

BAB IV

MODEL EKSPERIMENTAL DAN PENGOLAHAN DATA VALIDASI SIMULASI

Pada penelitian ini digunakan model eksperimental fan aksial sudu banyak (*multi-wing fan*) sebagai validasi dari simulasi CFD yang akan dilakukan. Sudu yang digunakan pada Multi-wing Fan berjumlah 5 buah. Pada model eksperimen multi-wing fan ini akan diukur perbedaan tekanan (*pressure rise*) dan kecepatan aliran udara pada arah aksial dengan variasi putaran motor (RPM).

Hasil dari pengukuran ini yaitu kecepatan (debit aliran) akan digunakan sebagai data validasi simulasi CFD yang akan dilakukan. Validasi dilakukan dengan membandingkan data hasil eksperimen dengan data hasil simulasi (debit aliran), dan dihitung berapa error/kesalahan dari simulasi yang dilakukan.

4.1 MODEL EKSPERIMENTAL MULTI-WING FAN

4.1.1 Instalasi Alat Uji Multi-wing Fan (*Experimental Set-up*)

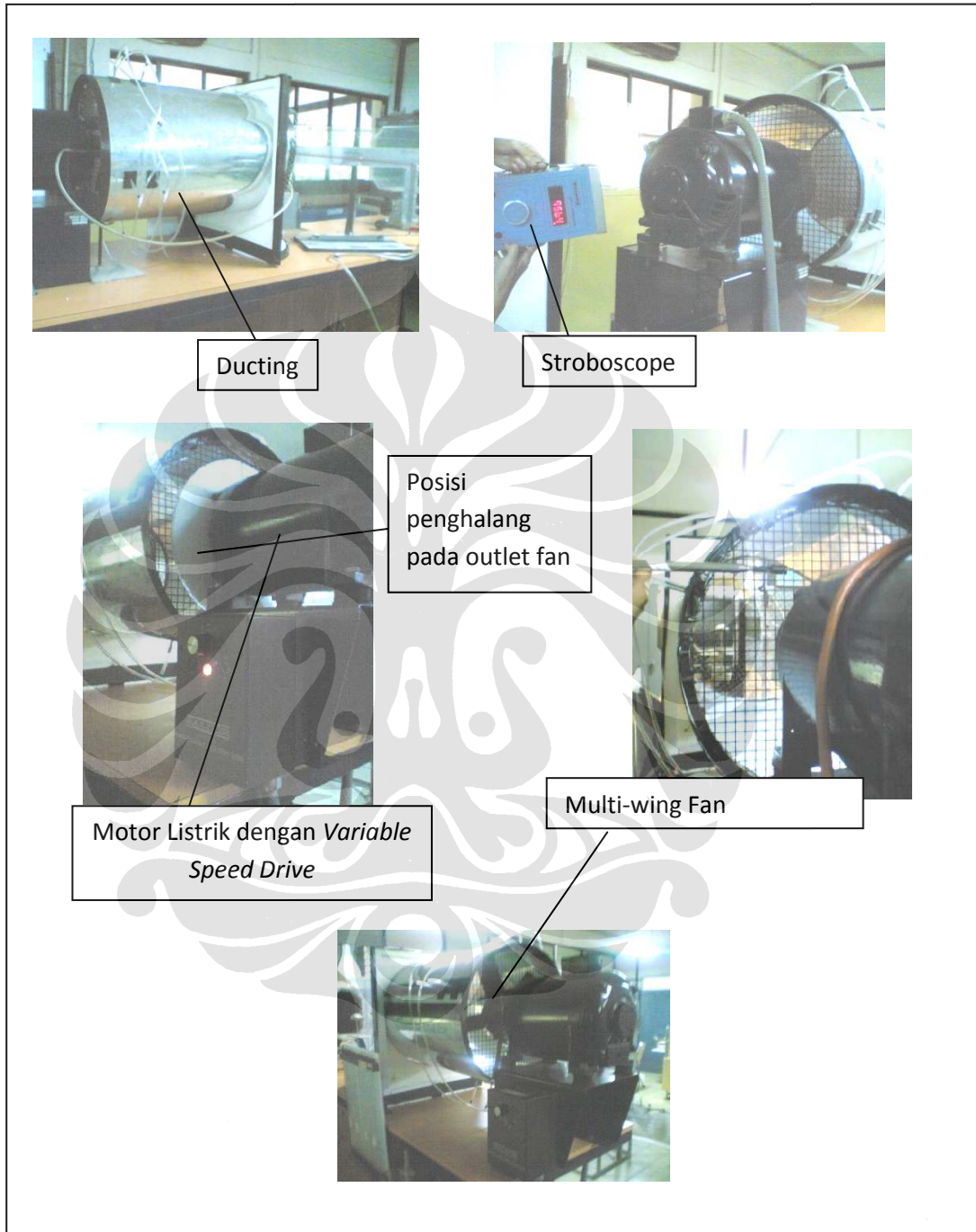
Alat Uji yang digunakan dalam eksperimen ini antara lain :

- Fan Aksial Sudu Banyak (*Multi-wing Fan*) dengan jumlah sudu 5 buah berdiameter **420 mm**
- Motor Listrik DC dengan *variabel speed drive*
- Ducting dengan diameter dalam **430 mm**
- *Pitot Tube* dan manometer miring

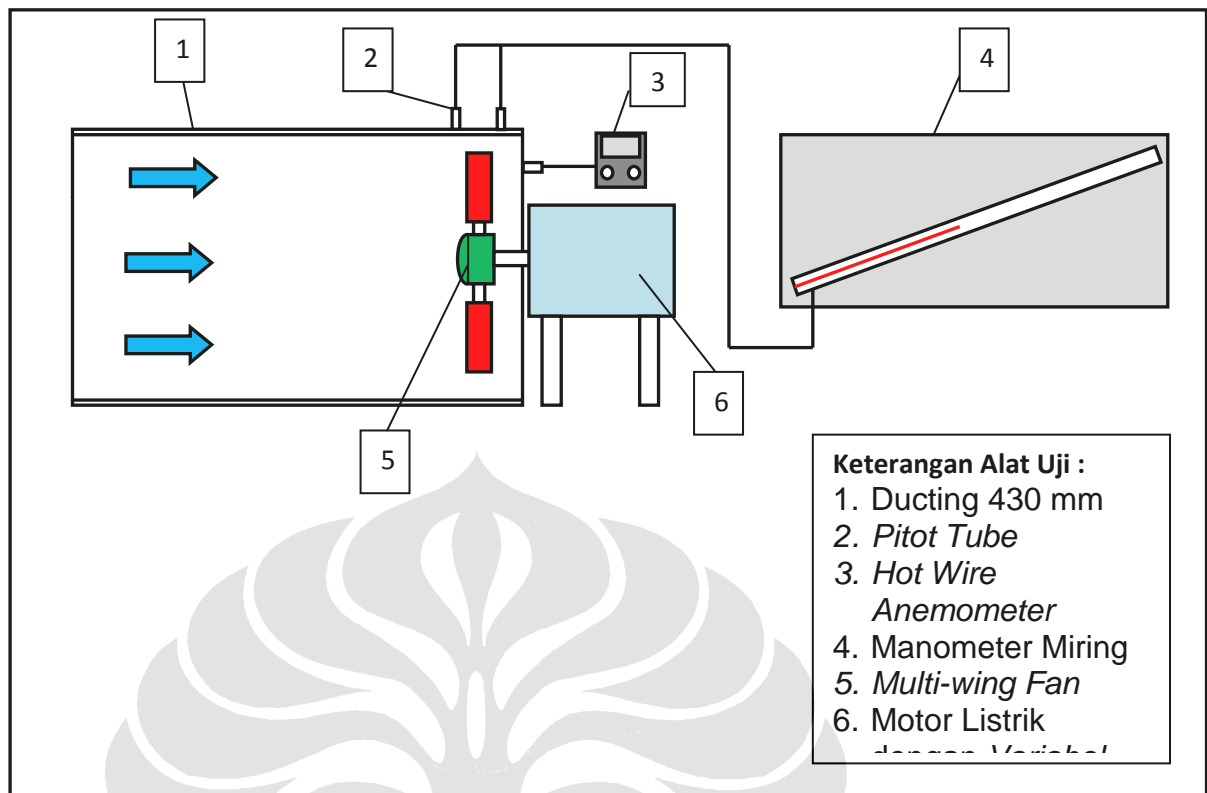


Gambar 4.1 Manometer Miring

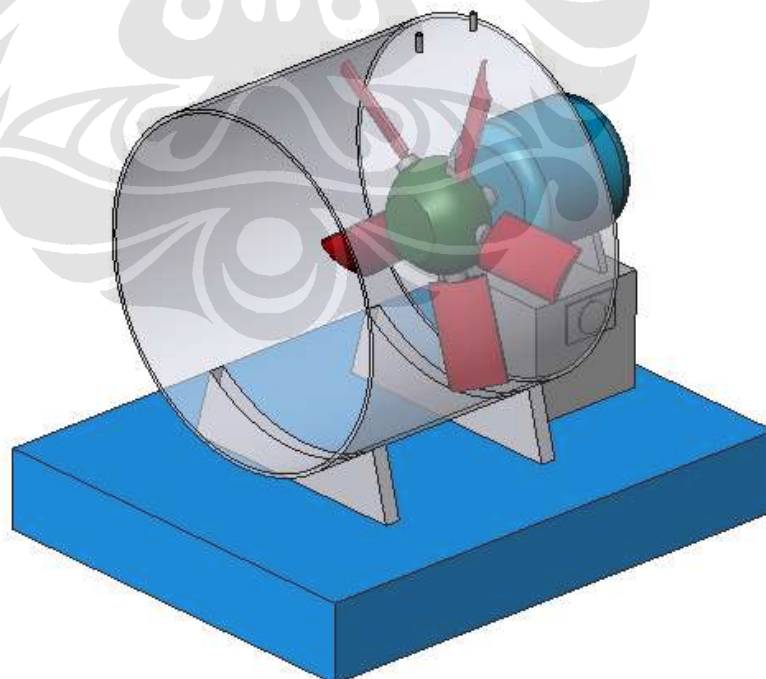
- *Hot Wire Anemometer*
- *Stroboscope*



Gambar 4.2 Instalasi Alat Uji *Multi-wing Fan*



Gambar 4.3 Skematik Alat Uji Multi-wing Fan



Gambar 4.4 Model Eksperimental Multi-wing Fan

Tabel 4.1 Spesifikasi Multi-wing fan yang digunakan dalam eksperimen

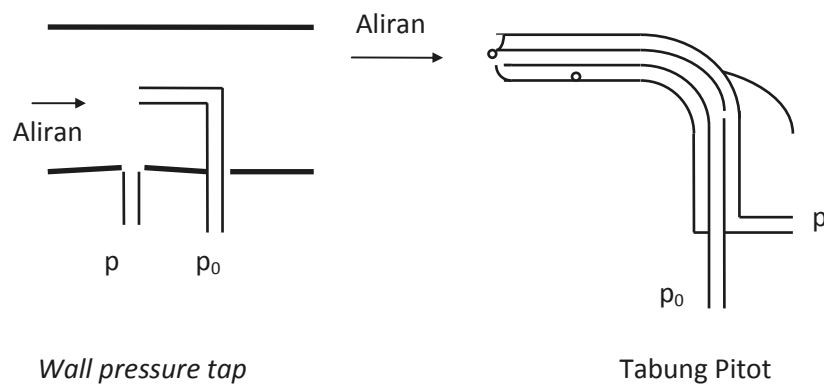
Data Multi-wing Fan		
Jumlah Sudu/blade		5
Sudut blade		35°
Diameter Hub	mm	130
Diameter Tip Fan	mm	402
Diameter Ducting	mm	426
Panjang Ducting	mm	370
Motor :	RPM	2800

Tabel 4.2 Alat Uji yang digunakan

Jenis Pengukuran	Alat	Unit
Kecepatan angular Fan	Stroboscope	RPM
Tekanan	Manometer Miring	inH ₂ O
Kecepatan Aksial	Hot Wire Anemometer	m/s

4.1.2 Prosedur Pengujian

1. Alat uji dirangkai dan disiapkan dengan baik sebelum dilakukan pengujian
2. Manometer miring dikalibrasi terlebih dahulu dengan menggunakan *hot wire anemometer* dengan mengukur tekanan dinamik pada sisi outlet
3. Keadaan manometer miring dipastikan berada pada kondisi nol saat alat tidak dihidupkan
4. Motor listrik dihidupkan pada nilai 20% RPM (560 RPM), kemudian angka ini diukur dengan menggunakan *stroboscope*
5. Kemudian nilai perubahan tekanan statik pada manometer miring dicatat. tekanan statik dapat diukur dengan membuat lubang kecil pada dinding aliran sedemikian rupa sehingga sumbunya tegak lurus dinding aliran (*wall pressure tap*). Cara lain adalah dengan memasang *probe* atau tabung pitot pada aliran fluida jauh dari dinding aliran (**gambar 4.5**). Pengukuran tekanan statis dilakukan oleh lubang kecil dibagian bawah dinding tabung.



Gambar 4.5 pengukuran tekanan staik dan dinamik menggunakan tabung pitot

6. Setelah itu dilakukan pengukuran kecepatan aliran dengan menggunakan *hot wire anemometer* , angka pengukuran yang terbaca pada *hot wire anemometer* kemudian dicatat.
7. Kemudian dilakukan pengukuran nilai tekanan dinamik pada outlet fan, setelah itu hasil yang terbaca pada manometer miring dicatat .
8. Percobaan dilakukan kembali untuk nilai RPM yang berbeda dan pengukuran dilakukan kembali untuk mengetahui nilai tekanan static, dinamik, serta kecepatan outlet
9. Percobaan dilakukan kembali dengan menggunakan penghalang pada sisi outlet.

4.1.3 Kalibrasi Alat Uji

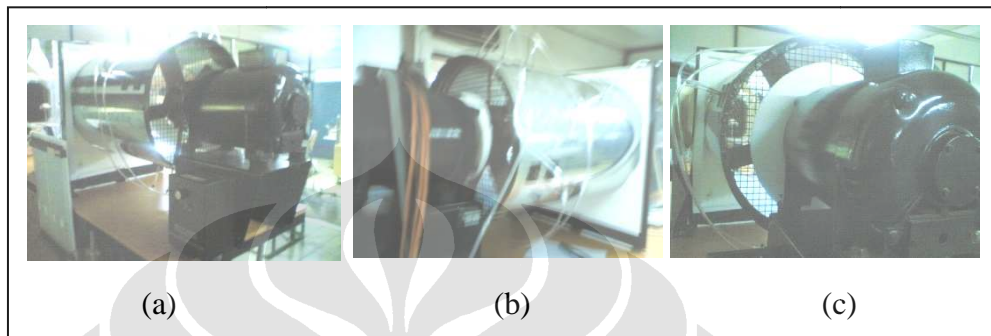
Kalibrasi alat uji yang dilakukan pada eksperimen ini antara lain kalibrasi data kecepatan aksial pada outlet fan. Kalibrasi dilakukan dengan mengukur data kecepatan dengan *hot wire anemometer* kemudian mengkalibrasikan hasilnya dengan hasil pengukuran tekanan dinamik pada sisi outlet fan.

Kalibrasi yang kedua ialah kalibrasi kecepatan angular (RPM) pada motor listrik. Kalibrasi dilakukan dengan menggunakan stroboscope, yaitu mengkalibrasi data hasil pengukuran *stroboscope* dengan settingan *variabel speed drive* pada motor listrik.

