

**TUGAS AKHIR**  
**BIDANG KONVERSI ENERGI**

**PENGARUH JUMLAH INLET TERHADAP RUGI  
PANAS KONVEKSI PADA ALIRAN TURBULEN DI  
DALAM SIKLON**

**Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat Untuk Menyelesaikan Pendidikan  
Tahap Sarjana**

Oleh :

**ROBY FERNANDO**

**04171052**



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS ANDALAS**  
**PADANG, 2011**

**LEMBAR PENGESAHAN**

**PENGARUH JUMLAH INLET TERHADAP RUGI  
PANAS KONVEKSI PADA ALIRAN TURBULEN DI  
DALAM SIKLON**

**Oleh:**

**ROBY FERNANDO**

**NBP. 04 171 052**

Padang, November 2011

Pembimbing,

**Adek Tasri, Ph.D**

NIP. : 132 003 110

## **ABSTRAK**

**Problem Statement:** Siklon separator merupakan pemisah partikel dari aliran gas yang mampu berkerja pada range operasional yang luas, salah satunya adalah mampu berkerja pada temperatur aliran yang tinggi. Jika derajat temperatur mendeskripsikan jumlah energi yang terdapat didalamnya, maka pada aliran masuk dengan kecepatan tertentu dengan temperatur tinggi terdapat sejumlah energi esensial yang melewati siklon. ketika mengalir didalam siklon, sebagai fungsi perpindahan panas dinding, akan terdapat panas yang terlepas ke lingkungan. Besarnya panas yang lepas ke lingkungan tersebut merupakan kerugian terhadap sejumlah energi didalam aliran. **Approach:** Pada Tugas Akhir ini dilakukan simulasi dengan menggunakan software khusus CFD FLUENT 6.2.16. Simulasi dilakukan untuk memprediksi hubungan antara kehilangan energi panas dari dalam siklon/aliran fluida dengan jumlah inlet pada siklon. **Result and conclusion:** hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa penambahan jumlah inlet pada siklon dapat mengurangi energi panas yang terbuang ke lingkungan.

## Daftar Isi

<b>Halaman Judul</b>	
<b>Lembaran Pengesahan</b>	
<b>Abstrak</b>	
<b>Kata Pengantar</b>	
<b>Daftar Isi</b>	
<b>Daftar Gambar</b>	
<b>Daftar Tabel</b>	
<b>Daftar Simbol</b>	
<b>BAB I Pendahuluan</b> .....	<b>1</b>
1. 1 Latar belakang .....	1
1. 2 Tujuan.....	2
1. 3 Manfaat.....	2
<b>BAB II Tinjauan Pustaka</b> .....	<b>3</b>
2.1 Teori Dasar.....	3
2.2 Teori Siklon .....	16
<b>BAB III Metodologi</b> .....	<b>23</b>
3.1 Geometri siklon .....	23
3.2 Deskripsi Model Numerik .....	25
<b>BAB IV Hasil Dan Pembahasan</b> .....	<b>28</b>
4.1 Validasi Hasil Simulasi .....	28
4.2 Perbandingan Parameter Prestasi Siklon .....	29
5.3 Perbandingan Heat Flux Pada Siklon.....	31
<b>BAB V Penutup</b> .....	<b>35</b>
5.1 Kesimpulan .....	35
5.2 Saran.....	35

## Daftar Pustaka

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Elemen Volume Kendali .....	3
Gambar 2.2	Bagian-Bagian Siklon.....	16
Gambar 2.3	Model Aliran di Dalam Siklon.....	16
Gambar 2.4	Parameter Geometri Siklon.....	17
Gambar 2.5	Kecepatan Tangensial Pada Siklon .....	17
Gambar 2.6	Gaya-gaya yang bekerja pada partikel padat .....	18
Gambar 2.7	Kurva efisiensi pengumpulan pada siklon .....	19
Gambar 3.1	Parameter Geometri Siklon.....	22
Gambar 3.2	Mesh Siklon 1 inlet .....	23
Gambar 4.1	Grafik Validasi Hasil Simulasi .....	27
Gambar 4.2	Kontur Temperatur, Kecepatan aksial dan tangensial.....	28
Gambar 4.3	Grafik Wall Flux pada siklon 1 inlet.....	30
Gambar 4.4	Grafik Wall Flux pada siklon 2 inlet.....	30
Gambar 4.5	Grafik Wall Flux pada siklon 4 inlet.....	30
Gambar 4.6	Grafik Perbandingan Wall Flux pada tiga siklon.....	31

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Aliran masa pada sistem volume kendali .....	4
Tabel 2.2	Flux momentum pada sistem volume kendali .....	6
Tabel 2.3	Heat Flux pada sistem volume kendali.....	10
Tabel 3.1	Konfigurasi Geometri siklon .....	22
Tabel 4.1	Rata- rata wall heat flux pada dinding siklon .....	32
Tabel 4.2	Penurunan wall heat flux rata-rata akibat penambahan inlet..	32
Tabel 4.3	Penurunan wall heat flux rata-rata di area sekitar inlet .....	33

## Daftar Simbol

$\nu$	Viskositas kinematik	$m^2/s$
$Pr$	Bilangan Prandtl	-
$T$	Tempertur	$^{\circ}K$
$F_{graf}$	Gaya grafitasi	N
$\Sigma F$	Total gaya	N
$g_x, g_y, g_z$	Konstanta grafitasi arah x, y dan z	$m/s^2$
$\dot{m}_{xin}, \dot{m}_{yin}, \dot{m}_{zin}$	Laju aliran massa masuk arah x, y dan z	Kg/s
$\dot{m}_{xout}, \dot{m}_{yout}, \dot{m}_{zout}$	Laju aliran massa keluar arah x, y dan z	Kg/s
$p$	Tekanan fluida	Pa
$\bar{u}$	Kecepatan relatif molekul	$m/s^2$
$\lambda$	<i>Mean free path</i>	m
$\bar{g}$	Vektor percepatan grafitasi	$m/s^2$
$u$	Kecepatan fluida dalam arah x	m/s
$\bar{u}$	Vektor kecepatan fluida dalam arah x	m/s
$u_s$	Komponen kecepatan dalam arah x, y dan z	m/s
$V$	Kecepatan fluida	m/s
$F_c$	gaya sentrifugal.	N
$F_{dr}$	<i>drag force</i> pada material.	N
$m_p$	massa partikel.	kg
$\frac{d^2r}{dt^2}$	percepatan radial partikel.	$m/s^2$
$d$	diameter partikel.	$\mu m$
$\rho_p$	massa jenis partikel.	$Kg/m^3$

$u_{tp}$	kecepatan arah tangensial	m/s
$r$	jarak radial partikel ke sumbu cyclone	m
$\mu$	viscositas gas.	m <sup>2</sup> /s
$u_r$	komponen kecepatan gas <i>inward drift</i> .	m/s
$u_{rp}$	kecepatan radial partikel.	m/s
E,e	Energi	J
$\bar{V}$	Vektor kecepatan	m/s
$v$	Kecepatan fluida arah y	m/s
$\bar{v}$	Vektor kecepatan fluida dalam arah y	m/s
$w$	Kecepatan fluida dalam arah z	m/s
$\bar{w}$	Vektor kecepatan fluida dalam arah z	m/s
$x$	Jarak dalam arah x	m
$y$	Jarak dalam arah y	m
$\rho$	Massa jenis	kg/m <sup>3</sup>
$\varrho$	Volume	m <sup>3</sup>
$\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$	Tegangan normal sejajar koordinat x, arah sumbu koordinat x, y dan z	N/m <sup>2</sup>
$\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}$	Tegangan geser sejajar sumbu x, arah sumbu koordinat x, y dan z	N/m <sup>2</sup>
$\tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{zy}$	Tegangan geser sejajar sumbu y, arah sumbu koordinat x, y dan z	N/m <sup>2</sup>
$\tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$	Tegangan geser sejajar sumbu z, arah sumbu koordinat x, y dan z	N/m <sup>2</sup>
$\delta$	Orde	-
$Q$	Laju aliran	m <sup>3</sup> /s
$q$	Perolehan kalor	m <sup>3</sup> /s
$f$	Densitas udara	kg/m <sup>3</sup>
$c$	Panas jenis udara	Joule/Kg.°C



## KATA PENGANTAR

Assalamualaikum Wr. Wb

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas seluruh karunia-Nya yang telah memberikan kesempatan bagi penulis untuk dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “**Pengaruh Jumlah Inlet Terhadap Rugi Panas Konveksi Pada Aliran Turbulen di Dalam Siklon**”.

Penulis menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan dibantu oleh beberapa pihak. Sehingga sangat pantaslah kiranya jika penulis menyampaikan rasa terima kasih yang sedalam-dalamnya kepada pihak-pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan kerja praktek dan laporan ini.

Penulis mengucapkan terima kasih yang mendalam kepada :

1. Bapak Prof. Dr.Eng. H. Gunawarman, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Andalas.
2. Bapak Adek Tasri, Ph.D selaku pembimbing dalam penulisan laporan kerja praktek ini.
3. Bapak Dr.Eng. Eka Satria, selaku Koordinator Kerja Praktek Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Andalas.
4. Kedua orang tua penulis (Ayahanda Fardiyanto dan Ibunda Hafnita) yang senantiasa mendoakan dan mendidik penulis untuk menjadi manusia yang lebih baik.
5. Adik-adik tercinta, Rifqy Syaifullah, Wira Tri Yolanda dan Romi Afrinaldo yang selalu memberikan keceriaan dalam kehidupan penulis.
6. Julius Satria, ST yang telah banyak membantu dan mengajarkan penulis selama pengerjaan tugas akhir ini.
7. Teman-teman kos, Sefri, Ade, Jihat, Adil terimakasih atas kesabarannya selama sekamar dengan penulis.
8. Dan seluruh rekan-rekan Jurusan Teknik Mesin Universitas Andalas yang turut serta membantu penulisan laporan ini.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan yang terdapat pada laporan ini, untuk itu seluruh kritik dan saran dari semua pihak sangat diharapkan untuk kesempurnaan laporan dimasa yang akan datang.

Akhir kata penulis berharap laporan ini akan bermanfaat bagi semua pihak nantinya.

Wassalamualaikum Wr. Wb

Padang, Oktober 2011

Penulis

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang**

Banyak proses produksi melibatkan proses pencampuran antara gas dan partikel padat, dalam upaya untuk memanaskan partikel atau sebagai akibat dari kegiatan produksi sebelum kemudian partikel dipisahkan dari gas. Beberapa proses diantaranya adalah proses pemanasan raw material di dalam aliran gas pada siklon preheater di pabrik semen. Gas yang tercampur dengan partikel padat tersebut seringkali harus dipisahkan untuk proses tahap berikutnya atau sebelum gas dibuang ke lingkungan. Kebanyakan industri menggunakan siklon sebagai alat untuk memisahkan partikel dari udara karena kesederhanaan konstruksi dan murah biaya operasional, disamping kemampuannya untuk dioperasikan pada beban tinggi serta pada temperatur dan tekanan tinggi.

Karena sangat populernya penggunaan siklon terutama pada proses konvensional, sejumlah penelitian belakangan ini dilakukan untuk memahami perilaku operasi dan unjuk kerja siklon. Beberapa yang populer diantaranya adalah penelitian yang dilakukan oleh C.J. Stairmand [1] yang melakukan penelitian tentang rancangan dan unjuk kerja siklon. Sejalan dengan populernya komputer dan numerik di era 80-an, penelitian experimental lambat laun mulai digantikan oleh penelitian numerik.

