^\circ$ Divergence Angles Modified With Vortex Generator “Case studies for Reynolds number $Re_{WI} = 8.7 \times 10^4$ ”.** Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Lindgren, B. Johansson, A. V. **Design and Evaluation of a low-speed Wind-Tunnel with Expanding Corners.** Royal Institute of Tecnology. Sweden.
- Mariotti, A, G. Buresti, M.V. 2014. Salvetti. **Use of multiple local recirculations to increase the efficiency in diffusers.** Università di Pisa, Via G. Caruso 8, 56122 Pisa, Italy.
- McKinzie, Jr. Daniel J., 1996. **Delay of Turbulent Boundary Layer Detachment by Mechanical Excitation: Application to Reward-Facing Ramp.** National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio. NASA TP 4531.
-



Mehta, R. D and Bradshaw, P. 1979. **Design rules small low speed wind tunnels.** The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society. England.

White, Frank M. 2001. **Fluid Mechanics**, 4th edition. McGraw Hill, New York.



RIWAYAT PENULIS



Fahmi Khafidhul Haq dilahirkan di Kota Boyolali, Jawa Tengah pada tanggal 15 Mei 1993 dan merupakan anak pertama dari empat bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di MIN Banyuurip (1999-2005), Sekolah Menengah Pertama di MTsN Andong (2005-2008), dan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Gemolong (2008-2011). Setelah menyelesaikan Sekolah Menengah Atas, Penulis

menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS Surabaya sebagai mahasiswa S1 (2011-2016). Penulis mengambil bidang studi Konversi Energi, khususnya pada Lab. Mekanika Fluida.

Selama kuliah penulis menjadi asisten laboratorium Mekanika fluida 1, dan mengikuti organisasi Ash-Shaff. Pada organisasi tersebut, penulis pernah menjabat sebagai Bendahara Umum (2012-2013). Penulis juga pernah mengikuti kepanitiaan pada beberapa acara di Jurusan Teknik Mesin, seperti *IEMC* (Indonesia Energy Marathon Challenge) 2013 dan 2014 serta *Mechanical City* 2013 dan 2014.



Halaman ini sengaja dikosongkan