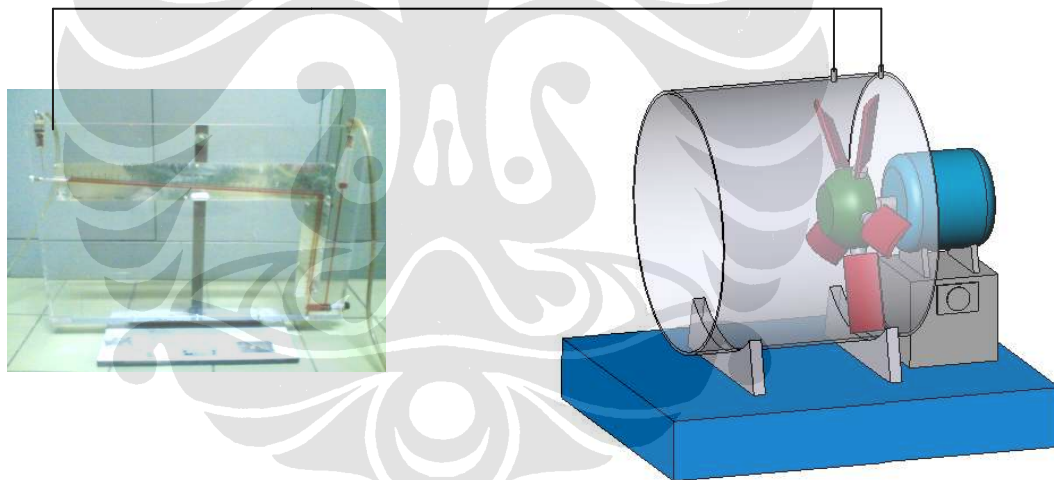
4.2 PENGUKURAN KENAIKAN TEKANAN STATIK DAN KECEPATAN

ARAH AKSIAL FAN

Setelah dilakukan pengukuran kemudian didapat hasil dari percobaan pada kondisi outlet fan tanpa halangan (outlet 100 %), kondisi outlet fan tertutup dengan menggunakan penghalang berbentuk lingkaran berdiameter 220 mm (outlet 50 %) dan kondisi outlet fan tertutup dengan menggunakan penghalang berbentuk lingkaran berdiameter 325 mm (outlet 25 %) sebagai berikut :



Gambar 4.6 Kondisi outlet fan (a) Tanpa halangan, (b) Penghalang outlet fan (50 %), (c) Penghalang outlet fan (75 %)



Gambar 4.7 Pengukuran kenaikan tekanan statik dengan manometer miring

4.3 PENGAMBILAN DAN PENGOLAHAN DATA EKSPERIMEN

- **Kondisi Outlet 100%**
 - Luas penampang inlet : 0.142459 m^2
 - Luas penampang outlet : 0.142459 m^2

Tabel 4.3 Data eksperimen dengan kondisi outlet 100 %

% RPM _{motor}	RPM	ΔP_{static} (inH ₂ O)	ΔP_{static} (Pa)	v(m/s)					Q(m ³ /s)
				1	2	3	4	v _{mean}	
20%	560	0,015	3,74	1,43	1,43	2,02	2,02	1,72	0,24
30%	840	0,06	14,95	2,47	2,85	3,19	3,19	2,93	0,42
40%	1120	0,21	52,31	4,03	4,28	5,34	4,51	4,54	0,64
50%	1400	0,45	112,10	6,05	6,05	7,41	6,38	6,47	0,92
60%	1680	0,735	183,09	7,81	7,81	9,02	8,56	8,30	1,18

- **Kondisi Outlet 50%**

- Luas penampang inlet : 0.142459 m²
- Luas penampang outlet : 0.103974 m²

Tabel 4.4 Data eksperimen dengan kondisi outlet 50 %

% RPM _{motor}	RPM	ΔP_{static} (inH ₂ O)	ΔP_{static} (Pa)	v(m/s)					Q(m ³ /s)
				1	2	3	4	v _{mean}	
20%	560	0,03	7,47	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	0,18
30%	840	0,09	22,42	2,67	3,03	3,34	3,34	3,10	0,32
40%	1120	0,27	67,26	4,62	4,73	5,34	5,52	5,05	0,53
50%	1400	0,48	119,57	6,38	6,69	7,81	7,41	7,07	0,74
60%	1680	0,84	209,24	8,68	8,56	9,67	9,78	9,17	0,95

- **Kondisi Outlet 25 %**

- Luas penampang inlet : 0.142459 m²
- Luas penampang outlet : 0.059543 m²

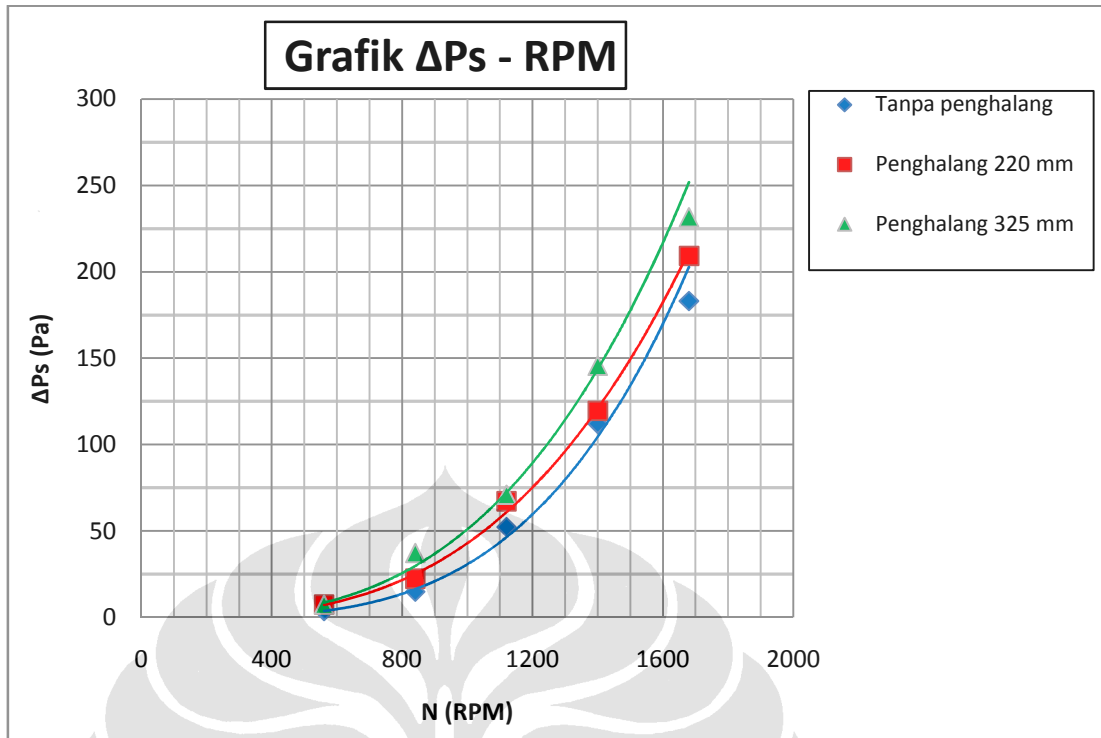
Tabel 4.5 Hasil data eksperimen dengan kondisi outlet 25 %

% RPM _{motor}	RPM	ΔP_{static} (inH ₂ O)	ΔP_{static} (Pa)	v(m/s)					Q(m ³ /s)
				1	2	3	4	v _{mean}	
20%	560	0,03	7,47	2,02	2,02	1,43	1,43	1,72	0,10
30%	840	0,15	37,37	2,85	3,19	3,49	3,49	3,26	0,19
40%	1120	0,285	70,99	5,14	5,14	5,34	6,38	5,50	0,33
50%	1400	0,585	145,72	6,69	7,27	8,19	8,32	7,62	0,45
60%	1680	0,93	231,66	9,46	9,24	10,29	10,86	9,96	0,59

Tabel 4.6 Pengukuran daya listrik pada tiap putaran motor

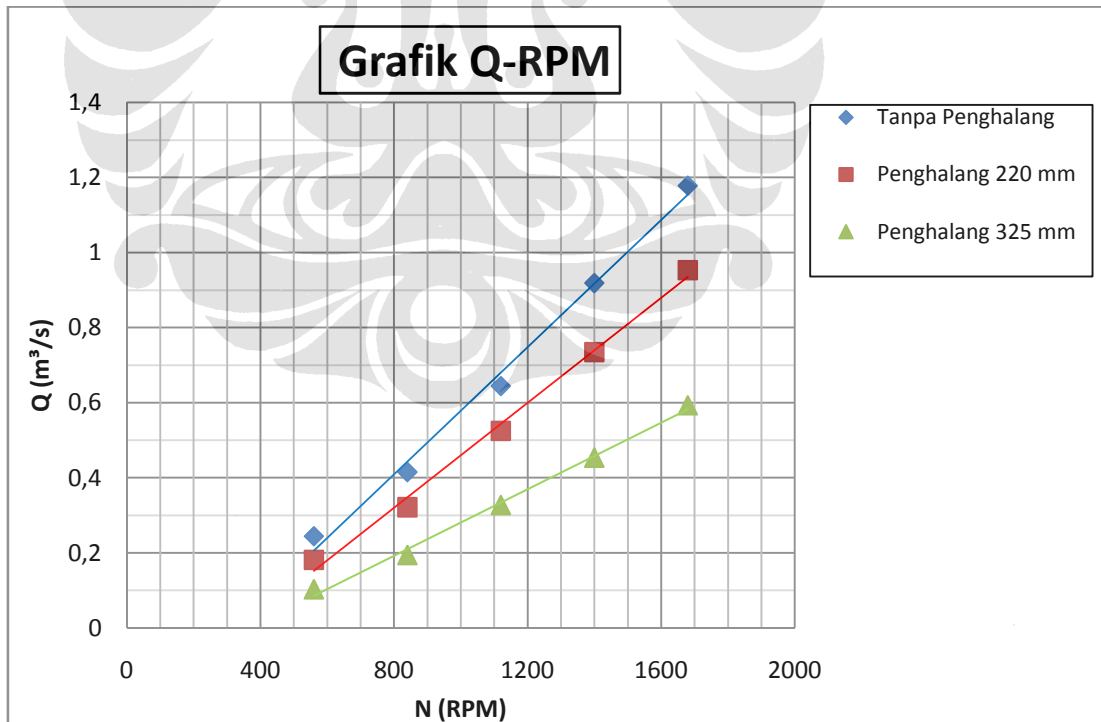
Putaran Motor (RPM)	Daya Listrik (W)
560	165
840	264
1120	407
1400	572
1680	759

- **Grafik Kenaikan Tekanan (Pa) vs Putaran Motor (RPM)**



Gambar 4.8 Grafik Kenaikan Tekanan Statik vs Putaran Motor hasil eksperimen

- **Grafik Debit Aliran (m^3/s) vs Putaran Motor (RPM)**



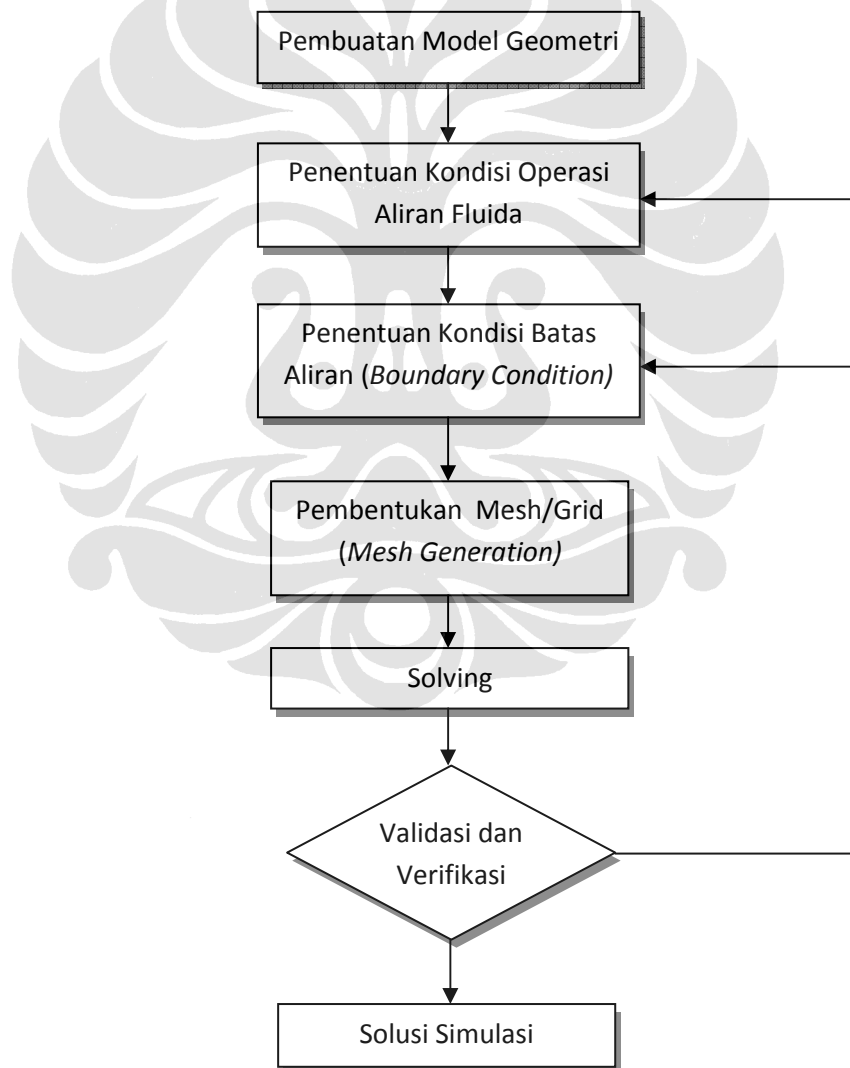
Gambar 4.9 Grafik Debit Aliran vs Putaran Motor Hasil Eksperimen

BAB V

PEMODELAN COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)

5.1 TAHAPAN SIMULASI CFD

Simulasi pada skripsi ini dilakukan dengan menggunakan paket CFD EFD.Lab 8. Urutan langkah-langkah dalam pemodelan melalui simulasi CFD ini ialah sebagai berikut.



Gambar 5.1 Diagram Alir Pemodelan CFD

Gambar 5.1 menunjukkan diagram alir dari suatu pemodelan CFD, diawali dengan pembuatan model geometri yang ingin di simulasikan, kemudian di ikuti dengan penentuan kondisi aliran operasi aliran fluida yang akan disimulasikan, penentuan kondisi batas (*Boundary Condition*) aliran fluida, pembentukan mesh atau jarring-jaring grid, kemudian penyelesaian (*solving*) simulasi yang dilakukan oleh solver dari software EFD.Lab.

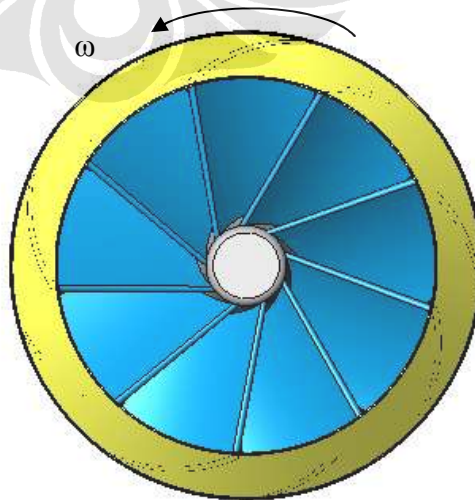
Hasil dari simulasi perlu dilakukan validasi dan verifikasi untuk meyakini bahwa hasil simulasi yang telah dilakukan mendekati kondisi real nya. Pada skripsi ini validasi hasil simulasi dilakukan dengan membandingkan data pengukuran (debit aliran) hasil simulasi dengan data eksperimen.

5.1.1 Kondisi Operasi Aliran Fluida (*Model Analysis*)

- Asumsi Aliran udara : *Steady state, incompressible, isothermal*, dan turbulen
- Penggunaan *rotating reference frame*
- Densitas udara : $1,225 \text{ kg/m}^3$
- Viskositas : $1,81 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$

5.1.2 Pendekatan *Rotating Reference Frame*

Pendekatan *rotating reference frame* digunakan untuk mensimulasikan aliran rotasional pada *rotating machinery* misalnya fan. Pada software EFD.Lab di gunakan *rotating region* feature untuk mensimulasikan aliran rotasional tersebut, dengan memasukkan nilai kecepatan angular yang diinginkan.



Gambar 5.2 Pendekatan *rotating reference frame*

5.1.3 Kondisi Batas

Boundary conditions adalah kondisi dari batasan sebuah kontrol volume tersebut. Dalam analisa menggunakan *CFD* seluruh titik dalam kontrol volume tersebut di cari nilainya secara detail, seperti yang telah di jelaskan sebelumnya, dengan memanfaatkan nilai-nilai yang telah diketahui pada *boundary conditions*.

1. *Inlet flow boundary condition*

Internal flow adalah tipe aliran dimana aliran fluida berada didalam obyek. Pendefinisian *boundary condition* dilakukan secara manual pada sisi *inlet* dan *outlet* obyek. Pada tahapan ini kondisi batas dari obyek diklasifikasikan pada *pressure opening*, *flow opening* dan *fan* tergantung pada kondisi batas yang dibutuhkan obyek tersebut.

Untuk kondisi batas *pressure opening*, parameter yang digunakan dapat berupa *static pressure*, *total pressure*, atau *environment pressure* yang didefinisikan arah dan nilainya. Pada banyak kasus nilai *static pressure* biasanya tidak diketahui, untuk itu nilainya dapat menggunakan *total pressure* yang diketahui ataupun sebaliknya. *Environment pressure* mewakili kondisi keluar aliran ke lingkungan

Kondisi batas *flow opening* adalah kondisi yang mewakili kondisi dinamis parameter aliran fluida. Kondisi ini digunakan apabila dalam kasus diketahui nilai dan arah dari aliran massa, aliran volume, kecepatan, *mach number* dan lain-lain. Kondisi terakhir adalah *fan boundary condition*. Kondisi ini merepresentasikan penggunaan *fan* pada permukaan yang dipilih sebagai kondisi batasnya dan untuk itu maka nilai debit aliran rata-rata dan *pressure drop* yang melewati *fan* perlu didefinisikan.