Sejauh ini, penelitian dititik beratkan pada efisiensi penyaringan partikel dan rugi tekanan. Hanya sedikit penelitian yang dilakukan untuk melihat karakteristik termal siklon diantaranya yang dilakukan oleh Gupta [2] tentang karakteristik perpindahan panas dari gas ke partikel padat yang terbawa aliran dalam hubungannya dengan kecepatan dan menemukan bahwa koefisien perpindahan panas meningkat sejalan dengan meningkatnya jumlah konsentrasi partikel padat. Penelitian yang mirip dilakukan oleh peneliti lainnya dan

menemukan berbagai metode untuk melihat perpindahan panas antara gas dan solid tanpa mengurangi efisiensi pemisahan partikel padat dan gas.

Penelitian tentang pengaruh parameter geometri terhadap pola aliran dan unjuk kerja siklon dilaporkan oleh K. Elsayed dan C. Lacor [3] yang meneliti pengaruh dimensi inlet terhadap pola aliran dan unjuk kerja siklon dan menemukan bahwa peningkatan lebar dan tinggi inlet siklon menurunkan pressure drop namun juga menurunkan efisiensi pemisahan partikel. Zhao [4] melakukan penelitian tentang pola aliran dalam siklon yang memiliki dua buah inlet dan menemukan adanya kemungkinan peningkatan efisiensi siklon tanpa menghasilkan peningkatan penurunan tekanan secara signifikan dengan meningkatkan jumlah inlet siklon. Penelitian mengenai pengaruh parameter geometri terhadap perilaku perpindahan panas pada siklon masih belum banyak diteliti, terutama pengaruh dimensi inlet dan pengaruh jumlah inlet terhadap perilaku perpindahan panas pada siklon yang hingga kini masih merupakan misteri bagi para ilmuwan. Penelitian ini dimaksudkan untuk mengetahui pengaruh jumlah inlet terhadap rugi panas konveksi pada aliran turbulen di dalam siklon.

## **1.2. Tujuan**

Tujuan penelitian ini adalah mengetahui Pengaruh jumlah inlet terhadap rugi panas konveksi pada aliran turbulen di dalam siklon.

## **1.3. Manfaat**

Pengetahuan tentang pengaruh jumlah inlet terhadap rugi panas dapat digunakan dalam usaha meminimalkan rugi panas pada proses yang menggunakan siklon pada temperatur tinggi.

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1. Teori Dasar

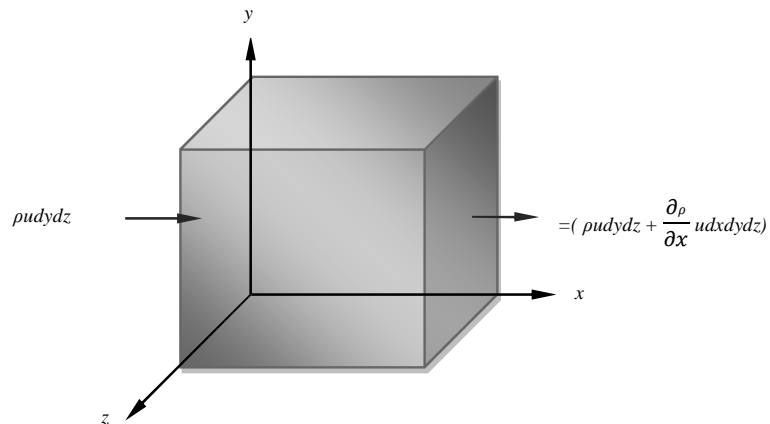
##### A. Hukum kekekalan massa

Hubungan kekekalan massa untuk kontrol volume adalah :

$$\frac{dm}{dt_{system}} = \frac{d}{dt} (\int_{cv} (1)\rho dV) + (\int_{cs} (1)\rho(v_r \cdot n) dA) = 0 \quad (2.1)$$

$$(\int_{cv} \frac{d\rho}{dt} dV) + (\int_{cs} \rho(v_r \cdot n) dA) = 0 \quad (2.2)$$

$$\iiint_{vk} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\vartheta + \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{keluar} - \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{masuk} = 0 \quad (2.3)$$



Gambar 2.1. Elemen Volume kendali [5]

Karena elemen control volume sangat kecil, maka bentuk integral disederhanakan menjadi bentuk differensial :

$$\iiint_{vk} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\vartheta = \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (2.4)$$

Aliran terjadi di enam sisi berbeda kontrol volume, membentuk tiga pasangan inlet – outlet.

Face	Inlet mass flow	Outlet mass flow
x	$[\rho u dydz]$	$[\rho u + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u)] dydz$
y	$[\rho v dx dz]$	$[\rho v + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v)] dx dz$
z	$[\rho w dx dy]$	$[\rho w + \frac{\partial}{\partial x}(\rho w)] dx dy$

Tabel 2.1. Aliran masa pada sistem volume kendali [5]

Dengan menghitung resultan gaya yang berkerja persamaan (2.3) dapat dituliskan dalam bentuk ;

$$\text{Outlet mass flow} - \text{inlet mass flow} = \text{nett force} = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz + \frac{\partial}{\partial x} \rho u dx dy dz + \frac{\partial}{\partial y} \rho v dx dy dz + \frac{\partial}{\partial z} \rho w dx dy dz = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.7)$$

Dengan operator gradient vektor :

$$i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z} = \nabla \quad (2.8)$$

diperoleh persamaan umum kontinuitas :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = \nabla \cdot (\rho \vec{v}) \quad (2.9)$$

dengan bentuk ringkas :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.10)$$

## B. Persamaan momentum

Persamaan momentum diturunkan dari hukum kedua newton tentang perpindahan yang menyatakan bahwa laju perubahan momentum merupakan perkalian antara massa dan kecepatan dan merupakan jumlah gaya yang berkerja pada suatu massa. Bentuk persamaan dalam system kontrol volume terdeformasi :

$$\frac{d(mv)}{dt_{system}} = \sum F = \frac{d}{dt} (\int_{cv} (V)\rho dV) + (\int_{cs} (V)\rho(v_r n) dA) \quad (2.11)$$

Dimana:

- $V$  merupakan kecepatan aliran fluida relatif terhadap suatu koordinat. Dan pada persamaan control volume tetap berlaku  $V = V_r$ .
- $\sum F$  merupakan resultan seluruh vektor yang berkerja pada system.
- Keseluruhan persamaan merupakan persamaan vektorial yang memperhitungkan besar dan arah input serta output system.

Dengan pengkondisian yang sama seperti pada persamaan kontinuitas, integral permukaan pada kontrol volume untuk momentum :

$$\dot{M}_{cs_i} = \int_{cs} V \rho (V \cdot n) dA = V_i (\rho_i A_i V_i) = m V_i \quad (2.12)$$

$$\sum F = \frac{d}{dt} (\int_{cv} (V)\rho dV) + \sum (mV_i)_{out} - \sum (mV_i)_{in} \quad (2.13)$$

Disini, unsur volume kendalinya juga sangat kecil, sehingga integral volume di atas berubah menjadi suku derivative:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \iiint_{VK} V \rho d\vartheta \right) \approx \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) dx dy dz \quad (2.14)$$

Menggunakan elemen fluida yang sama, flux momentum yang terjadi pada setiap sisi kontrol volume adalah :

face	Inlet momentum flux	Outlet momentum flux
x	$[\rho u V dy dz]$	$[\rho u V + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u V)] dy dz$
y	$[\rho v V dx dz]$	$[\rho v V + \frac{\partial}{\partial x} (\rho v V)] dx dz$
z	$[\rho w V dx dy]$	$[\rho w V + \frac{\partial}{\partial x} (\rho w V)] dx dy$

Tabel 2.2. Fluks momentum pada sistem volume kendali [5]

Jika suku-suku ini dan persamaan (2.14) dimasukkan ke dalam persamaan (2.13), kita peroleh hasil antara lain:

$$\Sigma F = dx dy dz \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u V) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v V) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w V) \right] \quad (2.15)$$

Persamaan (2.15) di atas merupakan persamaan vector dan dapat disederhanakan kalau suku-suku dalam kurung kita pisahkan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho V + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u V) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v V) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w V) = V \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) \right] + \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right. \\ \left. + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.16)$$

Persamaan (2.16) adalah jumlah dari persamaan kontinuitas dan total percepatan partikel pada kontrol volume. Dengan total percepatan partikel pada kontrol volume :

$$\left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \frac{\partial v}{\partial t} \quad (2.17)$$

Maka persamaan (2.15) telah berubah menjadi :

$$\Sigma F = \rho \frac{dv}{dt} dx dy dz \quad (2.18)$$

Seperti telah diuraikan sebelumnya, terdapat dua macam gaya yang berkerja pada suatu kontrol volume, yaitu *body force* dan *surface force*. Jika *body force* yang diperhitungkan hanya gaya gravitasi, besarnya adalah :

$$dF_{\text{graf}} = \rho g dx dy dz \quad (2.19)$$



dimana  $g$  memiliki arah tertentu pada sistem koordinat kontrol volume.

Sedangkan *surface force* merujuk pada tegangan setiap sisi control permukaan, berupa jumlah dari tekanan hidrostatis ditambah tegangan viskos  $\tau_{ij}$  yang terbentuk dari pergerakan dengan percepatan tertentu.

$$\sigma_{ij} = \begin{vmatrix} -p + \tau_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & -p + \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & -p + \tau_{zz} \end{vmatrix} \quad (2.20)$$

berbeda dengan kecepatan, tegangan  $\sigma_{ij}$  dan  $\tau_{ij}$ , serta regangan  $\varepsilon_{ij}$  memiliki Sembilan komponen tensor. Contoh analisis komponen pada arah sumbu x :

$$dF_{x,surf} = \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\sigma_{xx}) + \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{yx}) + \frac{\partial}{\partial y} (\sigma_{zx}) \right] dx dy dz \quad (2.21)$$

Dengan mengambil komponen tegangan dari baris pertama matrix persamaan (2.20) diperoleh :

$$\frac{dF_{x,surf}}{dV} = -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yx}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zx}) \quad (2.22)$$

untuk arah sumbu x, dan untuk dua sumbu lainnya :

$$\frac{dF_{y,surf}}{dV} = -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yy}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zy}) \quad (2.23)$$

$$\frac{dF_{z,surf}}{dV} = -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zz}) \quad (2.24)$$

dan total :

$$\begin{aligned} \left( \frac{dF}{dV} \right)_{viscous} = & i \left( \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yx}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zx}) \right) \\ & + j \left( \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yy}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zy}) \right) \\ & + k \left( \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zz}) \right) \end{aligned} \quad (2.25)$$

dalam bentuk sederhana :

$$\left( \frac{dF}{dV} \right)_{viscous} = \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2.26)$$

dengan tensor tegangan viskos pada elemen :

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (2.27)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.17) dan (2.19), diperoleh persamaan differensial momentum dasar untuk sebuah infinitesimal elemen:

$$\rho \mathbf{g} - \nabla p - \nabla \cdot \tau_{ij} = \rho \frac{d\mathbf{v}}{dt} \quad (2.28)$$

dimana :

$$\left( \frac{\partial V}{\partial t} + u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z} \right) = \frac{\partial V}{\partial t} \quad (2.29)$$

Setiap komponen pada persamaan momentum (2.45) memiliki Sembilan komponen masing-masing, dijabarkan dalam bentuk :

$$\begin{aligned} \rho g_x &= -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yx}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zx}) = \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \rho g_y &= -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yy}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zy}) = \rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ \rho g_z &= -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zz}) = \rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.30)$$

### C. Persamaan Navier – Stokes

Tegangan geser pada elemen fluida Newtonian :

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad , \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad , \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \\ \tau_{yx} = \tau_{xy} &= \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad , \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} &= \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (2.31)$$

dengan mensubstitusi persamaan (2.31) ke persamaan momentum (2.30) akan membentuk persamaan Navier - stokes untuk aliran inkompresibel :

$$\begin{aligned} \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{\partial u}{\partial t} \\ \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{\partial v}{\partial t} \\ \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{\partial w}{\partial t} \end{aligned} \quad (2.32)$$

#### D. Persamaan energi

Aplikasi Transformasi reynold pada hukum termodinamika pertama, dengan  $B$  adalah energi  $E$ , dan energi per unit massa  $\beta = dE/dm$  persamaan transformasi reynold untuk energi adalah :

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{dW}{dt} = \frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \int_{cv} e \rho dV \right) + \left( \int_{cs} e \rho (V \cdot n) dA \right) \quad (2.33)$$

Dengan positif  $Q$  sebagai panas yang masuk kedalam system dan positif  $W$  sebagai kerja yang dihasilkan dari system.

Energi yang terdapat didalam sistem terbagi beberapa tipe, seperti :

$$e_{sistem} = e_{internal} + e_{kinetik} + e_{potensial} + e_{lain-lain} \quad (2.34)$$

energi lain-lain yang dapat berupa hasil dari reaksi kimia, reaksi nuklir, dan efek elektrostatis dan elektromagnetik dapat diabaikan, sehingga :

$$e_{sistem} = u + \frac{1}{2} v^2 + gz \quad (2.35)$$

persamaan energi pada kontrol volume :

$$\dot{Q} + \dot{W}_s = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{cv} e \rho dV \right) + \left( \int_{cs} e \rho (V \cdot n) dA \right) \quad (2.36)$$

Jika  $\dot{W}_s = 0$  ;

$$\dot{Q} + \dot{W}_s = \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho e) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \zeta) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \zeta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w \zeta) \right] dx dy dz \quad (2.37)$$

$$\zeta = e + p/\rho;$$

$$\dot{Q} + \dot{W}_s = \rho \frac{\partial e}{\partial t} + V \cdot \nabla p + p \nabla \cdot V) dx dy dz \quad (2.38)$$

Dimana untuk nilai Q, pengaruh radiasi diabaikan dan diasumsikan hanya perpindahan panas konduktif yang terjadi pada elemen fluida.

$$q = -k \nabla T \quad (2.39)$$

aliran panas pada elemen fluida :

face	Inlet heat flux	Outlet heat flux
<b>x</b>	$[q_x dy dz]$	$[q_x + \frac{\partial}{\partial x}(q_x)] dy dz$
<b>y</b>	$[q_y dx dz]$	$[q_y + \frac{\partial}{\partial y}(q_y)] dx dz$
<b>z</b>	$[q_z dx dy]$	$[q_z + \frac{\partial}{\partial z}(q_z)] dx dy$

Tabel 2.3. Heat Fluks pada sistem volume kendali [5]

Maka net panas :

$$\dot{Q} = - \left[ \frac{\partial}{\partial x}(q_x) + \frac{\partial}{\partial y}(q_y) + \frac{\partial}{\partial z}(q_z) \right] dx dy dz = -\nabla \cdot q dx dy dz \quad (2.40)$$

$$\dot{Q} = \nabla \cdot (k \nabla T) dx dy dz \quad (2.41)$$

Akumulasi  $\dot{W}_s$  pada elemen fluida ;

Pada sumbu x

$$\dot{W}_s = \dot{W}_{viscous} = w_x dy dz \quad \text{dimana, } w_x = -(u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz}) \quad (2.42)$$

net  $\dot{W}_s$  pada elemen fluida :

$$\begin{aligned} \dot{W}_{viscous} &= - \left[ \frac{\partial}{\partial x}(u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y}(u\tau_{yx} + v\tau_{yy} + w\tau_{yz}) + \right. \\ &\quad \left. \frac{\partial}{\partial z}(u\tau_{zx} + v\tau_{zy} + w\tau_{zz}) \right] dx dy dz \\ &= -\nabla \cdot (V\tau_{ij}) dx dy dz \end{aligned} \quad (2.43)$$

Sehingga diperoleh bentuk umum persamaan differensial energi :

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + V \cdot \nabla p + p \nabla \cdot V = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (V \tau_{ij}) \quad (2.44)$$

Jika,

$$\nabla \cdot (V \tau_{ij}) = \nabla \cdot (V \tau_{ij}) + \phi \quad (2.45)$$

Dengan;

$$\phi = \mu [2 \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)^2] \quad (2.46)$$

Persamaan diferensial energi menjadi :

$$\rho \frac{\partial \hat{u}}{\partial t} + p (\nabla \cdot V) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \phi \quad (2.47)$$

### E. Finite Volume Discretization

Persamaan momentum (2.32) dapat ditulis dengan ketentuan teorema transport dalam bentuk integral sebagai berikut :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \phi d\Omega + \int_S \rho \phi \bar{V} \cdot d\bar{S} = \int_S \Gamma \bar{\nabla} \phi \cdot d\bar{S} + \int_S q_{\Omega} d\Omega \quad (2.48)$$

$dS$  adalah differensial perubahan CV  $\phi$  yang memiliki kecepatan dalam arah sumbu  $x$ ,  $y$ , dan  $z$ , yaitu  $u$ ,  $v$ , dan  $w$ . suku I dikenal dengan suku transien, suku II dikenal dengan suku konveksi, suku III dikenal dengan suku difusi, dan suku IV dikenal dengan suku *source term*.

Pada mesh, suku konveksi didekati dengan persamaan :

$$\int_S \rho \phi \bar{V} \cdot d\bar{S} = \int_S C_{si} \phi \cdot S_i \quad (2.49)$$

Parameter  $C_{si}$  adalah flux massa melewati permukaan pada kontrol volume.

$$C_{si} = \rho (u_{si} S_{xi} + v_{si} S_{yi}) \quad (2.50)$$

Variable  $u_{si}$  dan  $S_{xi}$  merupakan komponen kecepatan pada permukaan ke-I pada kontrol volume. Nilai  $\phi$  pada permukaan adalah  $\phi_i$  dapat didekati dengan persamaan orde dua.

$$\varphi_i = \begin{cases} \varphi_o + (\bar{\nabla}\varphi)_o \cdot \bar{r}_{co-si} \\ \varphi_i + (\bar{\nabla}\varphi)_o \cdot \bar{r}_{ci-si} \end{cases} \text{ jika } C_{si} > 0 \quad (2.51)$$

Vektor  $\bar{r}_{co-si}$  dan  $\bar{r}_{ci-si}$  merupakan vektor dari pusat CV ke permukaan.  $C_o$  merupakan posisi tengah dari kontrol volume, dan  $C_i$  dari tetangga ke- $i$ .

Suku difusi dapat didekati dengan persamaan berikut :

$$\int_s \Gamma \bar{\nabla}\varphi \cdot d\bar{S} = \int_s \Gamma \frac{d\varphi}{dn} \cdot d\bar{S} = \sum_{i=1}^3 \Gamma_{si} \left(\frac{d\varphi}{dn}\right)_{si} S_{si} \quad (2.52)$$

$\frac{d\varphi}{dn}$  merupakan turunan  $\varphi$  dalam arah normal pada permukaan. Nilai tersebut

didekati dengan persamaan berikut :

$$\left(\frac{d\varphi}{dn}\right)_{si} = \frac{\varphi_p - \varphi_n}{h_{Co-ci}} = \frac{\varphi_i + (\bar{\nabla}\varphi)_i \cdot \bar{t}_{ci-si} - \varphi_o + (\bar{\nabla}\varphi)_o \cdot \bar{t}_{co-si}}{h_{Co-ci}} \quad (2.53)$$

Dimana  $h_{Co-ci}$  merupakan penjumlahan jarak dari  $h_{Co-si}$  dan  $h_{ci-si}$ .

Dengan memasukkan persamaan (2.59) ke persamaan (2.60), diperoleh :

$$\int_s \Gamma \bar{\nabla}\varphi \cdot d\bar{S} = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{\Gamma_{si} S_{si}}{h_{Co-ci}}\right) \varphi_i - \sum_{i=1}^3 + \sum_{i=1}^3 \left(\frac{\Gamma_{si} S_{si}}{h_{Co-ci}}\right) ((\bar{\nabla}\varphi)_i \cdot \bar{t}_{ci-si} - \bar{t}_{co-si} \cdot (\bar{\nabla}\varphi)_o) \quad (2.54)$$

Untuk persamaan momentum dalam arah sumbu x, nilai q pada source term pada persamaan (2.64) adalah  $\frac{\partial p}{\partial x}$ . Suku tersebut dapat disederhanakan dengan menggunakan *transformasi green* sebagai berikut :

$$\int_{\Omega} \frac{\partial p}{\partial x} d\Omega = - \int_s p dS_x = \sum_{i=1}^3 p_{xi} S_{xi} = -S_p \varphi \quad (2.55)$$

Bentuk transient dinyatakan :

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \varphi d\Omega = \frac{\rho \Omega_o}{\Delta t} \varphi_o - \frac{\rho \Omega_o}{\Delta t} \varphi_o^{n-1} \quad (2.56)$$

Dimana nilai  $(n-1)$  digunakan pada langkah sebelumnya. Dengan menggunakan bentuk *secret* diatas, bentuk persamaan transport menjadi :

$$A_o \varphi_o = \sum_{i=1}^3 A_i \varphi_i + \frac{\rho \Omega_o}{\Delta t} \varphi_o^{n-1} - S_p \varphi + S_d \varphi + S_c \varphi \quad (2.57)$$

Dimana :

$$A_i = \sum_{i=1}^3 [|C_{si}, 0|] + \frac{\Gamma_{si} S_{si}}{h_{co-ci}} \quad (2.58)$$

$$A_o = \frac{\rho \Omega_o}{\Delta t} \sum_{i=1}^3 [|C_{si}, 0|] + \frac{\Gamma_{si} S_{si}}{h_{co-ci}} \quad (2.59)$$

Suku source term untuk suku difusi dan konveksi adalah :

$$S_{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \left( \frac{p_o + p_i + (\bar{v}p)_i \bar{r}_{ci-si} + (\bar{v}p)_i \bar{r}_{co-si}}{2} \right) S_{\varphi i} \quad (2.60)$$

Bentuk sumber difusi dan konveksi adalah :

$$S_{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \left( \frac{\Gamma_{si} S_{si}}{h_{co-ci}} \right) (\bar{v}p)_i \bar{r}_{ci-si} - (\bar{v}p)_i \bar{r}_{co-si} \quad (2.61)$$

$$S_{c\varphi} = \sum_{i=1}^3 ( [|C_{si}, 0|] (\bar{v}p)_i \bar{r}_{ci-si} - [-|C_{si}, 0|] (\bar{v}p)_i \bar{r}_{ci-si} ) \quad (2.62)$$

Pada persamaan (2.61) dan (2.62) diatas,  $\Gamma_{si}$  adalah koefisien pada bentuk ke  $-i$  dan  $S_i$  adalah nilai vektor, dan  $S_{\varphi i}$  menotasikan komponen vector yang parallel dengan  $\varphi$ .