2. *External boundary condition*

Pada kondisi eksternal, misalnya pada pesawat dan bangunan, maka parameter *external incoming flow (ambient condition)* perlu didefinisikan. Parameter-parameter tersebut antara lain adalah kecepatan, temperatur, tekanan, komposisi fluida dan parameter turbulensi fluida.

3. *Wall boundary condition*

Wall boundary condition merepresentasikan kondisi dinding batas aliran. Pada software kondisi batas ini didefinisikan sebagai *no-slip*, yaitu nilai parameter kecepatan pada permukaan batas adalah nol. Permukaan solid yang digunakan juga adalah dengan kondisi *impermeable*. Namun untuk pengkondisian khusus, maka

pilihan *ideal wall*, yaitu pada jenis *slip condition* juga dapat dilakukan. Sebagai contoh Jika jenis aliran fluida yang disimulasikan adalah *non-Newtonian*, maka pemilihan kondisi batas *slip* dapat dispesifikasikan, jika nilai *shear stress* (τ) melebihi *yield stress*-nya ($\tau_{0, slip}$) dengan kecepatannya (*slip velocity*) adalah :

$$v_{slip} = C_1 (\tau - \tau_{0, slip})^{C_2} \quad (5.1)$$

Dimana C_1 dan C_2 didefinisikan seperti halnya $\tau_{0, slip}$

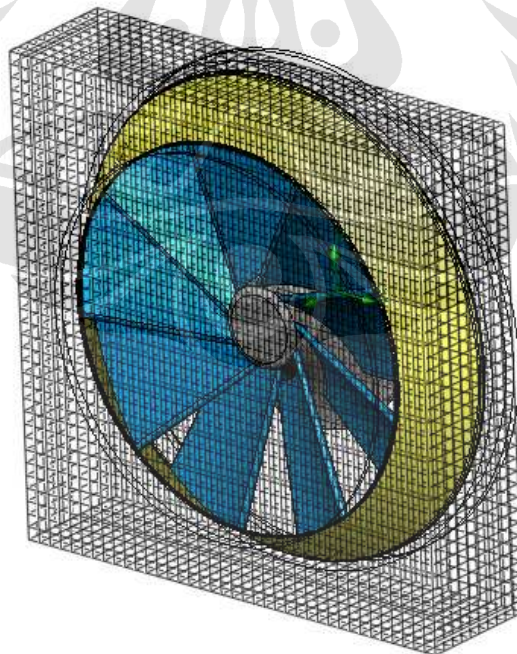
Sebagai tambahan, pendefinisian batas permukaan juga dapat dikondisikan pada dinding yang bertranslasi maupun berotasi tanpa mengubah model.

4. *Internal fluid boundary condition*

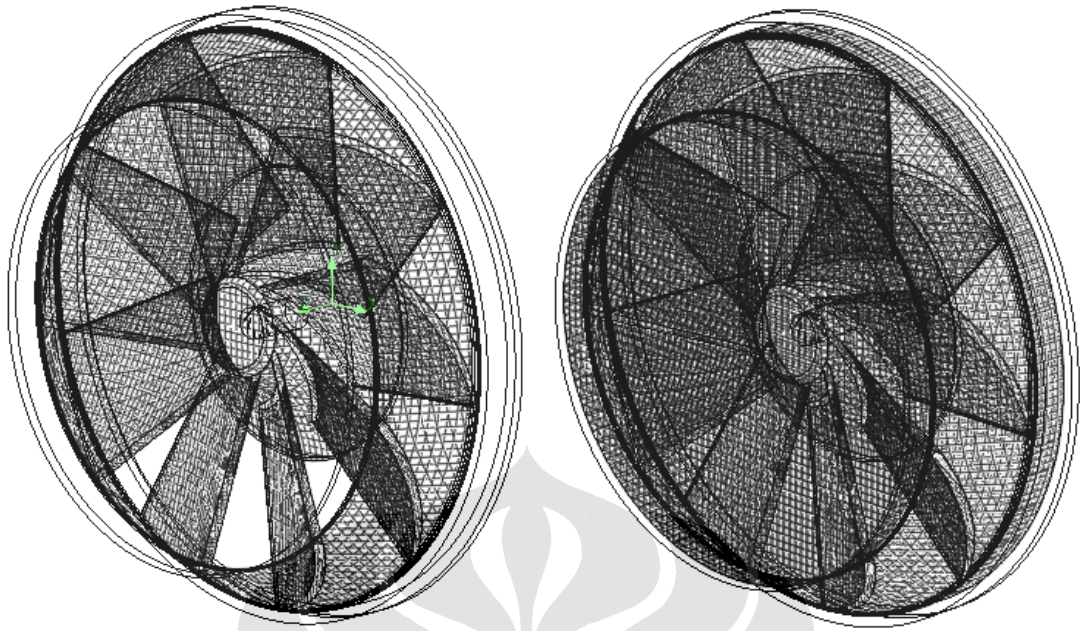
Kondisi batas ini didefinisikan apabila terdapat satu atau beberapa daerah batas *non-intersecting axisymmetric rotating*, yaitu dispesifikasikan permukaan yang dijadikan referensi putaran. Dalam hal ini parameter aliran harus diset *axisymmetric*.

5.1.4 Pembentukan Mesh (*Mesh Generation*)

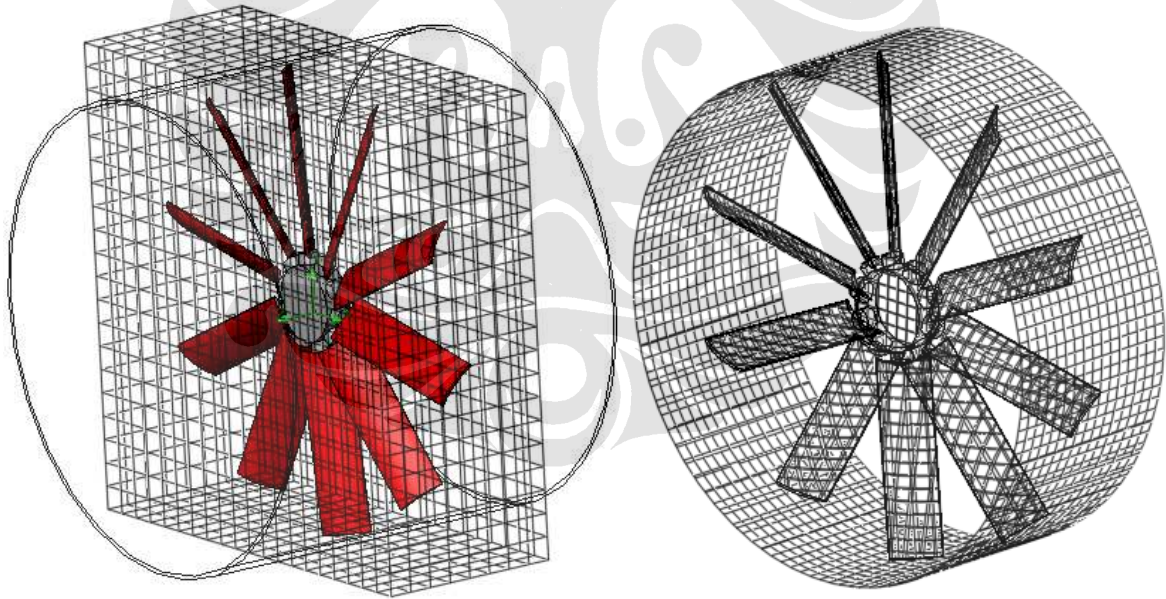
Dengan menggunakan teknologi mesh dari EFD.Lab Rectangular Adaptive Mesh dapat dihasilkan computational mesh yang digunakan untuk simulasi.



Gambar 5.3 *Basic Mesh* Pada Simulasi Mixed Flow Fan



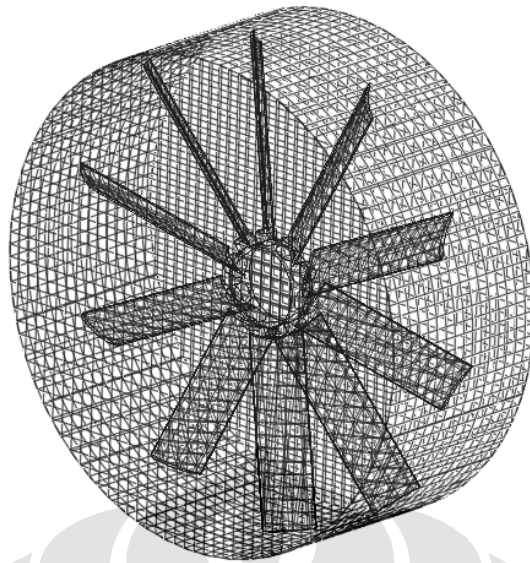
Gambar 5.4 *Computational Mesh* untuk aliran fluida pada simulasi *mixed-flow fan*



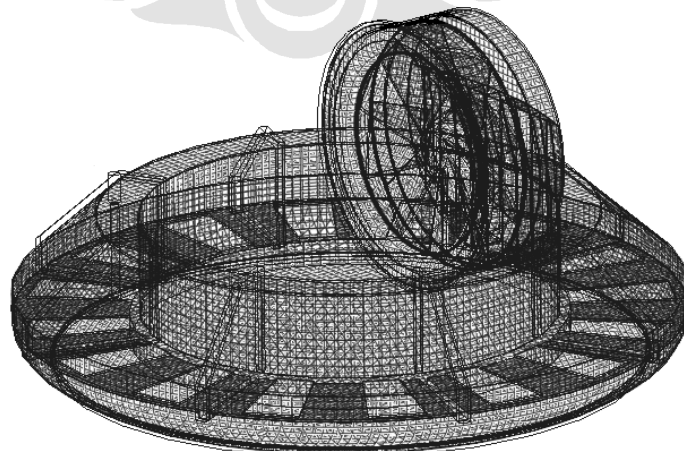
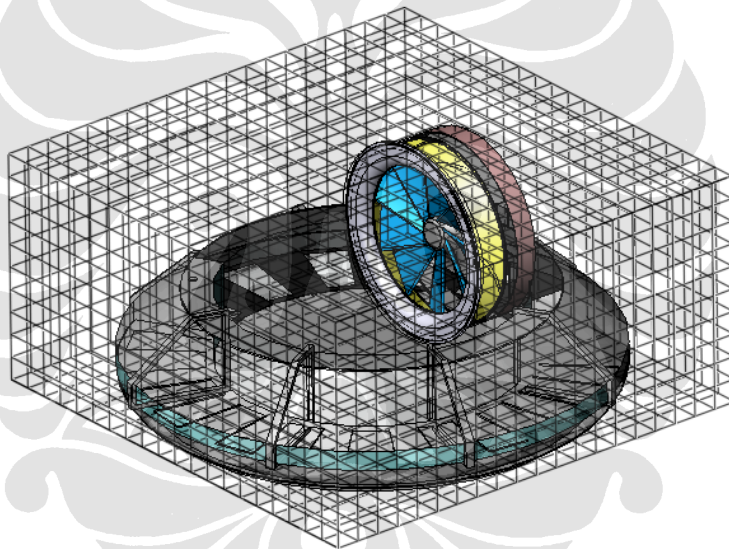
(a)

(b)

Gambar 5.5 Pembentukan Mesh pada simulasi fan aksial (a) basic mesh (b) computational mesh pada permukaan dinding ducting dan sudu fan



Gambar 5.6 *Computational Mesh* untuk *flow region* dari simulasi fan aksial

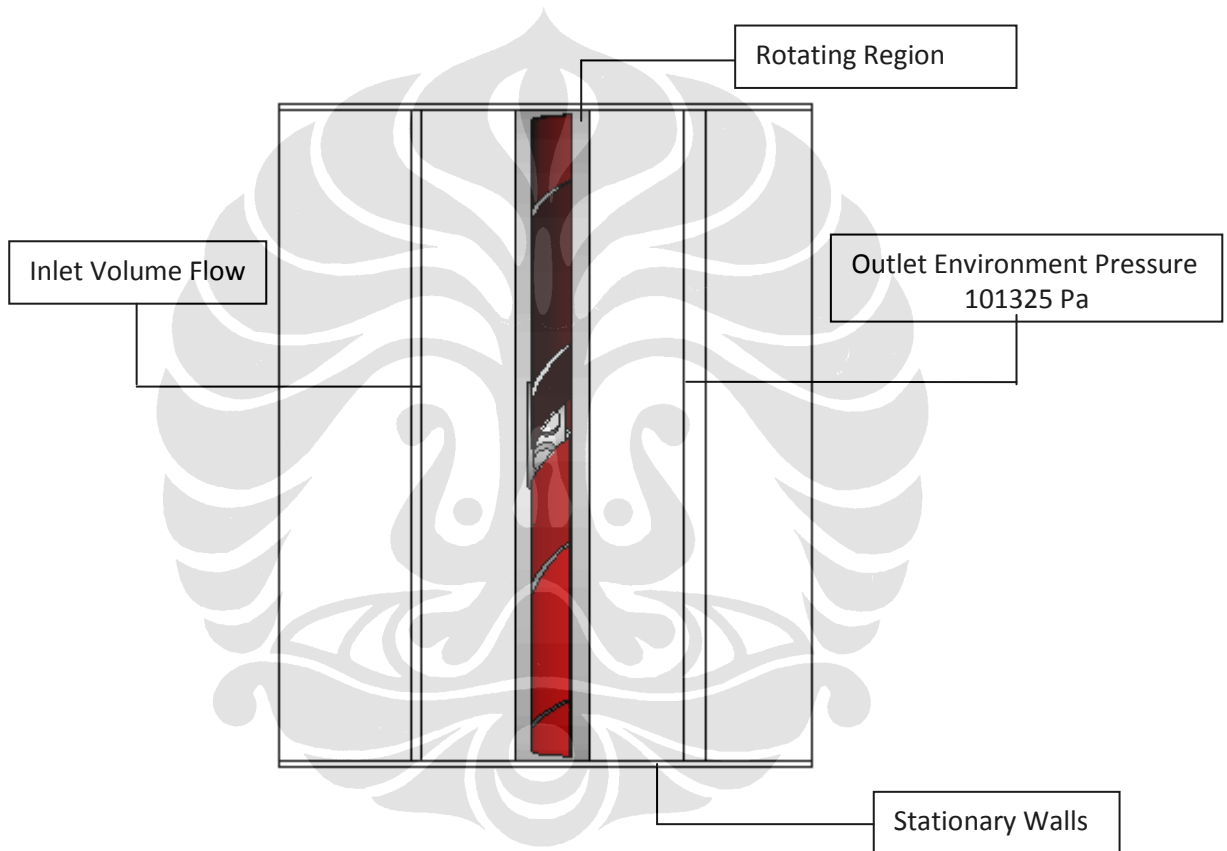


Gambar 5.7 *Computational Mesh* pada simulasi integrasi ke sistem *hovercraft*

5.2 SIMULASI ALIRAN UDARA PADA FAN

5.2.1 Simulasi Aliran Udara Pada *Axial-Flow Fan*

Simulasi pertama ialah simulasi performance karakteristik dari fan aksial, simulasi dilakukan untuk mendapatkan kurva performance karakteristik dari fan aksial untuk tiap variasi jumlah sudu dan variasi sudut blade. Simulasi dilakukan dengan penggunaan *rotating reference frame (Rotating Region)* dan penggunaan *stationary moving wall* pada dinding ducting. Kondisi batas dari simulasi ialah **inlet volume flow** dan **outlet environment pressure** .



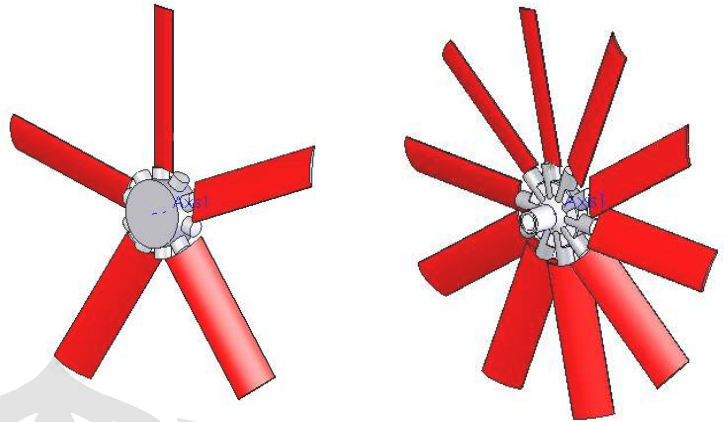
Gambar 5.8 *Boundary Conditions* pada simulasi *axial fan*

Karena simulasi ini bertujuan untuk mengetahui performance karakteristik dari fan untuk tiap variasi jumlah blade dan sudut blade, maka input data dari simulasi ini ialah Debit aliran/volume flow rate, sehingga akan dihasilkan grafik performance karakteristik dari fan aksial tersebut.