## F. Persamaan Koreksi Tekanan

Persamaan koreksi tekanan dibentuk dari bentuk integral persamaan kontinuitas.

$$\int_S \rho \bar{V} \cdot d\bar{S} = \sum C_{si} = \sum_{i=1}^3 \rho (u_{si} S_{xi} + u_{si} S_{yi} + u_{si} S_{zi}) = 0 \quad (2.63)$$

Hubungan tekanan dan kecepatan sangatlah penting. Berdasarkan metoda interpolasi momentum, bentuk kecepatan dapat didekati:

$$u_{si} = \frac{1}{2} \left( u_o + \left( \frac{\Omega_o}{A_o} \frac{\partial p}{\partial x} \right)_o \right) + u_i + \left( \frac{\Omega_o}{A_o} \frac{\partial p}{\partial x} \right)_i - \left( \frac{\Omega_o}{A_o} \right)_{si} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{si} \quad (2.64)$$

Dengan berdasarkan notasi dibawah ini :

$$\hat{u}_o = \frac{\sum_{i=1}^3 A_i u_i + \frac{\rho \Omega_o}{\Delta t} \varphi^{n-1} + S_{d\varphi} + S_{c\varphi}}{A_o} \quad (2.65)$$

Maka persamaan momentum :

$$u_{si} = \frac{1}{2} [\hat{u}_o + \hat{u}_i] - \left( \frac{\Omega}{A_o} \right)_{si} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{si} \quad (2.66)$$

Pendekatan yang berbeda dapat digunakan untuk mendekati nilai kecepatan  $\left( \frac{\Omega}{A_o} \right)_{si}$  pada persamaan diatas.

Penentuan nilai  $\left(\frac{\Omega}{A_o}\right)_{si}$  dapat didekati dengan persamaan berikut:

$$\left(\frac{\Omega}{A_o}\right)_{si} = \left[\frac{2\Omega_i}{(A_o)_o + (A_o)_i}\right], \Omega_{si} = h_{co-ci} S_{si} \quad (2.67)$$

Disarankan bentuk pendekatan lainnya ;

$$\beta = \frac{|\bar{r}_{co-si}|}{|\bar{r}_{co-si}| + |\bar{r}_{ci-si}|} \quad (2.68)$$

Dengan mengganti pendekatan diatas, persamaan integral kontinuitas dapat ditulis sebagai :

$$\int_s \rho \bar{V} \cdot d\bar{S} = \sum_{i=1}^3 \frac{1}{2} \rho [(\hat{u}_o + \hat{u}_i)] - \left[\left(\frac{\Omega_o}{A_o}\right)_{S_i} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_{S_i}\right] S_{xi} + \sum_{i=1}^3 \frac{1}{2} \rho [(\hat{v}_o + \hat{v}_i)] - \left[\left(\frac{\Omega_o}{A_o}\right)_{S_i} \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right)_{S_i}\right] S_{yi} = 0 \quad (2.69)$$

Dalam bentuk lain :

$$\int_s \rho \bar{V} \cdot d\bar{S} = \sum_{i=1}^3 \frac{1}{2} \rho [(\hat{u}_o + \hat{u}_i) S_{xi} + (\hat{v}_o + \hat{v}_i) S_{yi}] - \sum_{i=1}^3 \rho S_i \left(\frac{\Omega_o}{A_{out}}\right)_{S_i} \left(\frac{\partial p}{\partial n}\right)_{S_i} = 0 \quad (2.70)$$

Dengan flux massa :

$$C'_{si} = \rho S_i \left(\frac{\Omega_o}{A_o}\right)_{S_i} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_{S_i} \quad (2.71)$$

Persamaan kontinuitas menjadi:

$$\sum_{i=1}^3 (C_{si} + C'_{si}) = 0 \quad (2.72)$$

Selanjutnya koreksi tekanan menjadi :

$$A_{op} p_0 = \sum_{i=1}^3 A_{ip} p_i - \sum_{i=1}^3 C_{si} \quad (2.73)$$

Dimana:

$$A_{ip} = \frac{\rho S_i}{h_{co-ci} S_{si}} \left(\frac{\Omega_o}{A_o}\right)_{S_i}, \quad \text{untuk } i = 1, 2, 3 \quad (2.74)$$

$$A_{ip} = A_{1p} + A_{2p} + A_{3p} \quad (2.75)$$

$$A_{ip} = \frac{2\rho S_i^2}{(A_o)_o + (A_o)_i} \quad (2.76)$$

Persamaan baru untuk koefisien  $A_{ip}$  :

$$A_{ip} = \frac{\rho S_i}{h_{co-ci} S_{si}} \left(\beta \left(\frac{\Omega}{A_o}\right)_o + (1 - \beta) \left(\frac{\Omega}{A_o}\right)_i\right) \quad (2.77)$$



$$u_0 = u_0^* = -\frac{\Omega_0}{(A_0)_0} \left( \frac{\partial p'}{\partial x} \right) 0 \quad (2.78)$$

$$v_0 = v_0^* = -\frac{\Omega_0}{(A_0)_0} \left( \frac{\partial p'}{\partial y} \right) 0 \quad (2.79)$$

Dimana  $\alpha$  adalah faktor *under relaksasi* untuk  $p'$ .

Algoritma dari solusi ini adalah :

- Menebak nilai tekanan,  $p$
- Menghitung flux massa
- Perhitungan koefisien
- Menghitung kecepatan
- Perhitungan koreksi tekanan
- Menghitung  $u$  dan  $v$  dari persamaan koreksi kecepatan

Diperoleh nilai asumsi tekanan baru, yang digunakan sebagai nilai tebakan tekanan yang baru.

### G. Kriteria Konvergensi dan Pendefinisian hasil

Setelah diskretisasi, hasil variable umum  $\phi$  pada sebuah sel dapat ditulis :

$$R_\phi = \frac{\sum_{m=1}^{num\ of\ sel} \left( \sum_{m=1}^3 A_{ip} + \frac{\rho \Omega_0}{\Delta t} \phi_0^{n-1} - S_{p\phi} + S_{d\phi} - S_{c\phi} - A_{p\phi} \phi_0 \right)}{\sum_{m=1}^{num\ of\ cell} A_{p\phi} \phi_0} \quad (2.80)$$

Perbedaan definisi digunakan untuk sisa persamaan kontinuitas, dimana dapat didefinisikan :

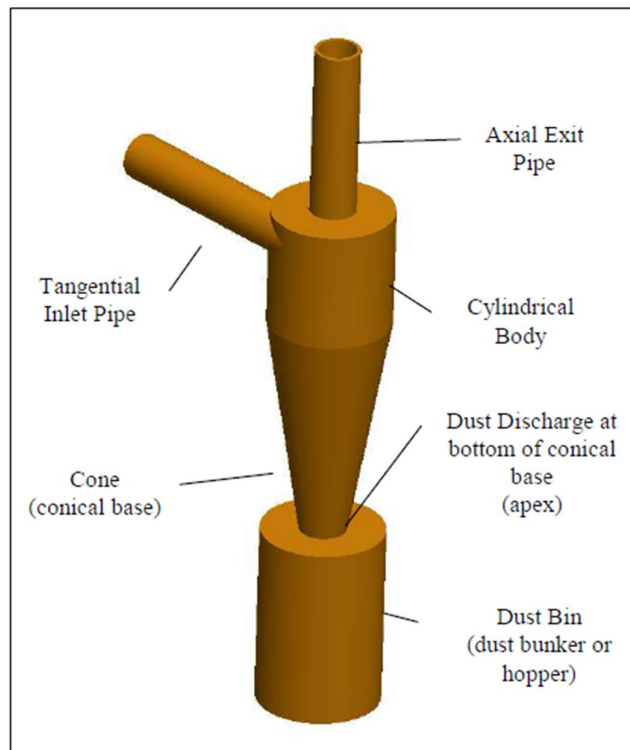
$$b_i = \sum_{j=1}^3 C_{sj} \quad (2.81)$$

Persamaan diatas,  $b_i$  adalah massa tak seimbang yang melewati sel ke- $i$ . berdasarkan persamaan diatas, total massa tak seimbang dapat didefinisikan :

$$b = \sum_{i=1}^{num\ of\ cell} b_i \quad (2.82)$$

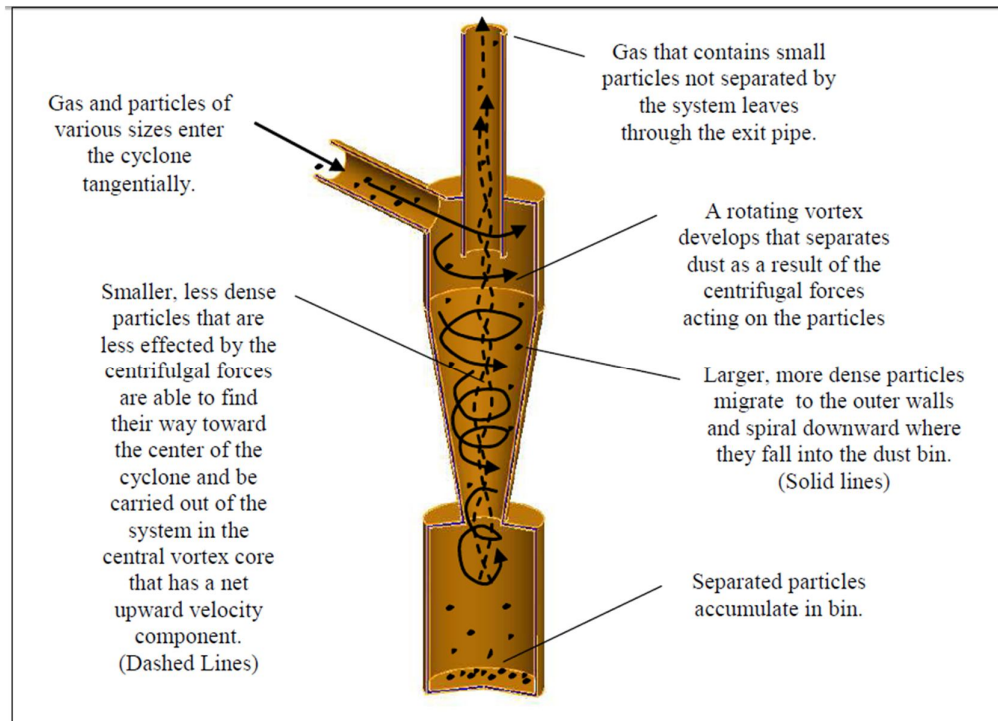
## 2.2. Teori Siklon

Siklon adalah sebuah alat yang digunakan untuk memisahkan partikel padat dari aliran gas dengan memanfaatkan gaya setrifugal aliran dan gaya gravitasi bumi.