Input Data Simulasi

Tabel 5.1 Input Data Simulasi Fan Aksial

No	Q (m ³ /s)
1	0,1
2	0,3
3	0,8
4	1,2
5	1,6
6	2
7	2,4
8	3
9	3,5
10	4
11	4,5
12	5
13	5,5
14	6

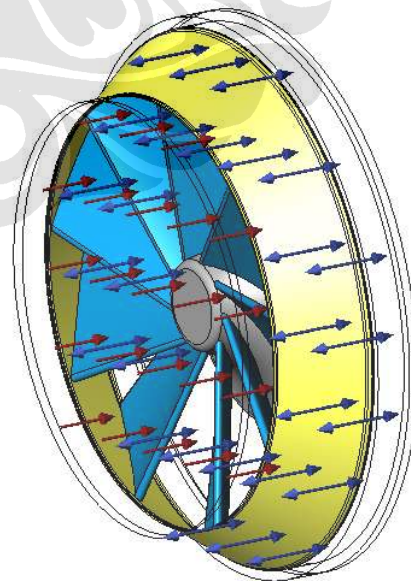


No	Variasi Blade Angle
1	25°
2	30°
3	35°
4	40°

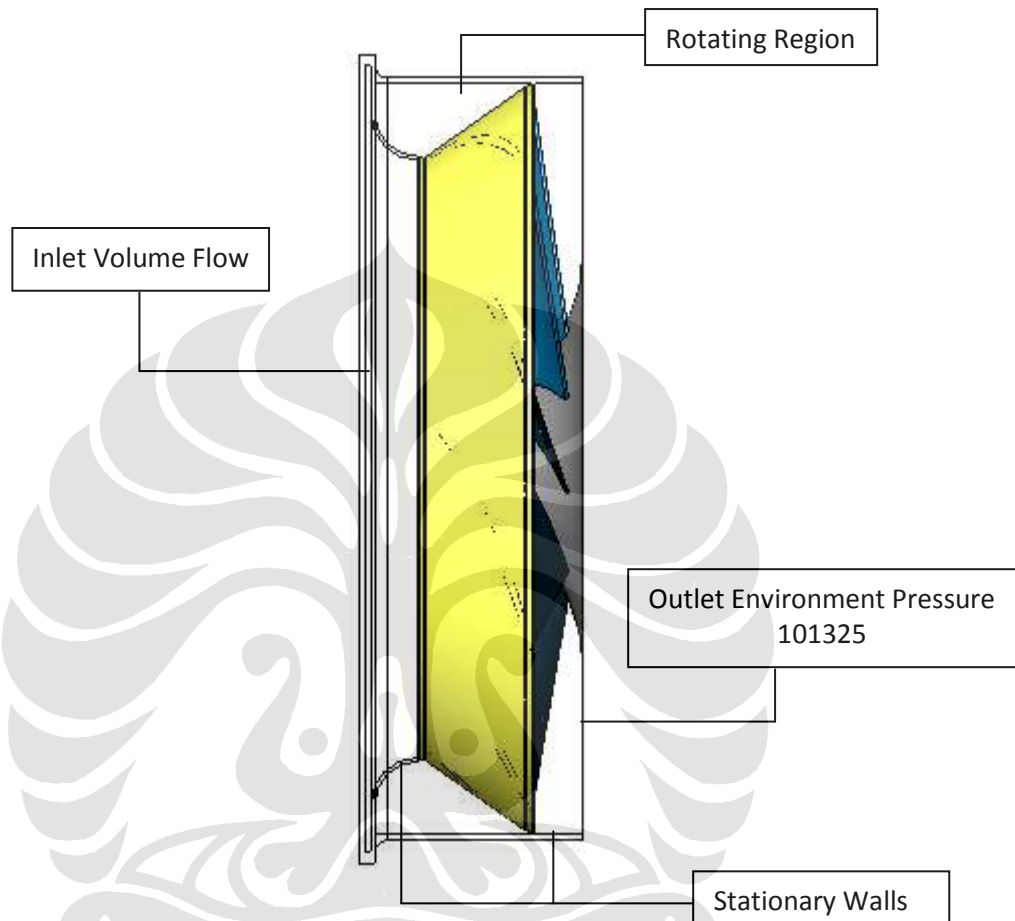
5.2.2 Simulasi Aliran Udara Pada *Mixed-Flow Fan*

Tabel 5.2 Input data pada simulasi mixed-flow fan

No	Debit Aliran (m ³ /s)
1	0,1
2	0,4
3	0,8
4	1,2
5	1,6
6	2
7	2,4
8	2,8
9	3,2
10	3,6
11	4
12	4,5
13	5
14	5,3
15	5,4
16	6



Simulasi ke dua ialah simulasi aliran udara pada *mixed-flow fan*, simulasi ini juga bertujuan untuk mendapatkan grafik performance karakteristik dari *mixed flow fan* yang akan digunakan pada sistem *hovercraft*. Untuk mendapatkan grafik performance karakteristik maka input data berupa debit aliran atau *volume flow rate*.



Gambar 5.9 *Boundary Conditions* pada simulasi mixed flow fan

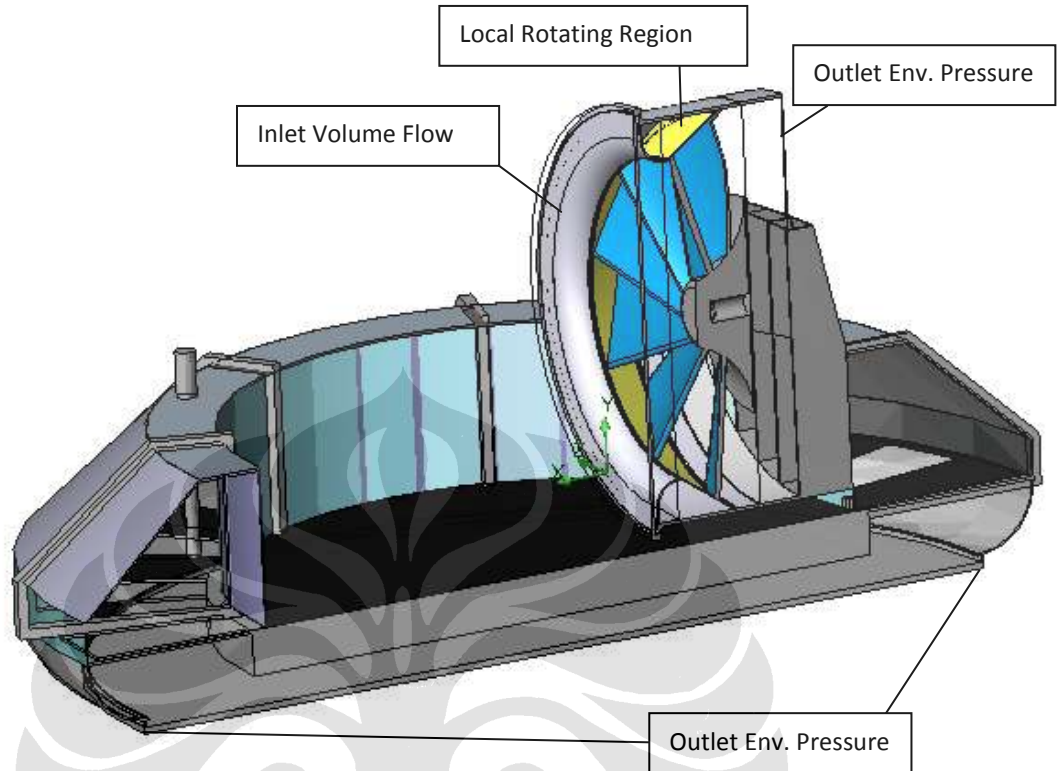
5.2.3 Simulasi Integrasi Mixed Flow Fan Ke dalam Sistem Circular Hovercraft-

Hasil Modifikasi

Pada tahap ini akan di simulasikan integrasi mixed flow fan ke dalam sistem circular hovercraft hasil modifikasi bersama tim optimasi circular hovercraft lainnya [5] dan [6].

Boundary conditions untuk simulasi sistem hovercraft secara menyeluruh terdiri dari inlet volume flow pada area inlet dari ducting, kemudian terdapat dua outlet environment pressure yaitu pada sisi *thrust* gaya dorong dan bagian bawah

untuk hover gap. Pada *mixed flow fan* digunakan *local rotating region* untuk merepresentasikan aliran rotasional fan

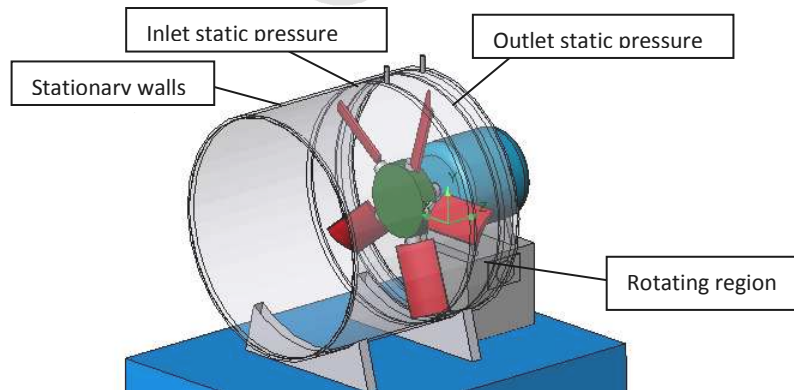


Gambar 5.10 Boundary Conditions untuk simulasi hasil simulasi optimasi desain circular hovercraft secara keseluruhan

5.3 VALIDASI DAN VERIFIKASI HASIL SIMULASI

5.3.1 Validasi Hasil Simulasi Dengan Data Eksperimen

Seperti telah dijelaskan pada bab sebelumnya, validasi bertujuan untuk mengetahui tingkat kebenaran atau ke-valid-an dari hasil simulasi yang dilakukan.



Gambar 5.11 Boundary Conditions pada Simulasi model eksperimental fan aksial

Simulasi dilakukan pada model eksperimental multi-wing fan dengan input data tekanan inlet dan tekanan outlet dari fan hasil pengukuran. Kemudian data debit aliran hasil simulasi dibandingkan dengan data debit aliran hasil eksperimen.

Berikut perbandingan hasil simulasi dan hasil eksperimen untuk nilai debit aliran/volume flow rate :

Tabel 5.3 Perbandingan data hasil simulasi dan eksperimen pada kondisi outlet 100 %

% RPM _{motor}	RPM	ΔP_{static} (Pa)	Q(m ³ /s)	
			Eksperimen	Simulasi
20%	560	3,74	0,24	0,30
30%	840	14,95	0,42	0,51
40%	1120	52,31	0,64	0,76
50%	1400	112,10	0,92	1,06
60%	1680	183,09	1,18	1,26

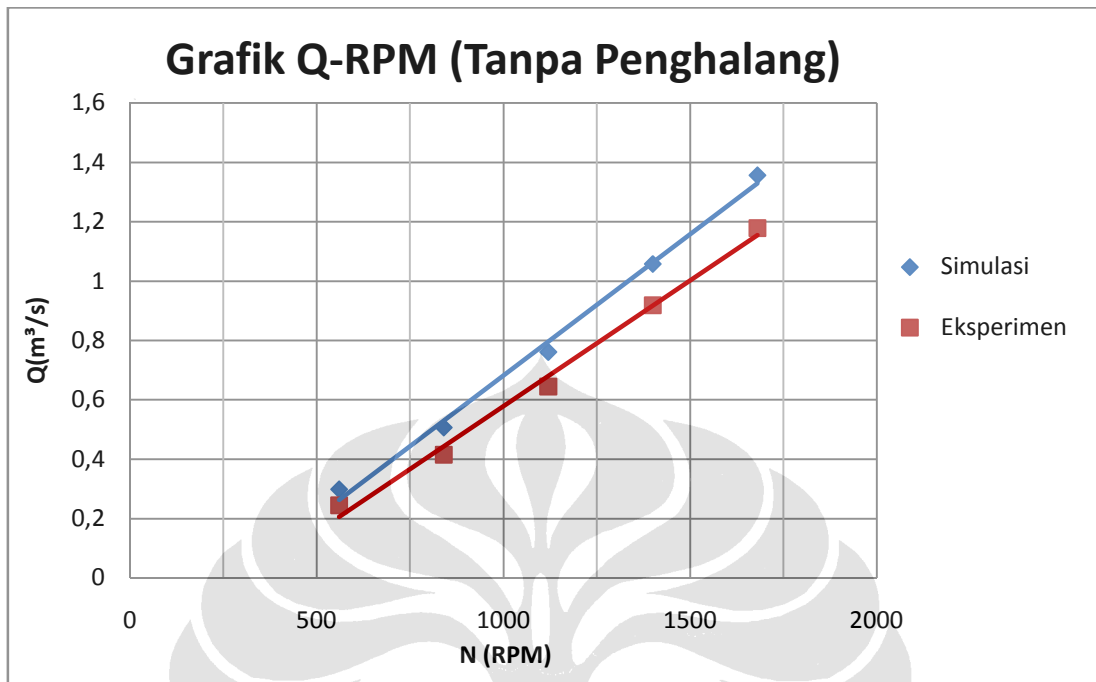
Tabel 5.4 Perbandingan data hasil simulasi dan eksperimen pada kondisi outlet 50 %

% RPM _{motor}	RPM	ΔP_{static} (Pa)	Q(m ³ /s)	
			Eksperimen	Simulasi
20%	560	7,47	0,18	0,22
30%	840	22,42	0,32	0,39
40%	1120	67,26	0,53	0,60
50%	1400	119,57	0,74	0,85
60%	1680	209,24	0,95	1,10

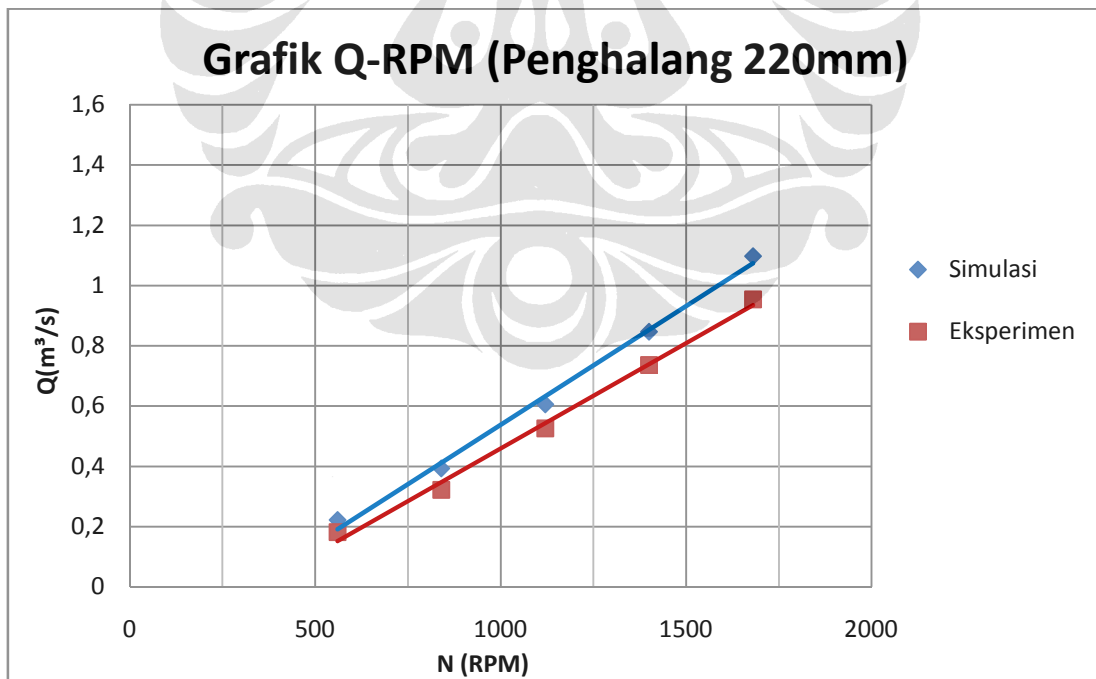
Tabel 5.5 Perbandingan data hasil simulasi dan eksperimen pada kondisi outlet 25 %

% RPM _{motor}	RPM	ΔP_{static} (Pa)	Q(m ³ /s)	
			Eksperimen	Simulasi
20%	560	7,47	0,10	0,13
30%	840	37,37	0,19	0,24
40%	1120	70,99	0,33	0,38
50%	1400	145,72	0,45	0,52
60%	1680	231,66	0,59	0,68