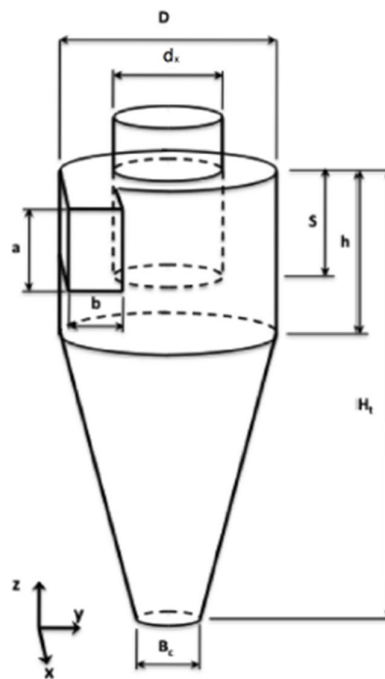


Gambar 2.2. Bagian-bagian siklon [6]

Aliran gas yang mengandung partikel dengan berbagai ukuran masuk secara tangensial kedalam cyclone melalui saluran masuk pada bagian atas. Pemasukan yang demikian akan menghasilkan aliran swirling partikel yang terbawa aliran tersebut bergerak ke arah dinding karena gaya sentrifugal. Akibat pengaruh gaya berat, partikel bergerak dalam bentuk spiral ke arah bawah dan terkumpul pada dustbin pada bagian bawah siklon. Sedangkan udara bergerak ke dalam membentuk secondary swirling dan bergerak ke arah atas sebelum kemudian keluar melalui pipa buangan di ujung siklon.



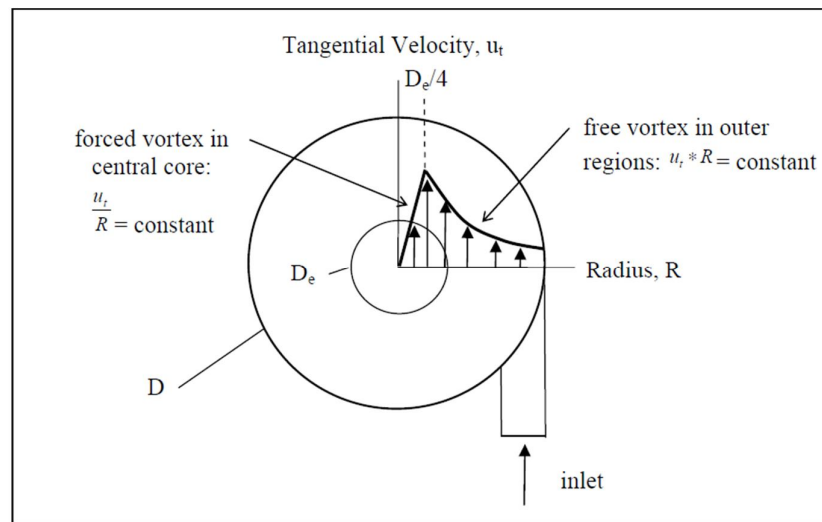
Gambar 2.3. Model Aliran di dalam Siklon [6]



Gambar 2.4. Parameter geometri Siklon

### A. Aliran Dalam Cyclone

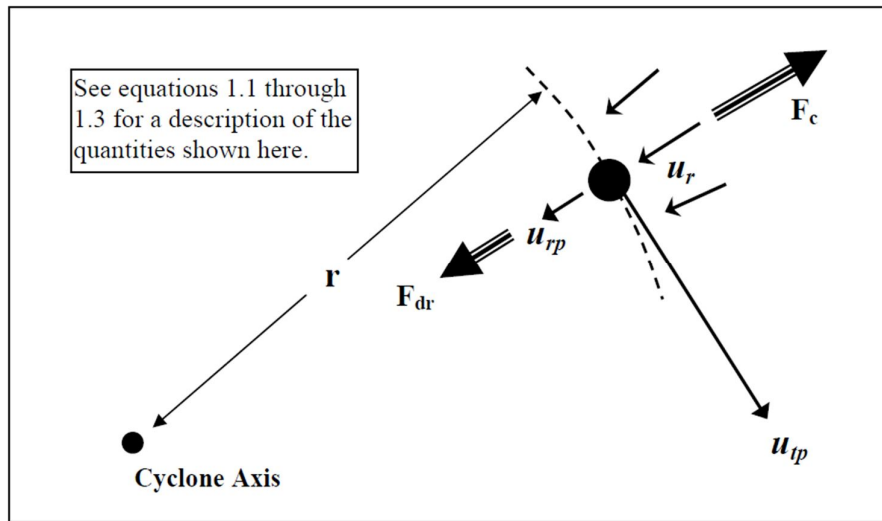
Karakteristik vortek yang terbentuk pada cyclone, dijelaskan oleh Stairmand [1] “...which will *sentrifuge* the dust particle to the wall, whence they can be transported to the dust collecting hopper out of the influence of the *spinning gas*.” [J. stairman, 1951].



Gambar 2.5 Kecepatan Tangensial Pada Siklon [6]

Vortek pada daerah antara dinding pipa saluran keluar dengan dinding siklon (Gambar 2.8) merupakan *free vortex*, dimana besar kecepatan angular aliran adalah konstan. Sedangkan vortex pada daerah sejauh diameter pipa keluar dari pusat siklon berjenis *force vortex*. Salah satu efek dari profil kecepatan tangensial adalah terdapat suatu pergerakan makro gas dari batas terluar geometri siklon (sesuai dengan pola masuk) menuju ke bagian sumbu siklon, pergerakan ini disebut dengan “*inward drift*”, yang berkombinasi dengan putaran gas membentuk sebuah pergerakan spiral *inward gas*.

Dasar dari perancangan siklon merujuk pada kondisi dimana sebuah partikel dengan ukuran tertentu mengorbit tak tentu pada sumbu cyclone. Kondisi tersebut dapat terpenuhi jika *drag force* pada partikel pada saat *inward drift* sama (setimbang) dengan gaya sentrifugal yang terbentuk akibat pergerakan rotasional partikel [Leith,1984].



Gambar 2.6. Gaya-gaya yang bekerja pada partikel padat [6]

Pada partikel, berlaku persamaan :

$$F_c - F_{dr} = m_p \frac{d^2 r}{dt^2} \quad (2.83)$$

Dimana :

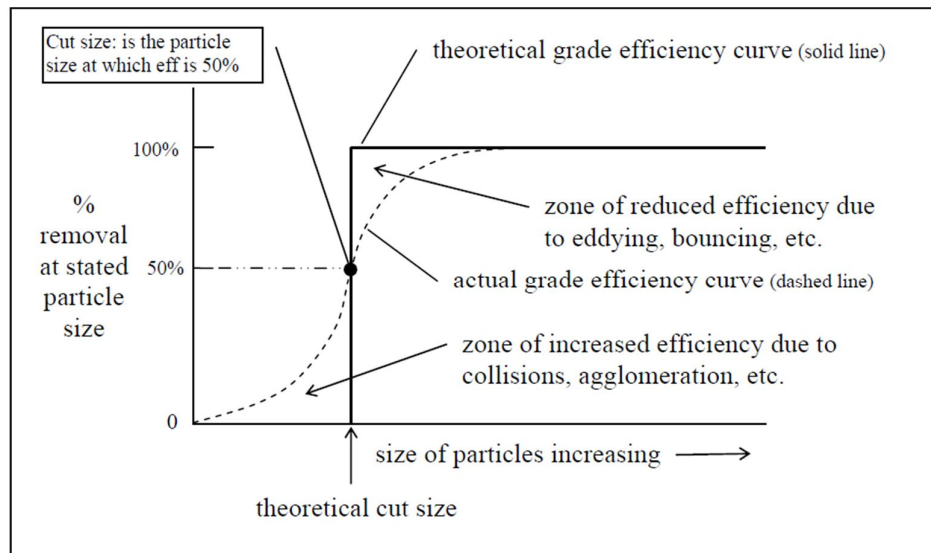
$$F_c = \frac{\pi d^2 \rho_p u_{tp}^2}{6r} \quad (2.84)$$

Dan :

$$F_{dr} = 3\rho\mu d(u_r - u_{rp}) \quad (2.85)$$

## B. Effisiensi Cyclone

Stairman (1951), menggambarkan kurva efisiensi pengumpulan dari suatu cyclone dalam memisahkan partikel dari aliran gas dengan massa jenis pada range ukuran tertentu.



Gambar 2.7. Kurva efisiensi pengumpulan pada siklon [6]

Kurva yang dikenal dengan kurva tingkat efisiensi siklon ini, Sumbu x menunjukkan ukuran partikel dalam micron, dan sumbu y sebagai tingkat efisiensi pengumpulan dalam persen.

Terdapat suatu titik yang menunjukkan pada ukuran partikel tersebut efisiensi pengumpulan 50%, yang disebut dengan *cut size*. Secara teoritis, pada kurva tingkat efisiensi untuk *cut size* partikel terdapat suatu garis vertikal yang disebut dengan "*cut size teoritical line*". Dimana pada ukuran partikel tersebut, terdapat suatu karakteristik dimana untuk ukuran partikel lebih kecil dari partikel *cut size*, besar efisiensi teoritisnya adalah nol, dan untuk ukuran partikel lebih besar dari partikel *cut size*, besar efisiensinya teoritisnya adalah 100%.

Pada keadaan sebenarnya, kurva tingkat efisiensi berbentuk "S". dimana jika pada patikel dengan ukuran lebih besar dari partikel *cut size*, besar efisiensinya lebih kecil atau sama dengan 100% karena terdapat beberapa partikel yang terbawa keluar aliran gas akibat dari efek turbulensi Eddy dan efek

*bouncing* Stairmand, dan jika ukuran partikel lebih kecil dari partikel *cut-size*, besar efisiensinya lebih besar atau sama dengan nol karena beberapa partikel akan terbawa keluar aliran akibat tumbukan yang terjadi antar partikel dan adanya penyatuan beberapa partikel sehingga membentuk ukuran yang lebih besar yang memungkinkan untuk tertinggal di dalam cyclone.

### C. Bilangan Euler dan Stokes

Svarovsky (1992) melakukan pengkajian terhadap siklon komersial dan menunjukkan suatu hubungan antara diameter siklon, *flow rate*, *pressure drop*, dan *cut size* dan bilangan Euler serta bilangan Stokes.

Bilangan Euler diasumsikan sebagai koefisien resistansi yang mempresentasikan rasio dari *pressure drop* statik diantara daerah masuk dan keluar siklon terhadap tekanan dinamik aliran didalam siklon.

$$E_u = \frac{\Delta p}{\frac{\rho v^2}{2}} \quad (2.86)$$

$v$  sebagai *body velocity* diukur pada *flow rate* dan penampang permukaan masuk aliran,

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (2.87)$$

Bilangan Stokes digunakan untuk karakterisasi jumlah atau muatan partikel didalam aliran.

$$Stk = \frac{\tau_d}{t_s} \quad (2.88)$$

$$\tau_d = \frac{\rho_d d_d^2}{18\mu_c} \quad (2.89)$$

$$t_s = \frac{L_s}{V_s} \quad (2.90)$$

Untuk partikel dengan ukuran  $x_{50}$  (pada ukuran *cut size*), bilangan Stokes ditulis :

$$Stk = \frac{x_{50}^2 \rho_a v}{18\mu_c} \quad (2.91)$$

Hubungan antara bilangan Euler dengan bilangan Stokes pada ukuran partikel *cut size* :

$$E_u = \sqrt{\frac{12}{Stk_{50}}} \quad (2.92)$$



### III. METODOLOGI

#### 3.1. Geometri Siklon

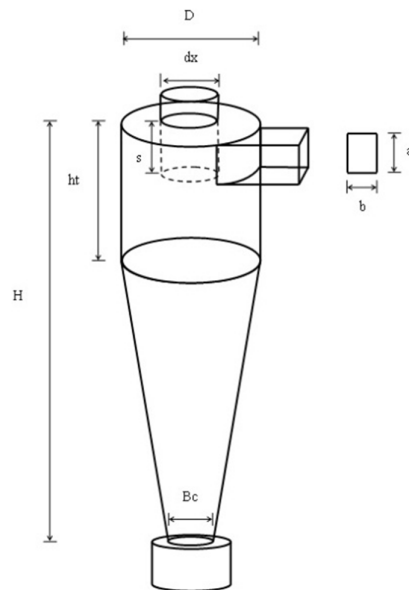
##### 3.1.1. Model dan geometri

Model siklon yang digunakan adalah jenis stairman.

Dimensi yang digunakan diperlihatkan pada tabel berikut.

Dimension	Length, L (cm)	Dimension ratio, Dimension/D	b/a
Body Diameter, $D$	29	1.0	
Cyclone Height, $Ht$	116	4.0	
Cylinder Height, $h$	43.5	1.5	
Gas Outlet Duct Length, $S$	43.5	1.5	
Cone Tip Diameter, $Bc$	10.73	0.37	
Gas Outlet Diameter, $dx$	14.5	0.5	
<b>Dimensi Inlet</b>			
	$a = 14.5$	0.5	0.4
<b>1 inlet</b>	$b = 5.8$	0.2	0.4
	$c = 24.65$	0.85	
<b>2 inlet</b>	$a = 14.5$	0.5	0.2
	$b = 2.9$	0.1	0.2
	$c = 24.65$	0.85	
<b>4 inlet</b>	$a = 14.5$	0.5	0.1
	$b = 1.45$	0.05	0.1
	$c = 24.65$	0.85	

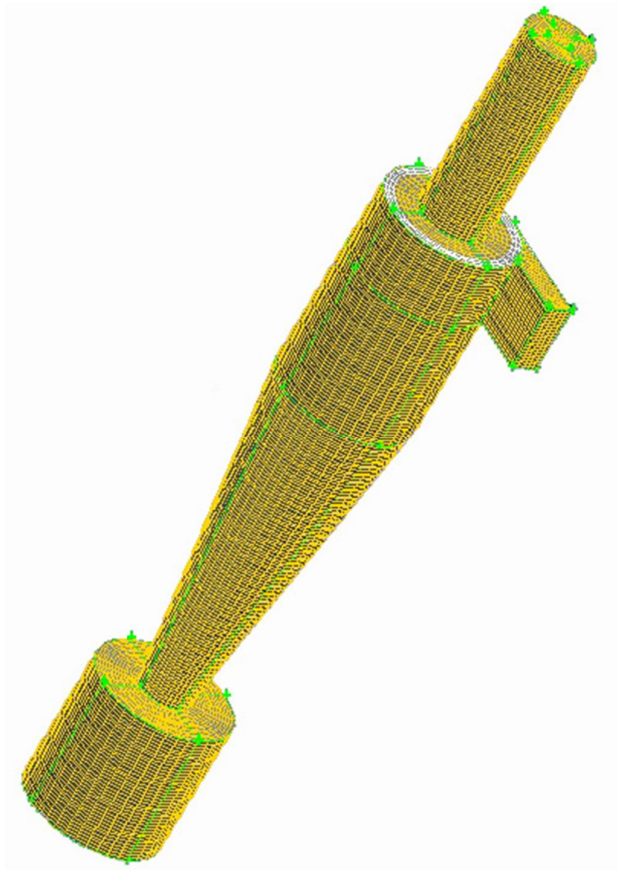
Tabel 3.1. Konfigurasi Geometri Siklon



Gambar 3.1. Parameter Geometri Siklon

### 3.1.2. Perlakuan volume model meshing

Sesuai dengan standar finite volume, daerah analisa dibagi atas elemen-elemen kecil yang disebut grid, kumpulan sejumlah grid membentuk mesh. Meshing pada tugas akhir ini dilakukan dengan menggunakan software Gambit 2.2.30. Dalam proses meshing ini, keseluruhan siklon di partisi ke dalam beberapa bagian. Hal ini bertujuan selain untuk mempermudah dalam proses penggambaran dan penguraian, juga berfungsi sebagai dasar mempermudah proses meshing sehingga dihasilkan jumlah mesh yang minimal dengan tingkat akurasi yang baik, dan proses konvergensi perhitungan yang relatif lebih cepat.



Gambar 3.2. Mesh Siklon 1 inlet

## **3.2. Deskripsi Model Numerik**

### **3.2.1. Pemilihan Model Turbulensi**

Untuk aliran turbulen di dalam siklon, kunci keberhasilan CFD terletak pada akurasi deskripsi perilaku turbulensi aliran [7]. Untuk memodelkan aliran turbulen berpusar di dalam siklon, ada sejumlah pemodelan turbulensi yang dapat digunakan dalam FLUENT. Mulai dari model standar  $k - \epsilon$  hingga model *Reynold Stress Turbulence Model (RSM)* yang lebih rumit. Metode large eddy simulation (LSM) juga dapat digunakan sebagai alternatif untuk pendekatan pada *Reynold averaged Navier – Stokes*.

Pemilihan model turbulensi yang sesuai untuk aliran berpusar dengan intensitas yang tinggi telah dilakukan oleh sejumlah peneliti sebelumnya seperti Kaya & Karagoz [8] yang melakukan analisis performa skema numerik dalam mensimulasikan aliran turbulen yang berpusar dengan kencang di dalam siklon dan menemukan bahwa model  $k - \epsilon$  yang standar, RNG dan Realizable kurang optimal untuk memodelkan aliran dengan pusaran yang kuat yang terjadi di dalam siklon. Baik pemodelan turbulensi  $k - \epsilon$  standar maupun RNG memberikan profil distribusi kecepatan aksial yang kurang realistis (aliran arah ke atas di sekitar dinding). Hanya *Reynold Stress Turbulence Model (RSM)* yang mampu memprediksi vortex terkombinasi dengan hasil yang sesuai dengan data eksperimen [3,8]. Keberhasilan penerapan pemodelan RSM dalam memodelkan aliran di dalam siklon telah dilaporkan oleh sejumlah peneliti. Keberhasilan penerapan pemodelan RSM dalam sejumlah penelitian terbaru tentang siklon juga telah dilaporkan dalam sejumlah artikel [3].

Pemodelan RSM membutuhkan solusi persamaan transport untuk setiap komponen tegangan Reynold. RSM menghasilkan prediksi yang akurat pada pola aliran berpusar, kecepatan aksial, kecepatan tangensial, cut-off diameter dalam penurunan tekanan pada simulasi siklon [3]. Pemodelan RSM inilah yang digunakan dalam penelitian tugas akhir kali ini, untuk mengungkap pengaruh jumlah inlet terhadap koefisien perpindahan panas pada siklon.

### 3.2.2. Persamaan Pengatur

Persamaan pengatur yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah Persamaan Navier – Stokes yang telah dijelaskan sebelumnya pada bab 2.

### 3.2.3. Kondisi Batas

Dalam simulasi ini kecepatan pada saluran masuk diketahui sebesar 16.1 m/s, kecepatan ini dipilih karena sesuai dengan experiment yang dilakukan oleh Shukla dan Ghosh [9] sehingga diperoleh data pembandingan terhadap hasil numerik yang didapat.

Pada saluran keluar, gradient variabel aliran dianggap nol, kondisi ini dikenal sebagai kondisi batas “*outflow*” pada program FLUENT 6.2.16. Aliran pada permukaan dinding dianggap terjadi tanpa slip yang dikenal sebagai kondisi batas “*no slip*”.

Intensitas turbulensi pada inlet didekati dengan nilai 10%, panjang skala turbulensi yang digunakan adalah 0.08 kali lebar inlet, dan temperature udara masuk yang digunakan adalah  $T = 373$  K dengan temperatur lingkungan sebesar  $T = 303$  K.

### 3.2.4. Pemilihan Skema Numerik

Skema numeric yang digunakan untuk penelitian tugas akhir kali ini adalah “*control differencing interpolation*” atau pada software FLUENT di kenal dengan Skema “STANDARD” untuk interpolasi tekanan, metoda “SIMPLE” digunakan untuk pembentukan kopling antara tekanan dengan kecepatan, Interpolasi “*Second order Upwind*” digunakan untuk menginterpolasi persamaan momentum, energi dan energi kinetik turbulensi, dan “*First Order Upwind*” untuk menginterpolasi persamaan *Turbulence Dissipation Rate* dan *Reynold Stresses*.

### 3.2.5. Pemilihan Time Step

Waktu rata-rata bagi sebuah partikel fluida untuk berada di dalam siklon ditentukan oleh dimensi siklon dan debit aliran fluida itu sendiri [10]. Yang mana dapat dirumuskan dengan  $t_{res} = Q_{in}/V$  dimana  $Q_{in}$  adalah debit aliran fluida yang

masuk ke siklon dan  $V$  adalah volume siklon. Nilai ini digunakan untuk memilih time step. Time step untuk simulasi unsteady harus merupakan bagian yang sangat kecil dari  $t_{res}$  rata-rata [3].  $t_{res} = 0.08$  s (untuk semua siklon yang diuji) sebagaimana ditampilkan dalam Tabel 2. Jadi time step  $1e-4$  s merupakan nilai yang dapat diterima untuk simulasi yang dijalankan untuk hasil yang akurat serta untuk mencapai skala residual di bawah  $1e-5$  untuk semua variabel.

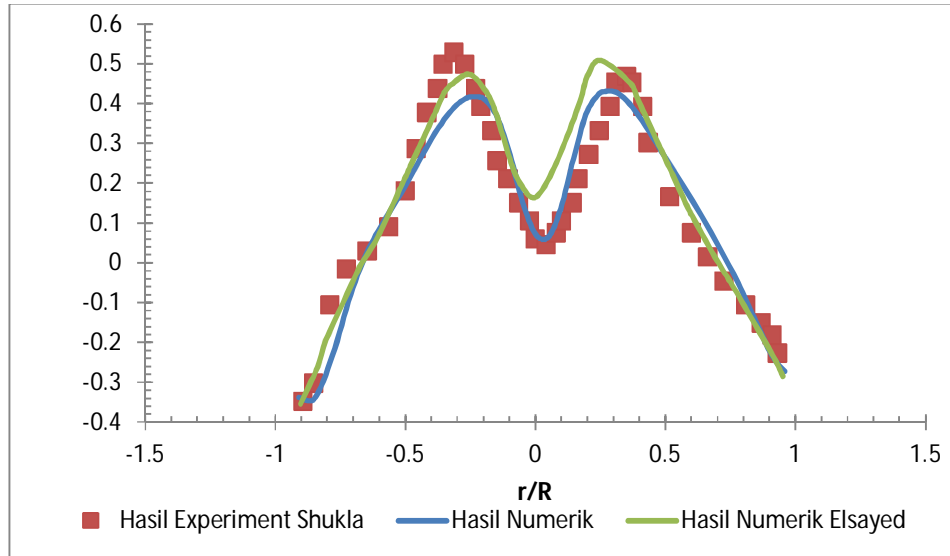
### **3.2.6. Strategi Untuk mencapai konvergensi**

Berdasarkan kriteria konvergensi, dua aspek harus dipertimbangkan, pertama, skala residual harus berada di bawah  $1e-5$  (Kriteria konvergensi standar yang digunakan FLUENT adalah dengan skala residual di bawah  $1e-3$ ), dan yang kedua, beberapa besaran yang mewakili seperti kecepatan dan tekanan harus di monitor sampai menjadi konstan [9]. Meskipun simulasi kali ini dilakukan sekitar ( $t = 1.5 - 1.6$  s), simulasi hanya dihentikan saat  $t = 2$  s untuk memperoleh waktu rata-rata yang lebih akurat. Simulasi dijalankan di CPU Xeon 64 dengan 8 core, OS Windows Server 2003 dengan FLUENT 6.2.16. Semua simulasi telah konvergen dengan time step  $1e-4$  dan setting numerik sebagaimana yang telah dijelaskan pada point 3.2.4.