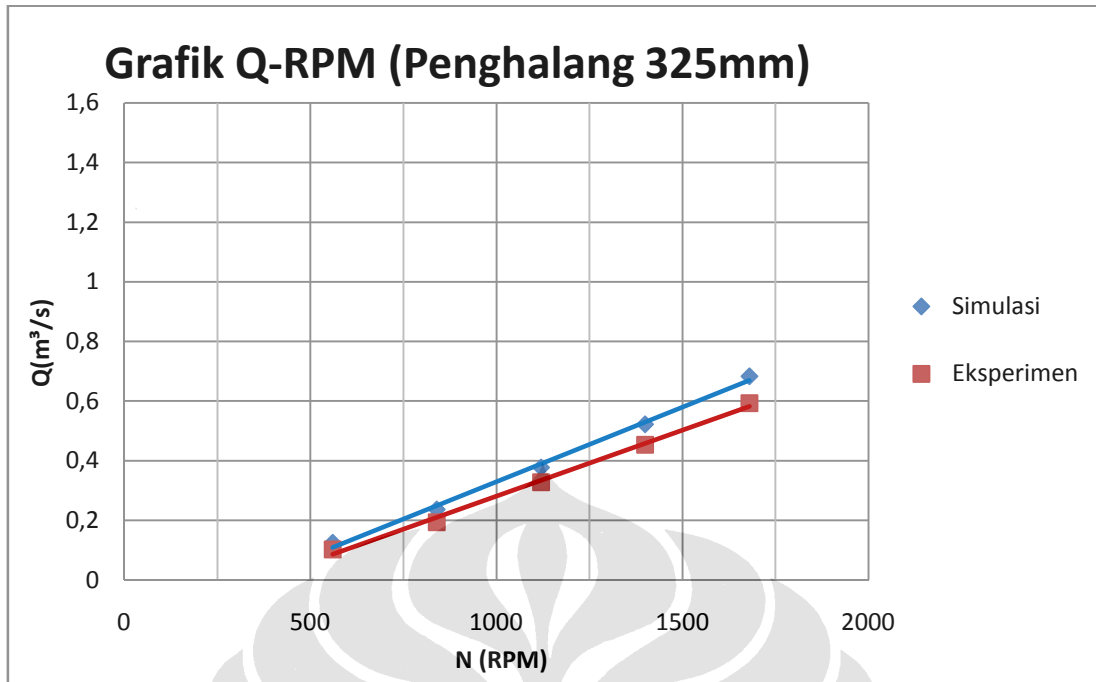
- **Grafik Perbandingan Hasil Simulasi dan Hasil Pengukuran untuk debit aliran vs kecepatan**



Gambar 5.12 Grafik perbandingan debit aliran hasil simulasi dan hasil pengukuran untuk kondisi outlet 100%



Gambar 5.13 Grafik perbandingan debit aliran hasil simulasi dan hasil pengukuran untuk kondisi outlet 50%



Gambar 5.14 Grafik perbandingan debit aliran hasil simulasi dan hasil pengukuran untuk kondisi outlet 25%

Setelah didapat data eksperimen dan simulasi, kedua data tersebut dibandingkan sebagai validasi sehingga didapat nilai penyimpangan (*error*) antara eksperimen dan simulasi. Penyimpangan (*error*) yang dihasilkan antara data eksperimen dan simulasi adalah sebagai berikut :

Tabel 5.6 Penyimpangan (*error*) eksperimen dan simulasi

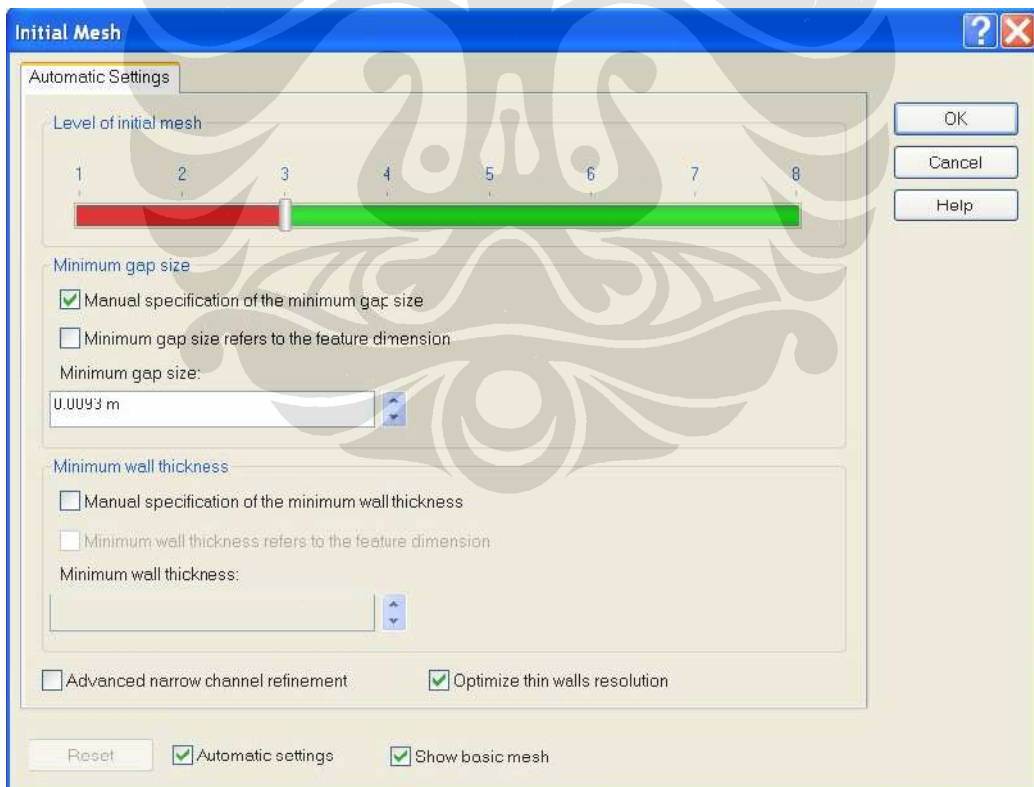
	Outlet 100 % (%)	Outlet 50 % (%)	Outlet 25 % (%)
	18.03278689	18.03278689	18.03278689
	18.03278689	18.03278689	18.03278689
	15.32599492	13.11902693	13.11902693
	13.11902693	13.11902693	13.11902693
	13.11902693	13.11902693	13.11902693
jumlah	77.62962256	75.42265457	75.42265457
rata-rata	15.52592451	15.08453091	15.08453091

Dari data perhitungan *error* diatas, dapat diketahui bahwa *error* maksimum yang terjadi sebesar 18.03278689 %, *error* minimum yang terjadi sebesar 13.11902693 % dan *error* rata-rata yang terjadi antara data hasil eksperimen dan data hasil simulasi sebesar 15,3 %

Penyimpangan data tersebut dapat disebabkan oleh berbagai hal antara lain tingkat keakuratan alat ukur yang dipakai pada saat eksperimen dan pengambilan data, kondisi alat uji yang memiliki beberapa losses akibat bentuk dan dimensinya dan putaran motor yang tidak konstan pada saat pengambilan data.

5.3.2 Verifikasi Hasil Simulasi Dengan Pengujian *Mesh Dependency Test*

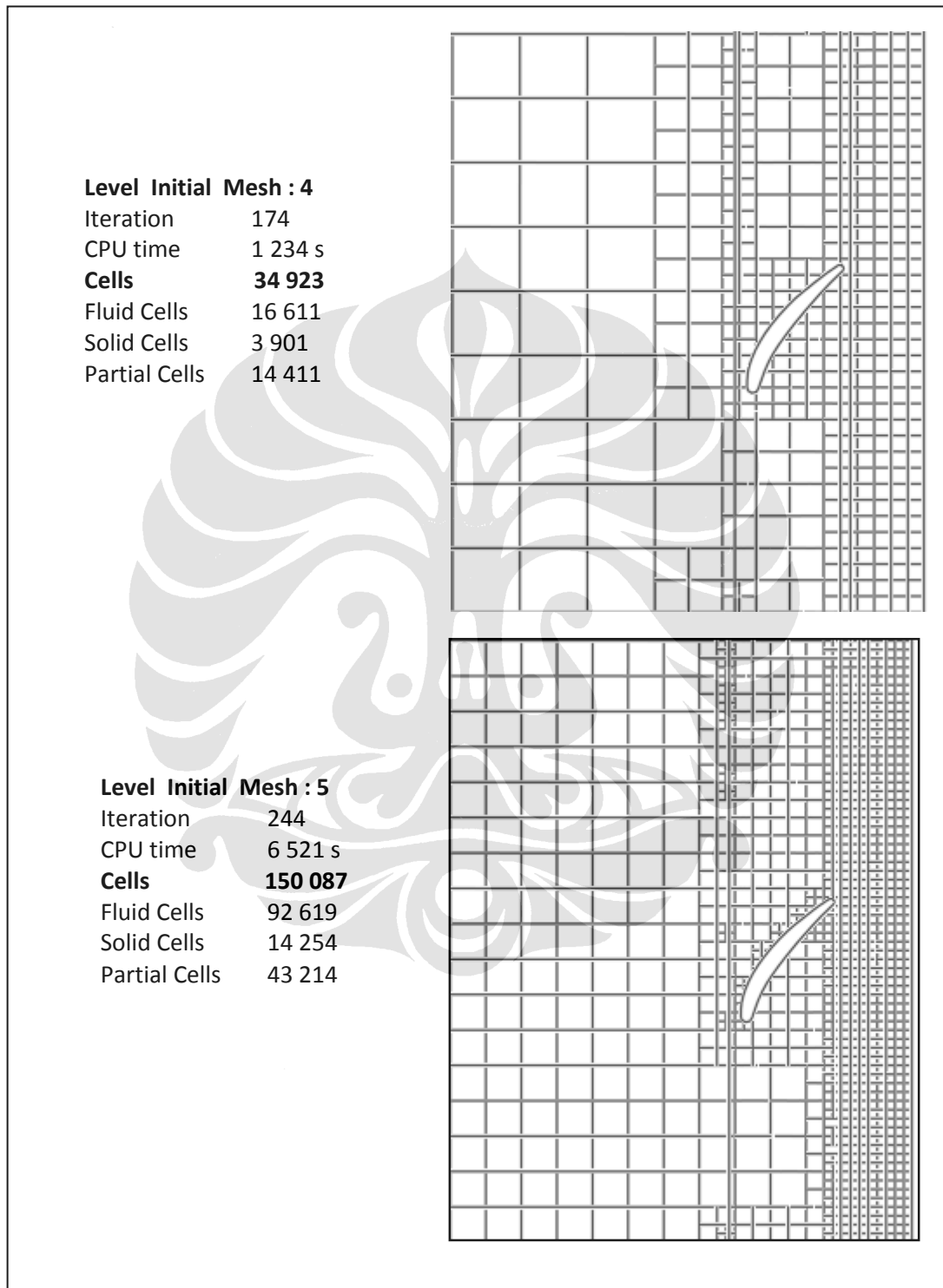
Verifikasi model pada skripsi ini lebih ditekankan pada penggunaan ukuran mesh yang sesuai, sehingga perubahan jumlah mesh tidak mempengaruhi hasil secara signifikan. Jumlah mesh sangat mempengaruhi hasil penyelesaian. Semakin besar jumlah mesh yang digunakan maka semakin akurat pula hasil yang didapat. Namun, jumlah mesh yang begitu besar juga berpengaruh terhadap semakin banyaknya daerah perhitungan yang harus diselesaikan dan tentu saja pada akhirnya waktu yang dibutuhkan pun semakin lama. Penggunaan jumlah mesh yang sedikit dapat mempercepat proses penyelesaian, namun hasil yang didapat kurang akurat sehingga tidak mencerminkan kondisi yang sebenarnya (valid).



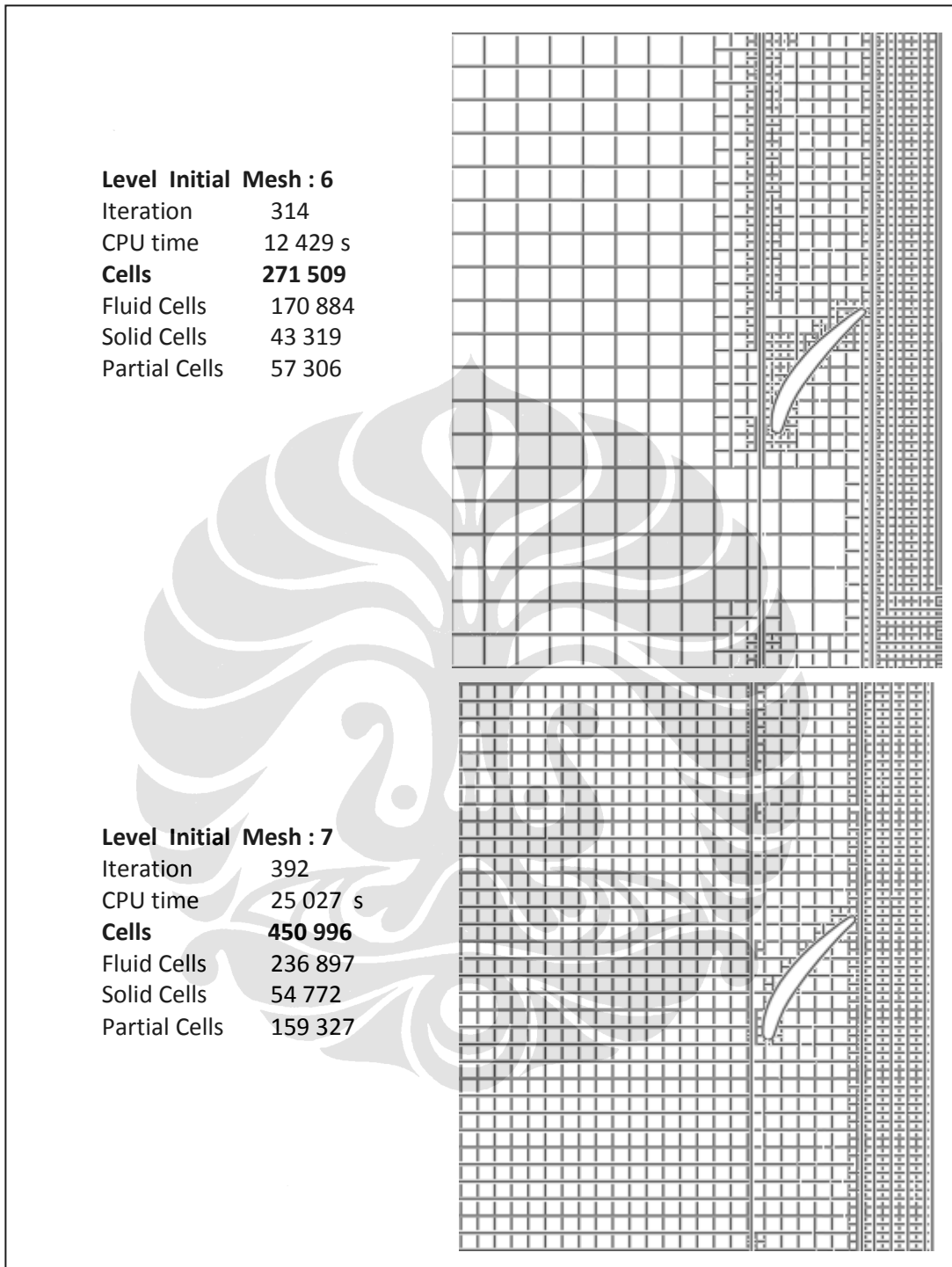
Gambar 5.15 Level initial mesh pada software EFD.Lab 8

Oleh karena itu, pemilihan jumlah mesh harus dilakukan percobaan dari jumlah cell dari mesh dengan level initial mesh terkecil sampai level initial mesh terbesar

(lih.gambar 5.12) hingga tidak terdapat perbedaan yang signifikan pada hasil simulasi. Pada skripsi ini mesh dependency test dilakukan untuk level initial mesh 4 sampai level initial mesh 7



Gambar 5.16 Jumlah Cell dan CPU time untuk level initial mesh 4 dan 5



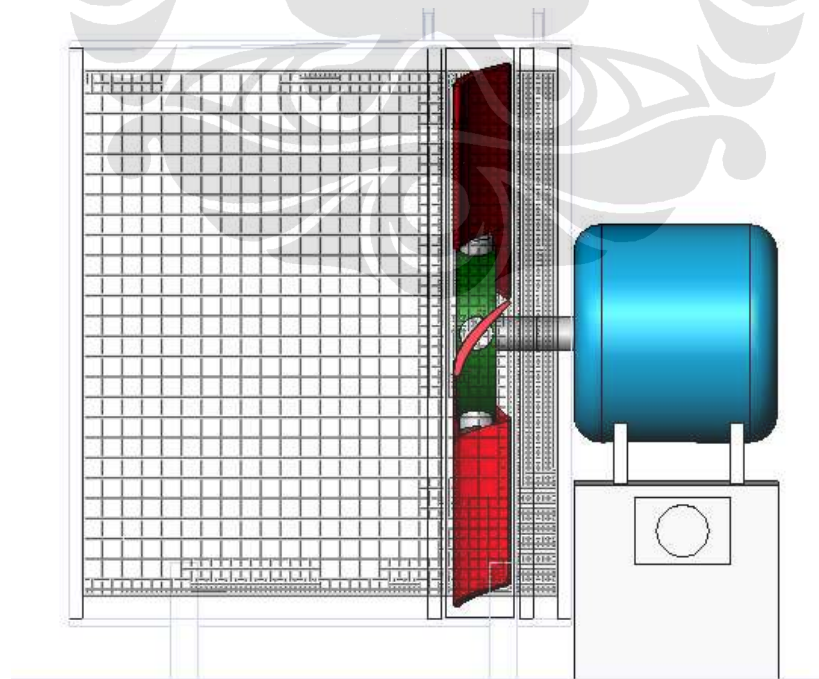
Gambar 5.17 Jumlah Cell dan CPU time untuk level initial mesh 6 dan 7

Setelah melakukan berbagai percobaan dengan jumlah mesh/cell yang berbeda maka digunakan level initial mesh 5 . Karena dengan menggunakan pilihan level initial mesh ini sudah didapat hasil yang cukup akurat dan tidak membutuhkan waktu yang sangat lama (lih. Tabel 5.7). *Mesh Dependency Test* ini dilakukan pada kondisi putaran motor 1680 RPM, nilai kenaikan tekanan 183 Pa.