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Hasil Simulasi

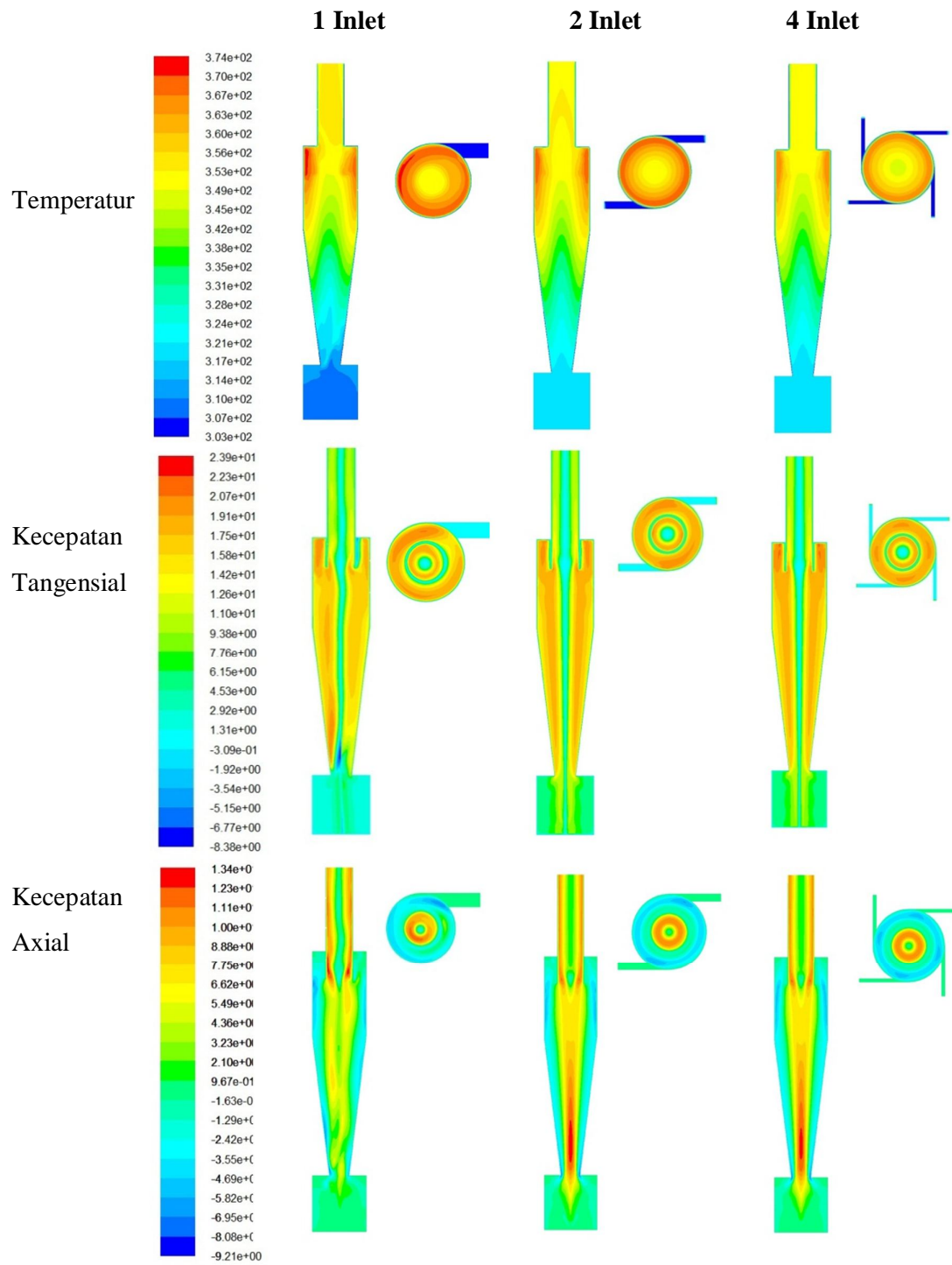
#### a. Validasi Hasil Simulasi



Gambar 4.1 Grafik Validasi Hasil Simulasi

Dalam rangka untuk menguji validitas hasil simulasi numerik, perlu dilakukan perbandingan dengan hasil eksperimen. Hasil eksperimen yang dibandingkan adalah hasil eksperimen yang dilakukan dengan menggunakan *Laser Doppler Anometry (LDA) system* yang dilakukan oleh S.K. Shukla et al. [9]. Perbandingan dibuat antara profil kecepatan aksial keduanya dengan garis uji di ketinggian  $z = 0.9425$  dari dasar siklon. Gambar 4.1 di atas menunjukkan bahwa grafik hasil simulasi memiliki bentuk kurvatur dan tren yang hampir sama dengan hasil eksperimen. Meskipun terlihat adanya perbedaan pada nilai kecepatan aksial maksimum, dimana nilai kecepatan aksial maksimum yang diperoleh dari eksperimen lebih tinggi daripada kecepatan aksial maksimum hasil simulasi numerik RSM, namun mengingat tingginya kompleksitas dan turbulensi serta pusaran aliran fluida di dalam siklon maka hasil simulasi dapat dianggap valid serta dapat diterima.

## 4.2 Perbandingan Parameter Siklon dengan Perbedaan Jumlah Inlet



Gambar 4.2 Kontur temperatur, kecepatan tangensial dan aksial pada tiga siklon

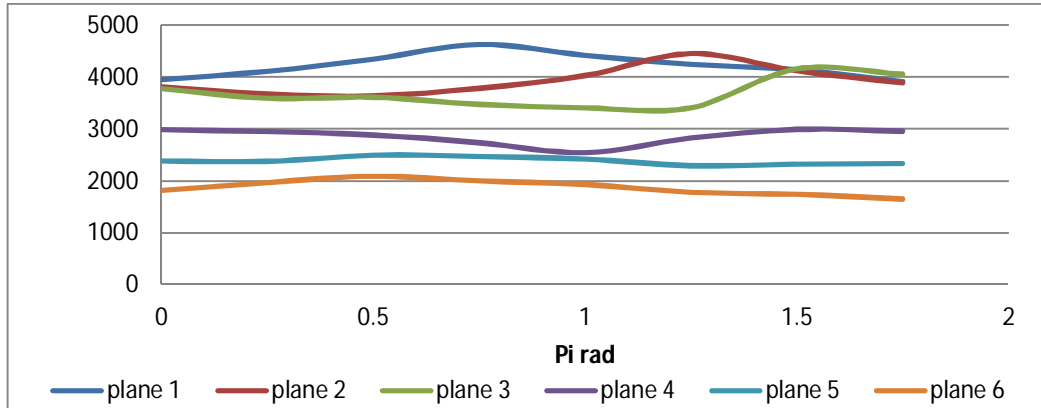
Gambar 4.2 diatas menggambarkan kontur total temperatur, kecepatan tangensial dan kecepatan aksial pada bagian tengah sejajar sumbu x dan pada bagian inlet secara horizontal. Secara keseluruhan, nilai tertinggi dari temperatur, kecepatan tangensial dan kecepatan aksial tiap-tiap siklon berada pada bagian dekat dengan dinding dan dekat dengan aliran masuk, dan temperatur terendah terletak pada bagian tengah dan *dust bin*.

Dari gambar terlihat bahwa kecepatan tangensial dari siklon 1 inlet memiliki kontur yang tidak simetri dan memiliki titik-titik atau area dengan kecepatan tangensial yang sangat tinggi (paling tinggi diantara ketiga siklon), yang berarti bahwa kecepatan tangensial pada penampang horizontal siklon 1 inlet tidak merata di semua titik bahkan dapat dikatakan bahwa kecepatan tangensial pada siklon 1 inlet merupakan yang paling tidak merata bila dibandingkan dua siklon lainnya. Pada siklon 2 inlet terlihat kontur kecepatan tangensial yang lebih simetri dan lebih merata dan pada siklon 4 inlet terlihat kontur kecepatan inlet yang paling simetri dan paling merata bila dibandingkan dua siklon lainnya. Dari penjelasan tersebut terlihat bahwa penambahan jumlah inlet dan penggunaan inlet berjumlah genap memberikan efek yang signifikan terhadap ke-simetri-an kontur kecepatan tangensial dan ke-merataan kecepatan tangensial di semua titik di dalam siklon.

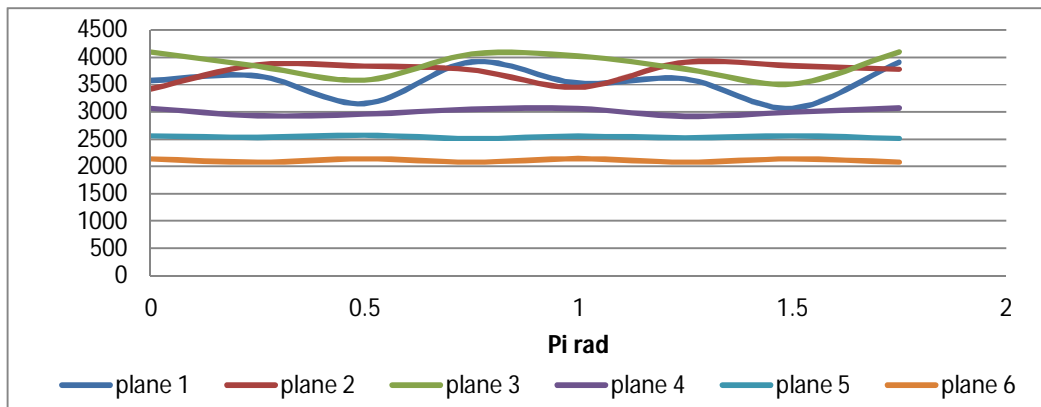
Dari ketiga siklon tersebut (1 inlet, 2 inlet dan 4 inlet), terlihat bahwa temperatur tertinggi terdapat pada siklon 1 inlet, hal ini mungkin diakibatkan oleh turbulensi aliran fluida yang mengakibatkan tingginya temperatur pada area turbulensi tersebut. Sedangkan pada siklon 2 inlet dan 4 inlet tidak terlihat adanya area turbulensi seperti pada siklon 1 inlet, bahkan kontur temperatur pada penampang horizontal siklon 2 inlet dan 4 inlet terlihat sangat simetri dan merata berdasarkan jarak dari dinding siklon. Dan pada gambar 4.2 terlihat bahwa siklon 4 inlet memiliki temperatur yang lebih rendah daripada siklon 2 inlet. Hal ini mungkin disebabkan oleh tingkat turbulensi yang lebih rendah pada siklon 4 inlet.



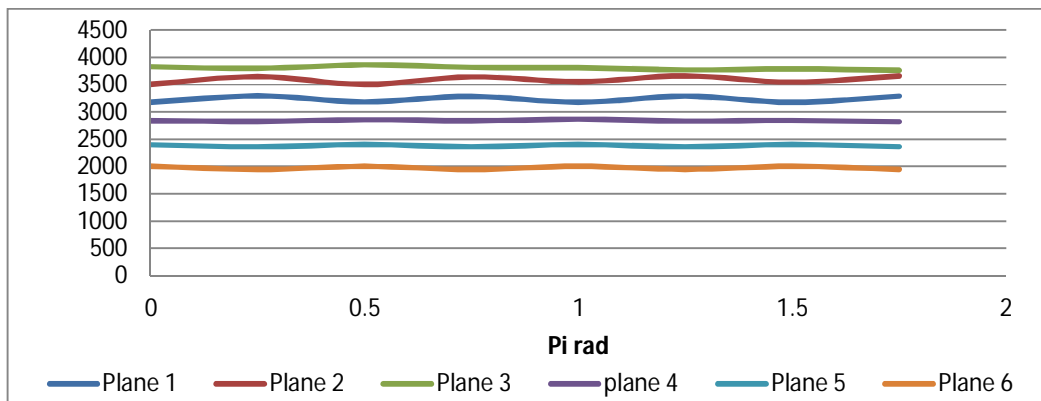
### 4.3 Perbandingan Heat Flux pada Siklon.



Gambar 4.3. Grafik Wall Flux Pada Siklon 1 Inlet



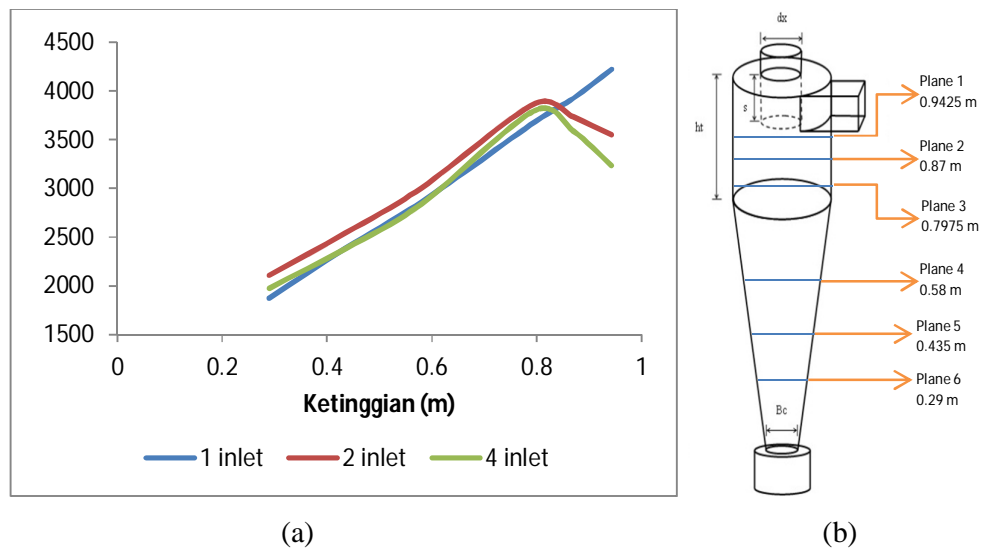
Gambar 4.4. Grafik Wall Flux Pada Siklon 2 Inlet



Gambar 4.5 Gambar Wall Flux Pada Siklon 4 Inlet

Untuk menghitung heat flux pada dinding siklon perlu dibuat beberapa plane dengan ketinggian berbeda yang akan menjadi bidang lokasi perhitungan heat flux pada dinding. Pada tugas akhir ini telah dibuat enam buah bidang sebagai bidang lokasi perhitungan heat flux pada dinding siklon yang berada pada ketinggian  $z_1 = 0.9425$  m,  $z_2 = 0.87$  m,  $z_3 = 0.7975$  m,  $z_4 = 0.58$  m,  $z_5 = 0.435$  m dan  $z_6 = 0.29$  m untuk plane 1 sampai plane 6 secara berurutan yang diukur dari dasar siklon. Kemudian pada masing-masing plane dibuat delapan buah titik dari  $0$  pi radian –  $2$  pi radian dengan jarak  $0.25$  pi radian dan titik  $0$  pi radian berada pada sumbu x positif.

Dari gambar 4.3, 4.4 dan 4.5 di atas terlihat bahwa heat flux tertinggi terletak pada siklon 1 inlet, plane 1 di titik  $0.75$  pi radian. Hal ini mungkin disebabkan oleh tingginya kecepatan tangensial fluida sehingga mengakibatkan tingginya laju perpindahan panas di titik tersebut.



Gambar 4.6 (a) Grafik Wall Heat Flux pada ketiga siklon berdasarkan ketinggian, (b) Posisi dan ketinggian plane pada siklon.

Gambar 4.5 di atas menunjukkan nilai rata-rata wall heat flux pada beberapa ketinggian, dimana titik nol berada di tengah siklon. Dari gambar 4.5 tersebut terlihat bahwa semakin ke atas, mendekati area inlet siklon, heat flux di

dinding siklon akan semakin besar. Ini mungkin disebabkan oleh kecepatan fluida yang masih tinggi di sekitar inlet dan kecepatan fluida yang semakin ke bawah semakin rendah.

Dalam gambar 4.5 tersebut juga terlihat bahwa siklon satu inlet memiliki wall heat flux paling tinggi di area sekitar inlet, dan memiliki perbedaan nilai yang signifikan terhadap siklon 2 inlet dan 4 inlet. Dan siklon 4 inlet memiliki wall heat flux yang paling rendah, di area sekitar inlet, diantara ketiga siklon tersebut.

Jumlah Inlet	Rata-rata Wall Heat Flux pada dinding Siklon
1 Inlet	3158.4948
2 Inlet	3135.3989
4 Inlet	2970.0408

Tabel 4.1 Rata-rata Wall Heat Flux pada Dinding Siklon

Tabel 4.1 menunjukkan bahwa nilai rata-rata wall heat flux tertinggi dimiliki oleh siklon 1 inlet, sedangkan nilai rata-rata wall heat flux terendah dimiliki oleh siklon 4 inlet. Ini berarti bahwa penambahan jumlah inlet menurunkan heat flux rata-rata di dinding siklon.

Pengurangan wall flux (rata2)	
2 inlet	0.73%
4 inlet	5.97%

Tabel 4.2 Persentase Penurunan wall heat flux rata-rata akibat penambahan jumlah inlet pada siklon.

Tabel 4.2 di atas memberikan nilai persentase penurunan wall heat flux rata-rata akibat penambahan jumlah inlet pada siklon. Dari tabel 4.2 ini terlihat bahwa nilai penurunan yang dihasilkan oleh siklon 2 inlet adalah sebesar 0.73% sedangkan siklon 4 inlet memberikan penurunan wall heat flux sebesar 5.97%. Nilai ini merupakan angka yang layak menjadi bahan pertimbangan dalam

perancangan konstruksi siklon di masa mendatang, sebab jika siklon berukuran besar yang bekerja pada temperatur yang sangat tinggi, maka dapat dibayangkan nilai panas yang keluar dari siklon akan sangat besar. Dan penurunan wall heat flux 5.97% ini akan cukup berarti untuk dipertimbangkan.

Penurunan wall flux (inlet area)	
2 inlet	15.91%
4 inlet	24.44%

Tabel 4.3 Persentase penurunan Wall Heat Flux pada inlet area akibat penambahan jumlah inlet

Tabel 4.3 menunjukkan persentase penurunan wall flux pada area sekitar inlet akibat penambahan jumlah inlet pada siklon. Terlihat bahwa penambahan jumlah inlet yang digunakan mampu menurunkan wall heat flux dalam jumlah yang cukup besar, yaitu 15.91% untuk siklon 2 inlet dan 24.44% untuk siklon 4 inlet. Dengan nilai penurunan wall flux di sekitar area inlet yang cukup besar dan mengingat tingginya nilai wall flux di daerah inlet maka hasil ini menjadi sangat layak untuk menjadi bahan pertimbangan dalam perancangan geometri siklon selanjutnya.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1. Kesimpulan**

Dari Simulasi dan hasil yang telah diperoleh, dapat disimpulkan :

Penambahan jumlah inlet pada siklon dapat menurunkan wall heat flux secara cukup signifikan di area sekitar inlet, sebesar 15,91% untuk siklon 2 inlet dan 24,44% untuk siklon 4 inlet, sedangkan untuk wall heat flux rata-rata, penambahan jumlah inlet menurunkan wall heat flux dalam jumlah yang lebih kecil, 0,73% untuk siklon 2 inlet dan 5,97% untuk siklon 4 inlet.

#### **1.2. Saran**

Tambahkan jumlah inlet pada siklon untuk mengurangi wall heat flux dan mengurangi heat loss pada siklon. Penelitian lebih jauh mengenai pengaruh konstruksi dan parameter geometri siklon terhadap perilaku dan koefisien perpindahan panas pada siklon perlu dilakukan. Terutama mengenai pengaruh jumlah inlet ganjil/genap terhadap parameter-parameter perpindahan panas pada siklon.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] C.J. Stairmand, The design and performance of cyclone separators, *Trans, Inst, Chem. Eng.* 29919510 356-383.
- [2] A.V.S.K.S. Gupta, P.K. Nag, Prediction of the heat transfer coefficient on the cyclone separator of a CFB, *Int. J. Energy res.* 24(2000) 1065-1079
- [3] K. Elsayed, C. Lacor, The Effect of cyclone inlet dimension on the flow pattern and performance, *Applied Mathematical Modelling* 35 (2011) 1952-1968
- [4] B. Zhao, Experimental investigation of flow pattern in cyclones with conventional and symmetrical inlet geometries, *Chemical Engineering & Technology* 28 (9) (2005) 969-972.
- [5] F.M. White, *Mekanika Fluida Edisi Kedua Jilid 1*, Erlangga, Jakarta (1998)
- [6] Julius Satria, *Prediksi Numerik Perpindahan Panas pada Dinding Siklon*, Jurusan Teknik Mesin FT-UA, Tugas Akhir, Padang, 2011
- [7] W.D. Griffiths, F. Boysan, Computational fluid dynamics (CFD) and empirical modeling of the performance of a number of cyclone samplers, *Journal of Aerosol Science* 27 (2) (1996) 281-304.
- [8] F. Kaya, I. Karagoz, Performance analysis of numerical schemes in highly swirling turbulent flows in cyclones, *Current Science* 94 (10) (2008) 1273-1278
- [9] S.K. Shukla, P. Shukla, P. Ghosh, Evaluation of numerical schemes using different simulation methods for the continuous phase modeling of cyclone separators, *Advanced Powder Technology* (2010) 1-11.
- [10] J. Dirgo, D. Leith, Cyclone collection efficiency: comparison of experimental results with theoretical predictions, *Aerosol Science and Technology*, Chemnitz, Germany, 2007.