Tabel 5.7 Hasil Pengujian *Level Initial Mesh* dengan jumlah cell berbeda dan level initial mesh yang dipilih untuk simulasi

Level Initial Mesh	Jumlah Cell	Hasil Simulasi (Debit Aliran)	Hasil Eksperimen (Debit Aliran)	CPU time (s)
4	34923	1,29	1,17	1254
5	150087	1,266		6521
6	271509	1,254		12429
7	450996	1,251		25027

Dari tabel 5.7 didapat bahwa pada level initial mesh 5 hasil simulasi tidak berbeda jauh dengan hasil yang didapat pada level initial mesh 6 dan 7, dan nilainya mendekati hasil eksperimen, kemudian juga CPU time atau waktu yang dibutuhkan untuk simulasi tidak terlalu banyak sehingga tidak membutuhkan resource memory computer yang terlalu besar.



Gambar 5.18 *Level Initial Mesh 5* yang digunakan untuk proses simulasi CFD dengan EFD.Lab 8

BAB VI

HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini terdiri dari hasil dari simulasi yang telah dilakukan, pada bagian awal merupakan hasil simulasi aliran udara pada fan aksial, kemudian hasil simulasi aliran udara pada *mixed flow* fan, serta diikuti dengan hasil simulasi optimasi desain hovercraft secara keseluruhan mengacu pada desain pembagi aliran [5] dan desain *bag*[6]. Analisa aliran udara pada fan di fokuskan pada aliran di sekitara area *upstream* (area sebelum memasuki fan) dan *downstream* (area setelah keluar fan) dari fan. Setelah itu pembahasan difokuskan pada grafik performance karakteristik fan, dari grafik ini akan ditentukan konfigurasi mana yang memiliki kinerja/performa paling baik, dan konfigurasi ini lah yang akan di integrasikan ke dalam sistem *circular hovercraft*.

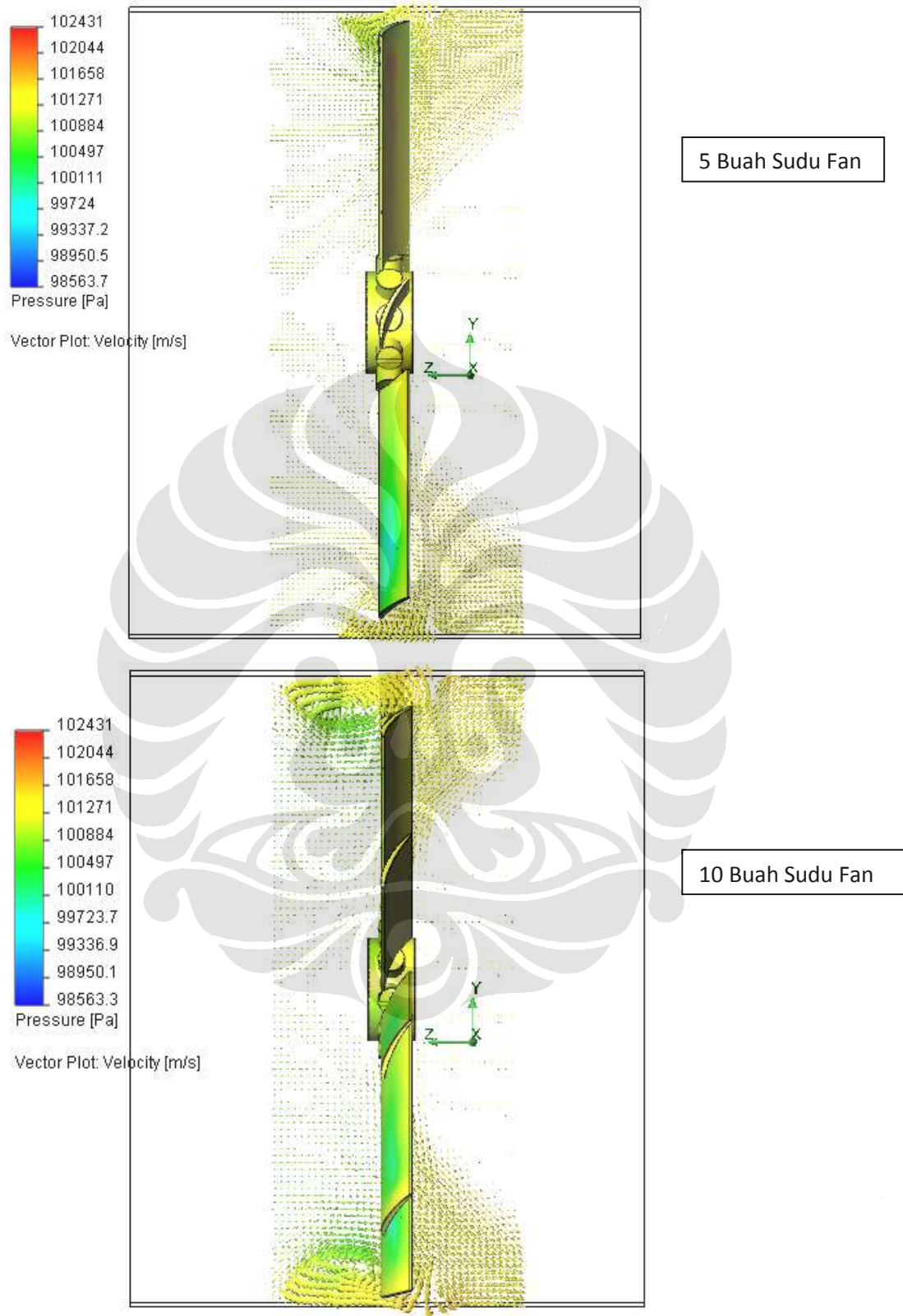
6.1 ANALISA ALIRAN UDARA PADA FAN AKSIAL

Pada bagaian ini akan dianalisa hasil simulasi yang telah dilakukan pada simulasi axial fan, dari hasil simulasi dapat dilihat distribusi maupun kontur tekanan pada daerah *up-stream* maupun *downstream*, kemudian kontur tekanan pada permukaan sudu fan, dan grafik performance karakteristik untuk tiap konfigurasi variasi, jumlah blade dan variasi sudut blade.

6.1.1 Hasil Simulasi Aliran Udara Pada Fan Aksial Dengan Variasi Jumlah Blade/ Sudu

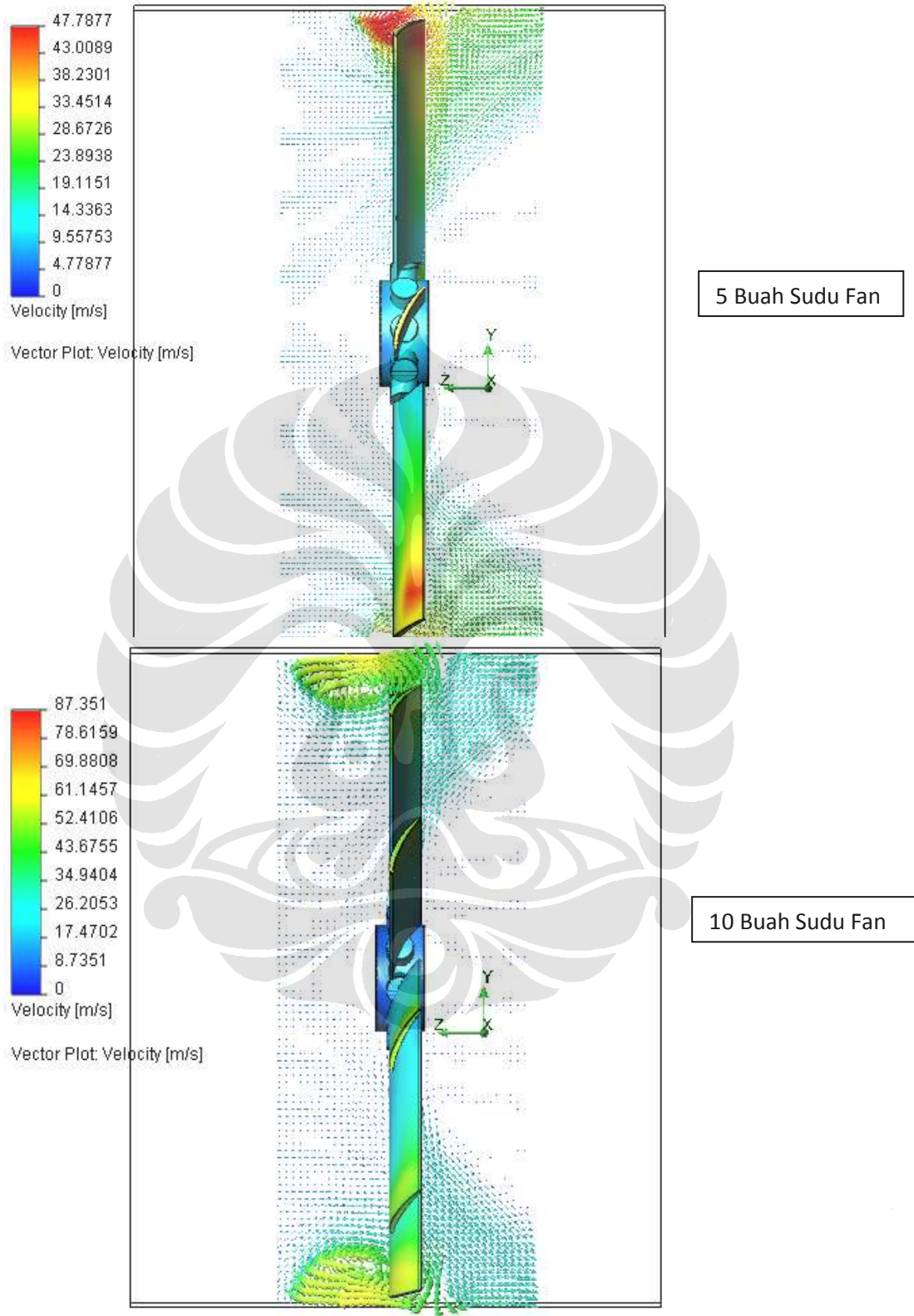
Pada bagian ini akan di bahas hasil-hasil simulasi kontur tekanan statik maupun kecepatan pada simulasi fan aksial dengan variasi jumlah blade/sudu (pada kondisi $Q = 2,4 \text{ m}^3/\text{s}$ dan blade angle 25^0). Kemudian grafik performance karakteristik dari tiap konfigurasi fan.

➤ Kontur Tekanan dan Kecepatan Pada Area *Up-stream* dan *Down-stream*



Gambar 6.1 Kontur Tekanan Pada Area Upstream dan Downstream -variasi jumlah sudu

Kontur Kecepatan Pada Area *Up-stream* dan *Down-stream*

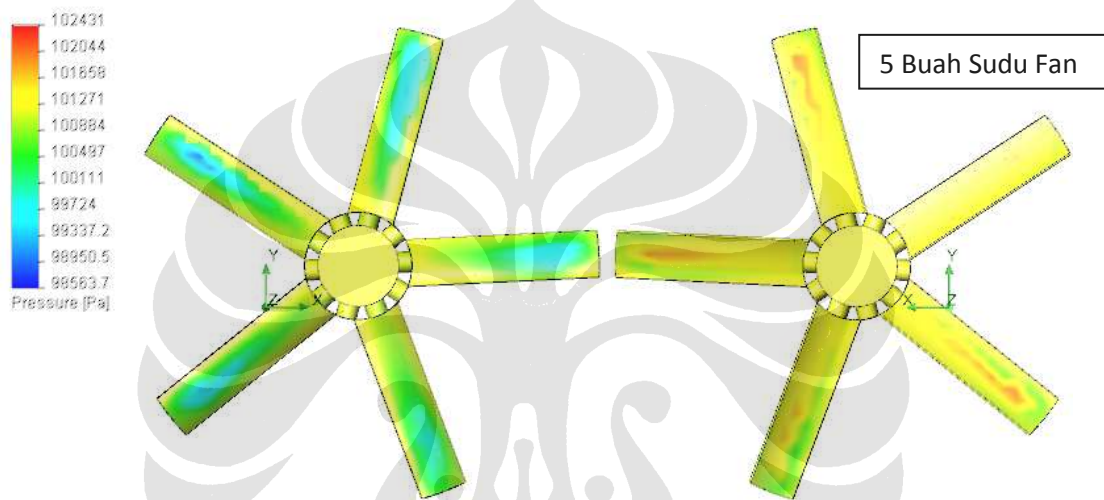


Gambar 6.2 Kontur Kecepatan Pada Area *upstream* dan *downstream*- variasi jumlah sudu

Pada gambar 6.1 dan 6.2 dari kontur tekanan dan kecepatan pada area upstream dan downstream dapat dilihat bahwa pada jumlah sudu 10 terjadi pemusatan konsentrasi tekanan dan kecepatan di daerah *up-stream* berbeda halnya dengan kontur tekanan dan kecepatan pada jumlah blade 5.

Dari gambar 6.1 juga dapat dilihat kenaikan tekanan yang terbesar terjadi pada fan aksial dengan jumlah blade 10 buah. Kenaikan tekanan terjadi akibat peningkatan kecepatan dalam arah radial pada tip dari fan (gambar6.2)

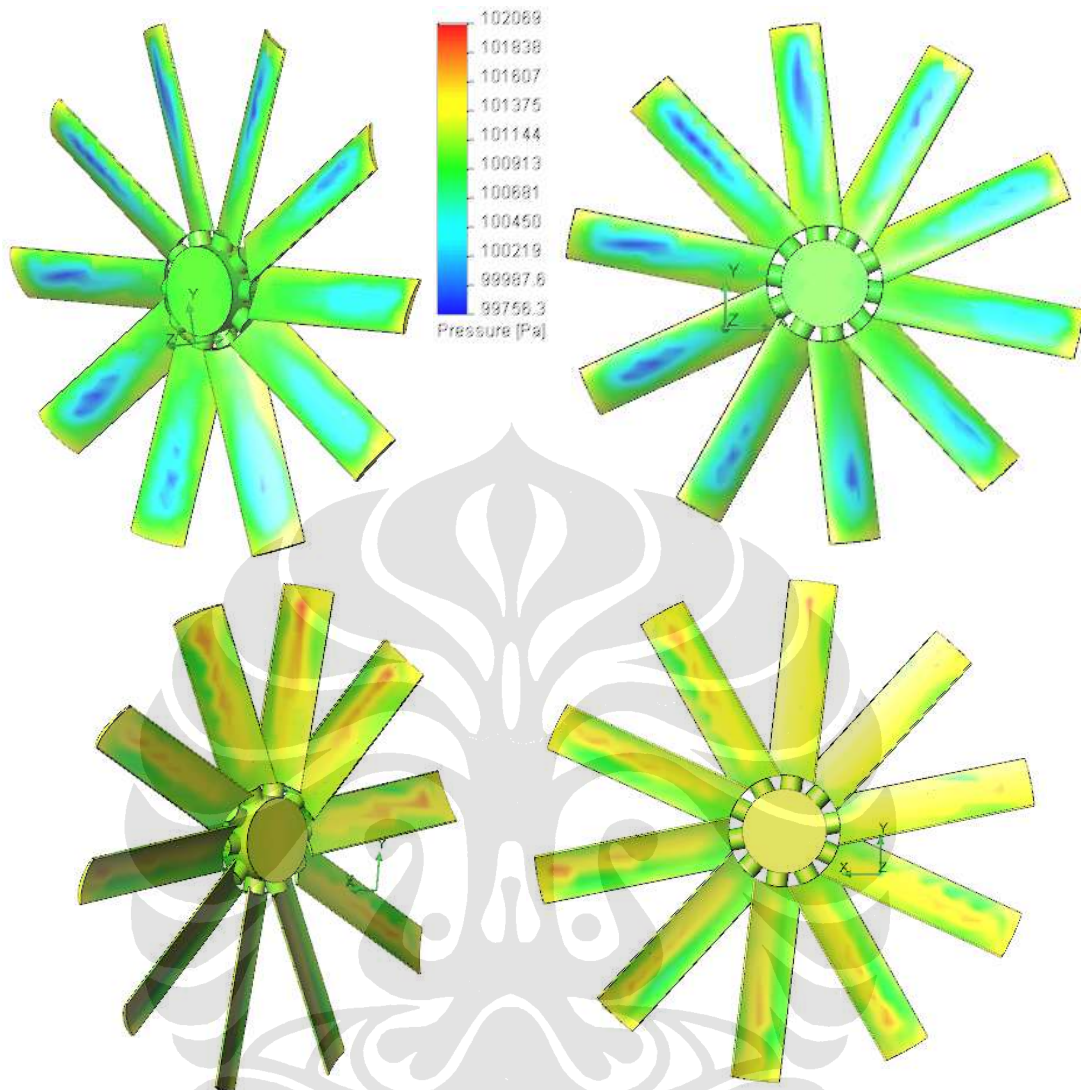
➤ **Kontur Tekanan Statik Pada Permukaan Sudu Fan**



Gambar 6.3 Kontur Tekanan Pada Surface blade 5 sudu

Gambar 6.3 menunjukkan kontur tekanan pada permukaan fan aksial dengan 5 sudu, dari gambar dapat dilihat konsentrasi tekanan di bagian depan dan belakang sudu dimana pada bagian depan kontur tekanan rendah dan bagian belakang kontur tekanan tinggi. Pada gambar 6.4 kontur tekanan di bagian depan sudu lebih terjadi pemusatan konsentrasi tekanan dibandingkan kontur tekanan pada sudu yang berjumlah 5.

➤ **10 Buah Sudu Fan**



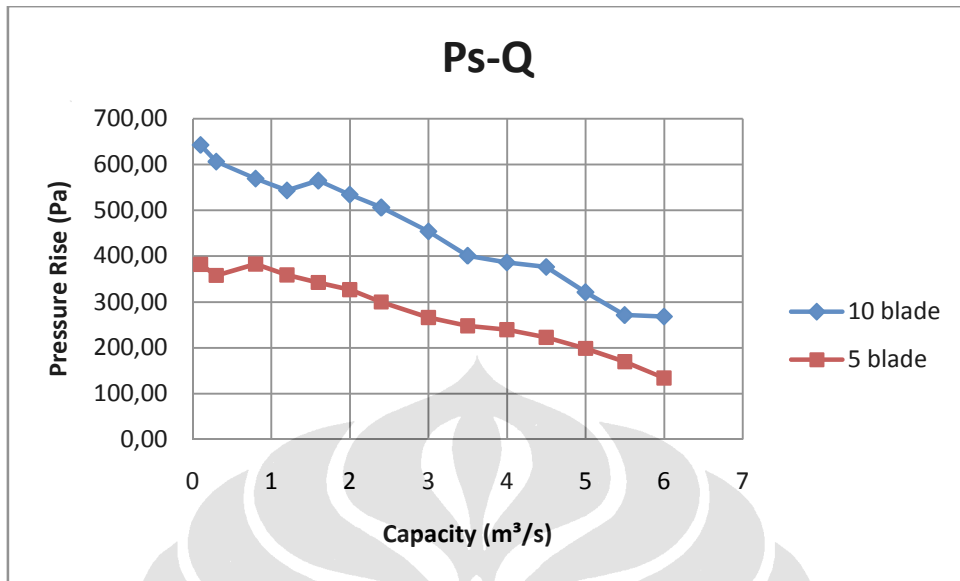
Gambar 6.4 Kontur Tekanan Pada Surface Blade

➤ **Kurva Performance Karakteristik Fan Variasi Jumlah Sudu/Blade**

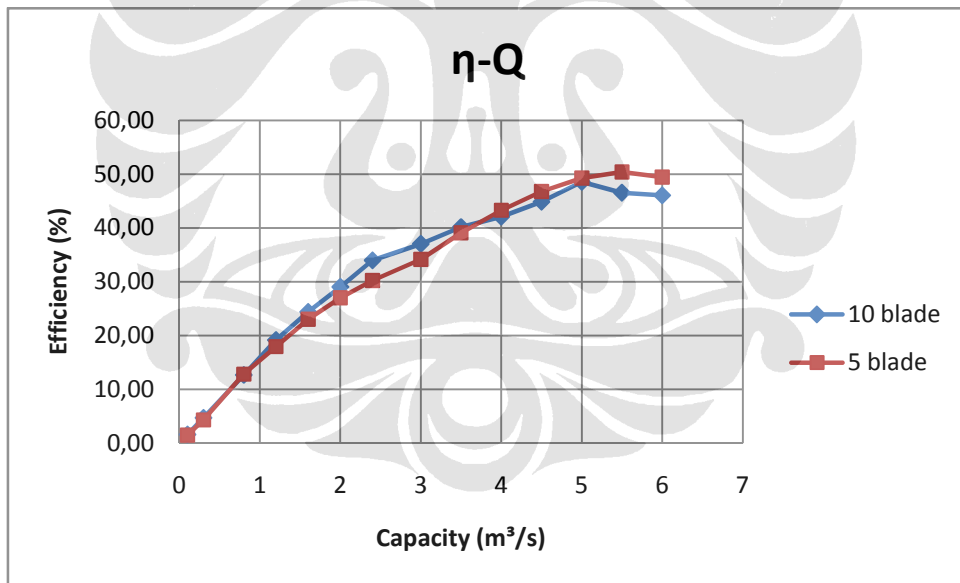
Gambar 6.5 menunjukkan kurva performance karakteristik fan aksial dengan jumlah blade/sudu 5 buah dan 10 buah. Pada graik 6.5 nilai tekanan statik dibandingkan terhadap nilai debit aliran pada konfigurasi jumlag blade yang berbeda. Dari grafik dapat dilihat bahwa kenaikan tekanan yang maksimum dapat dicapai pada konfigurasi jumlah blade berjumlah 10 buah karena kurva nya berada diatas kurva karakteristik fan dengan jumlah blade 5 buah.

Gambar 6.6 menunjukkan efisiensi dari kedua jenis konfigurasi fan , pada gambar terlihat bahwa untuk tiap konfigurasi nilai efisiensi nya tidak berbeda secara

signifikan, namun konfigurasi jumlah blade 5 memiliki efisiensi maksimum yang lebih tinggi dibandingkan konfigurasi jumlah blade 10.



Gambar 6.5 Grafik Kenaikan Tekanan Statik vs Debit Aliran Fan Aksial Dengan Variasi Jumlah Blade/Sudu Pada Simulasi Fan Aksial

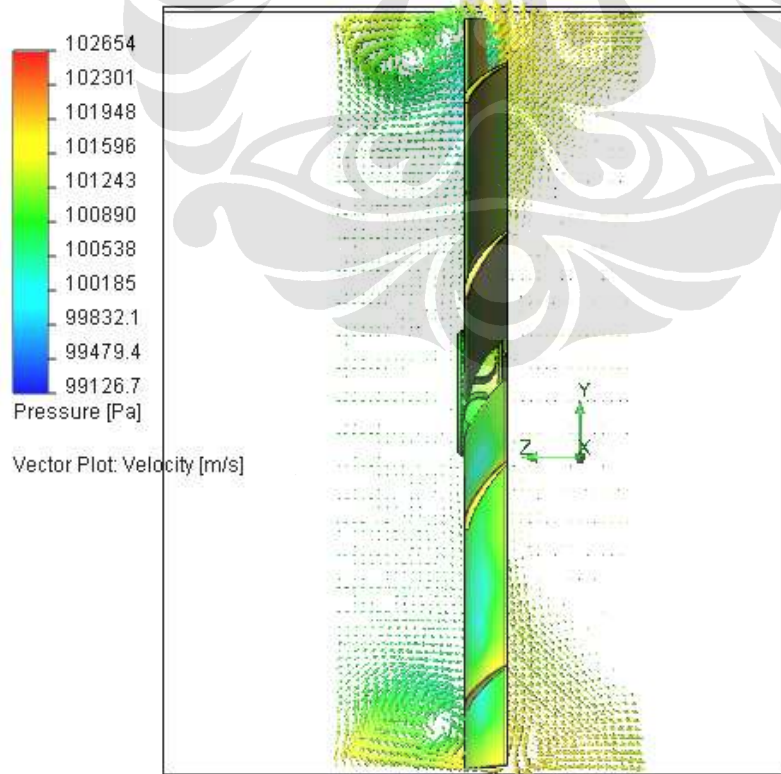
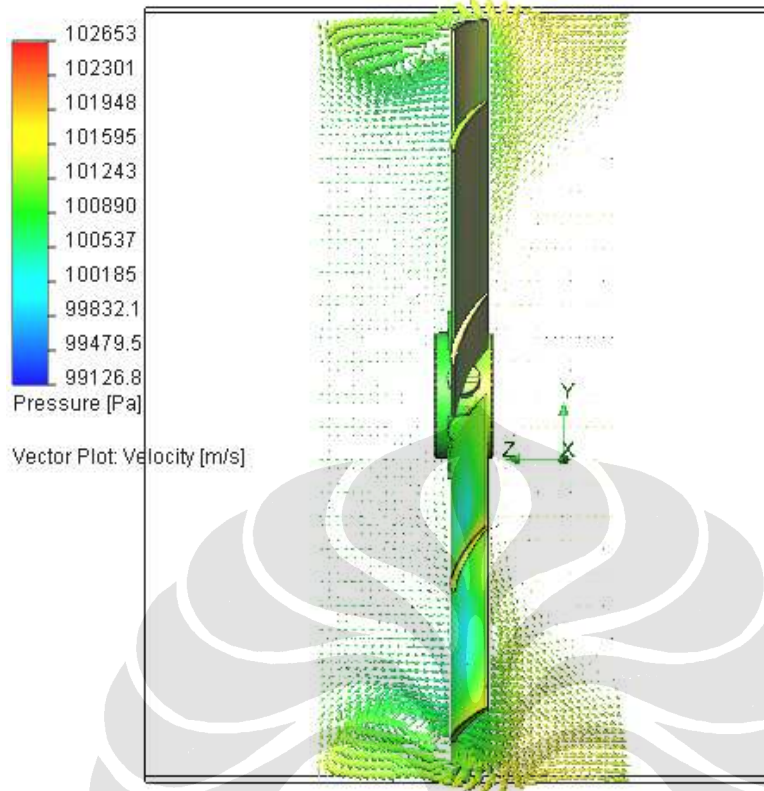


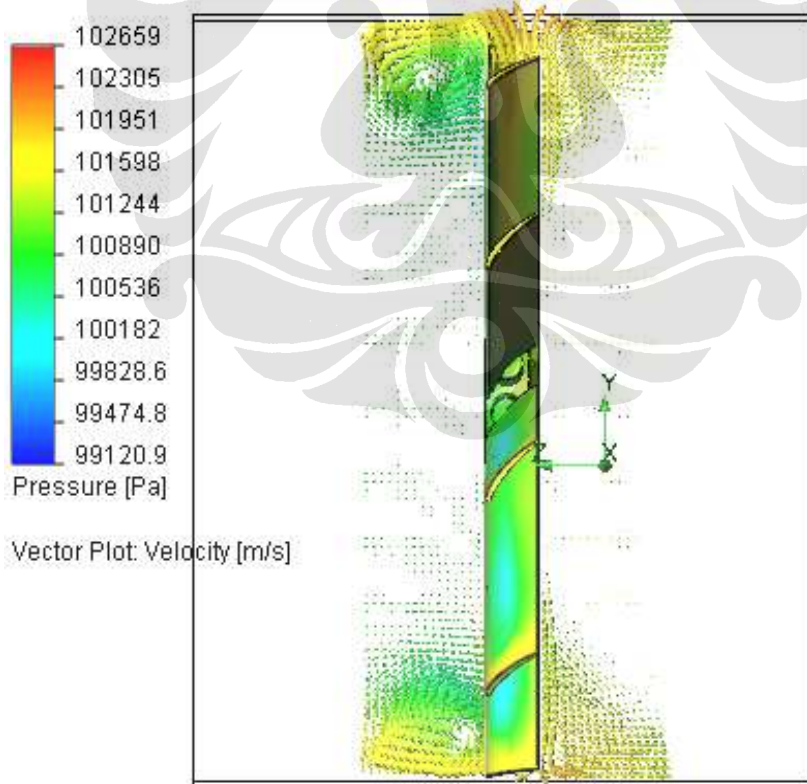
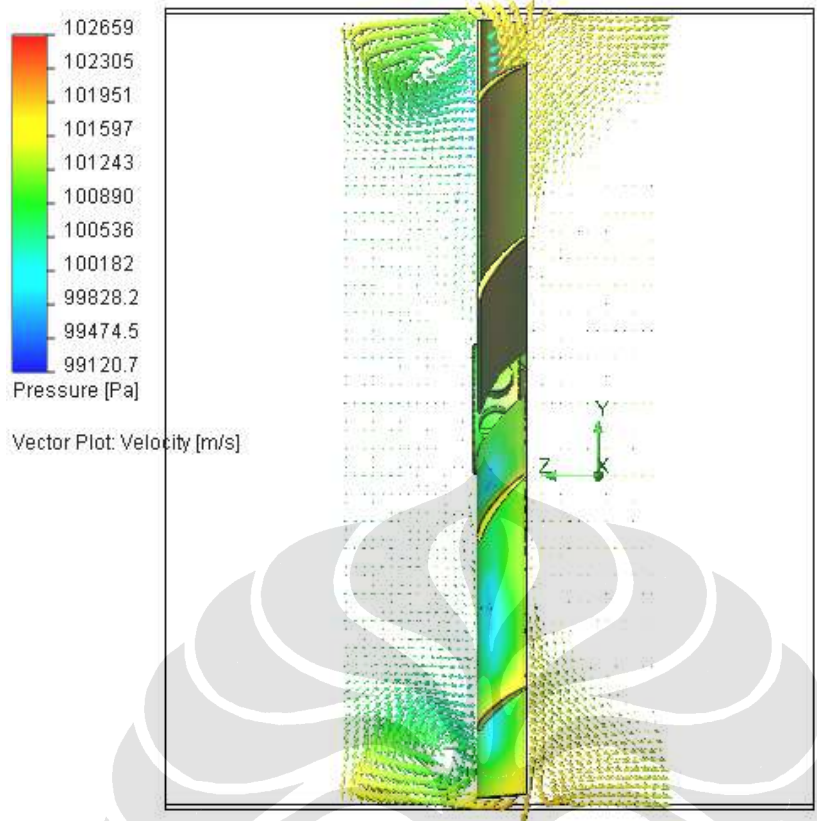
Gambar 6.6 Grafik Efisiensi vs Debit Aliran Fan Dengan Variasi Jumlah blade/sudu Pada Simulasi Fan Aksial

6.1.2 Hasil Simulasi Aliran Udara Pada Fan Aksial Dengan Variasi Sudut Pemasangan Blade

Pada bagian ini akan di bahas hasil-hasil simulasi kontur tekanan statik maupun kecepatan pada simulasi fan aksial dengan variasi sudut pemasangan blade (pada kondisi $Q = 2,4 \text{ m}^3/\text{s}$).

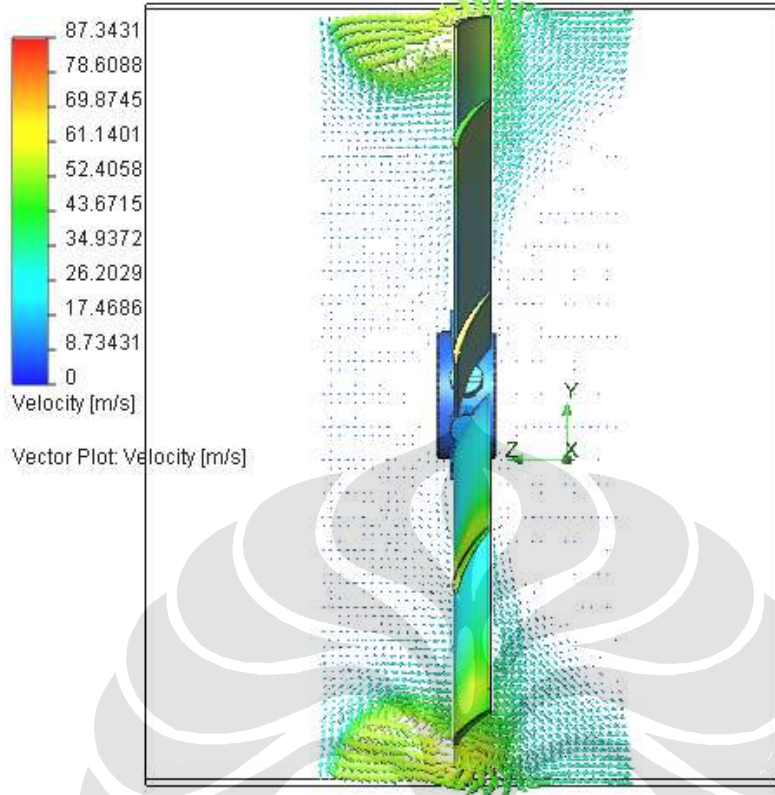
➤ **Kontur Tekanan Pada Area *Up-stream* dan *Down-stream***



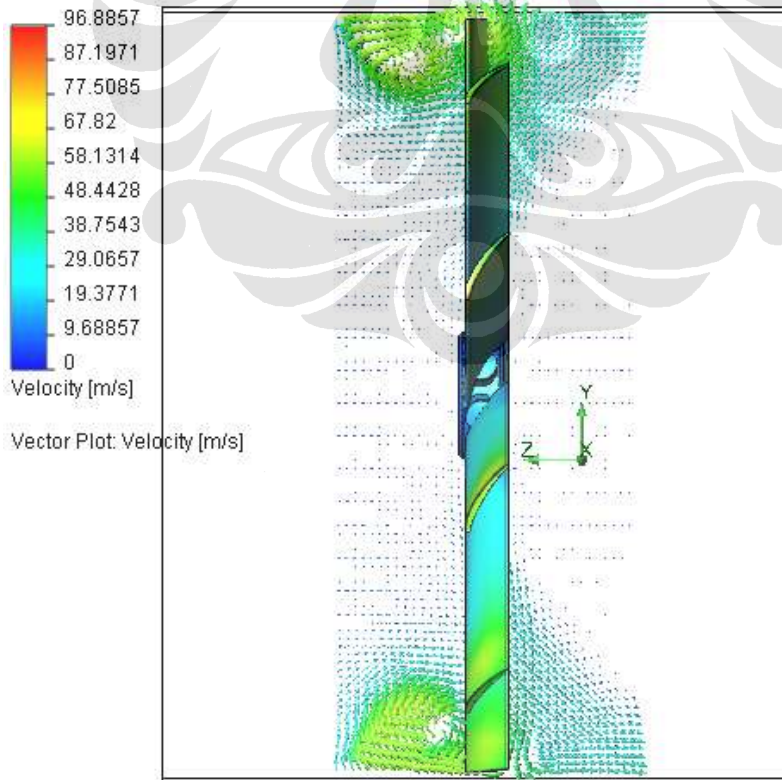


Gambar 6.7 Kontur Tekanan Pada Area *Upstream* dan *Downstream*- Variasi sudut blade

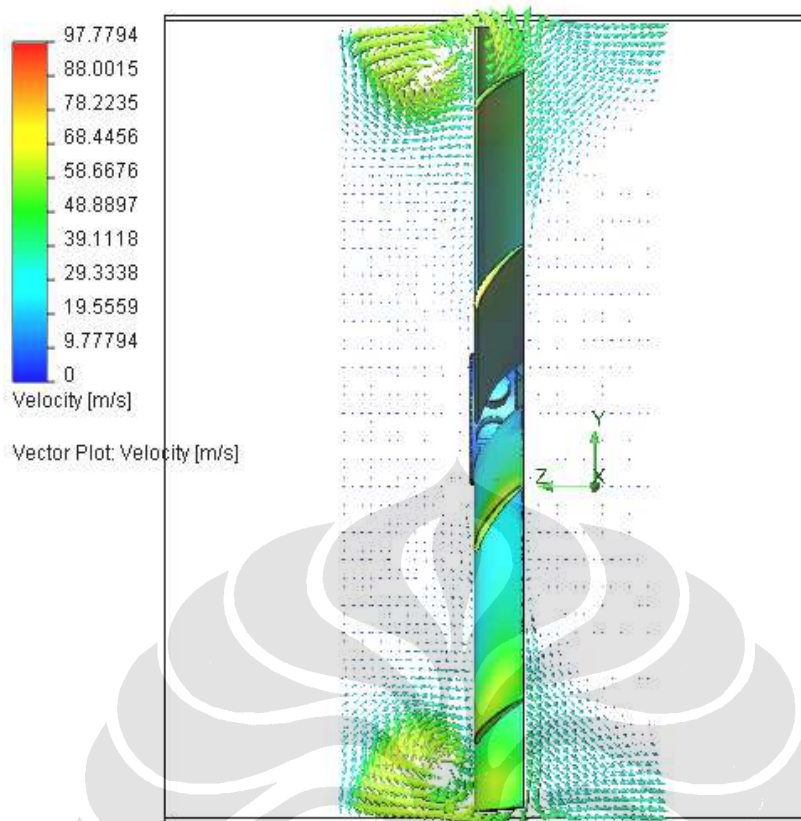
➤ Kontur Kecepatan Pada Area *Upstream* dan *Downstream*



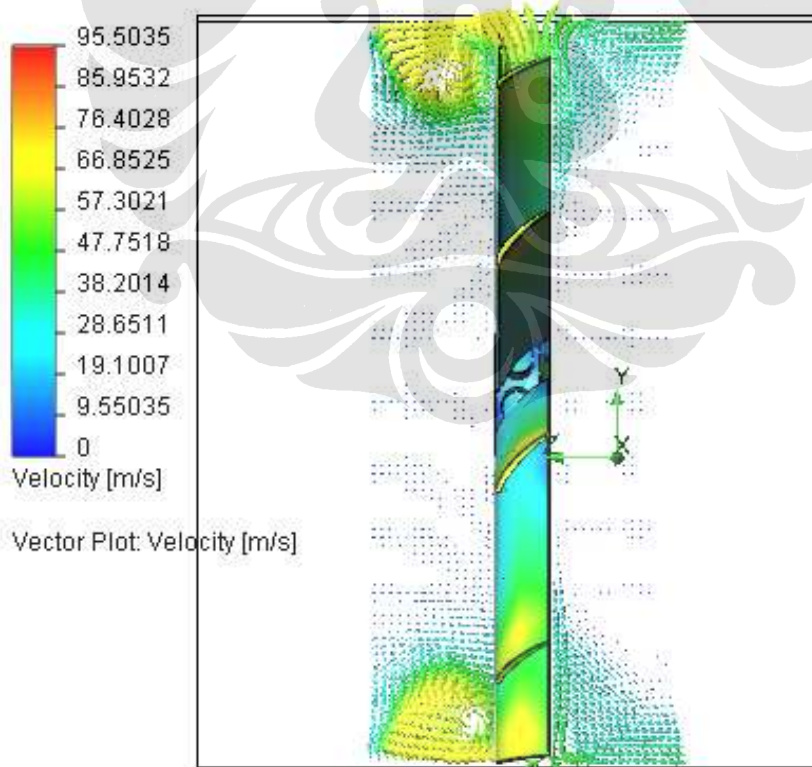
(a)
Sudut Blade 25°



(b)
Sudut Blade 30°



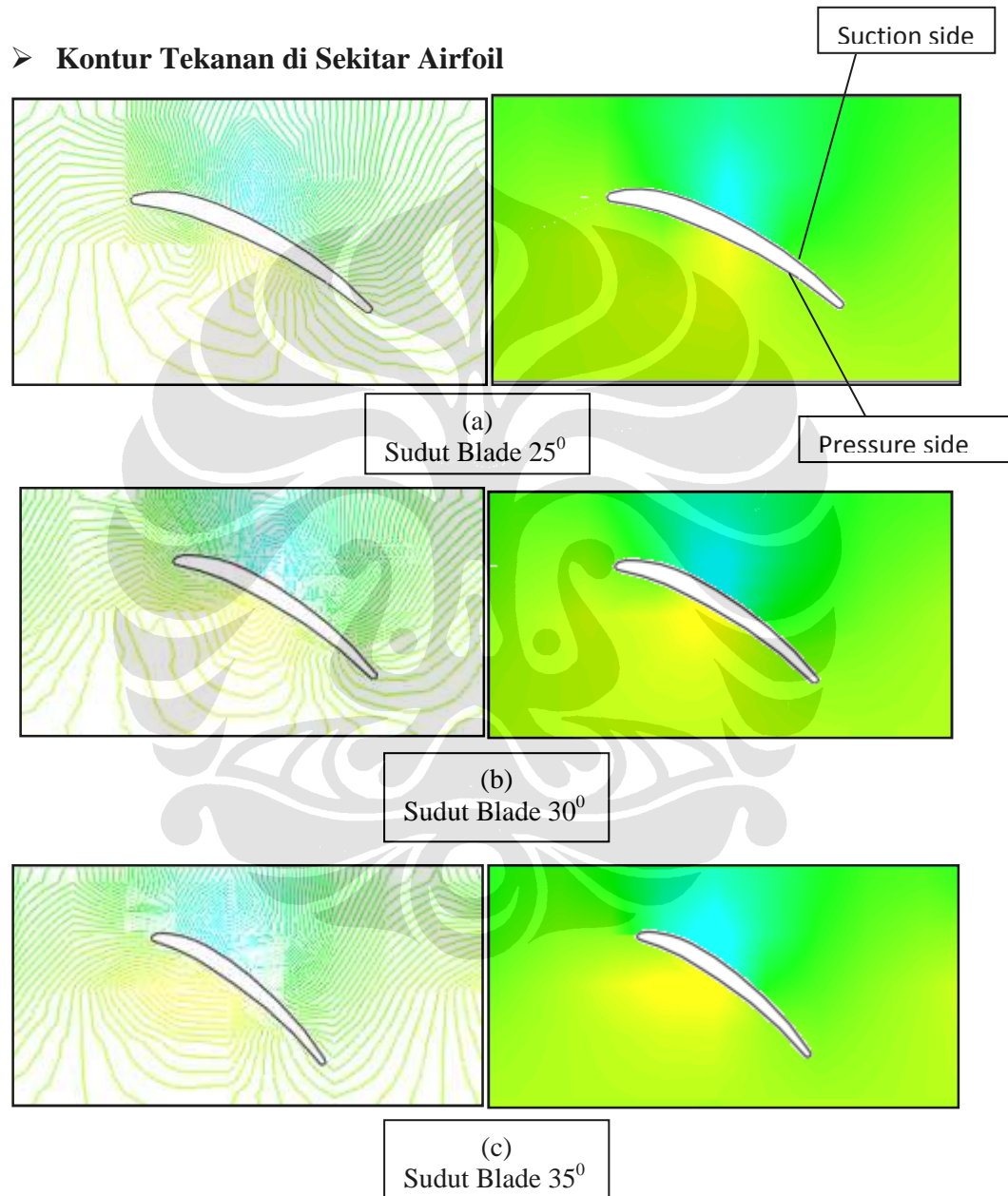
(c)
Sudut Blade 35°

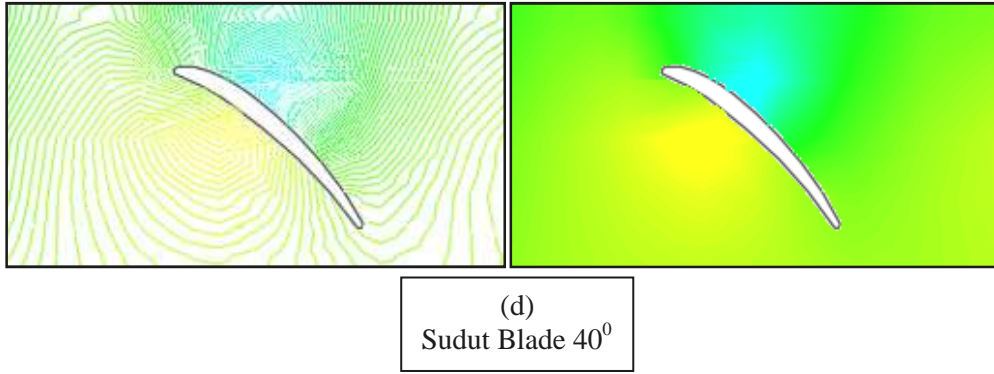


(d)
Sudut Blade 40°

Gambar 6.8 Kontur Kecepatan di Area Upstream dan Downstream–variasi *blade angle*

Gambar 6.7 dan 6.8 menunjukkan kontur tekanan dan kecepatan pada konfigurasi tiap *blade angle* pada simulasi fan aksial. Dari hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin besar *blade angle* maka akan terjadi peningkatan konsentrasi tekanan dan kecepatan pada daerah *upstream* (sebelum memasuki fan). Dan terjadi kenaikan tekanan yang semakin meningkat dari blade angle 25° sampai 40°

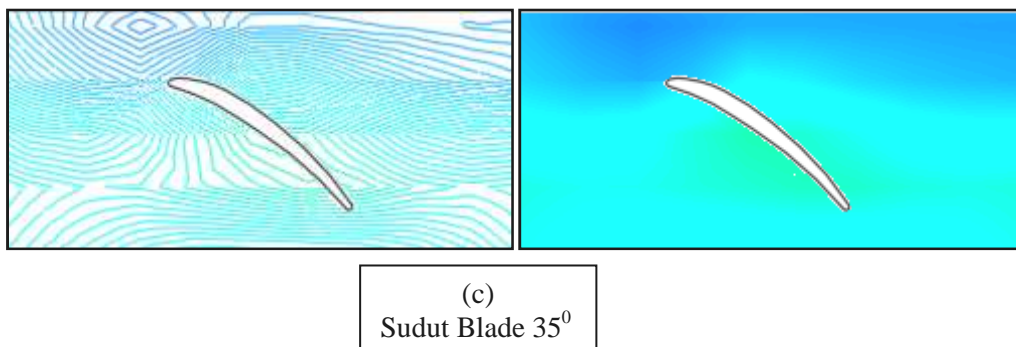
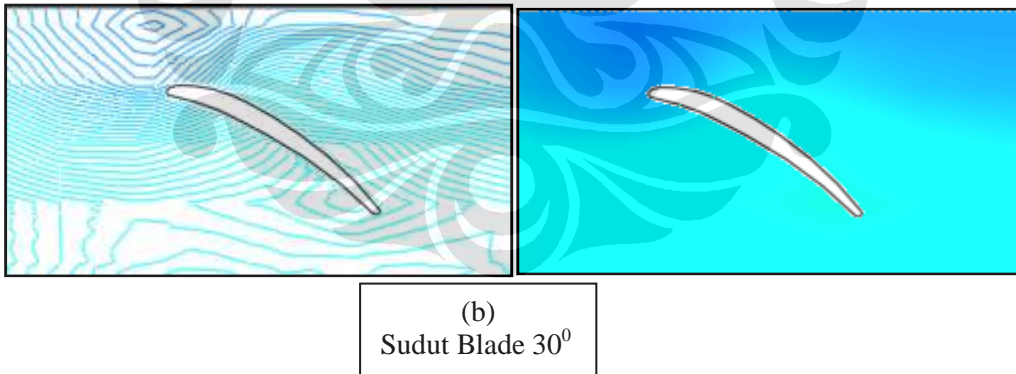
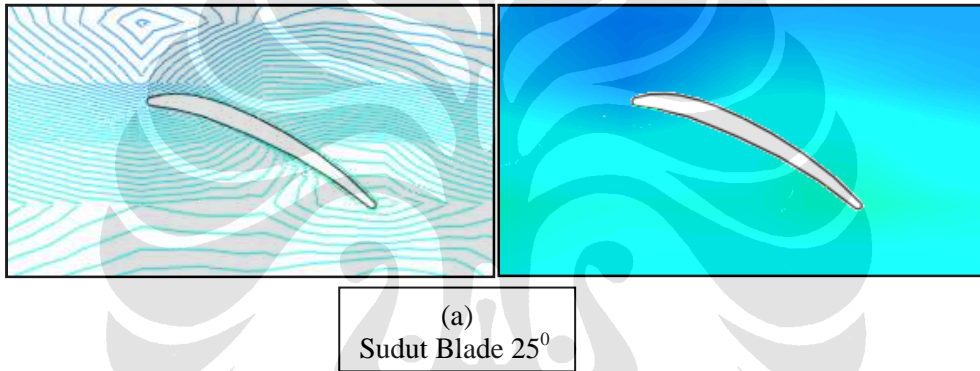


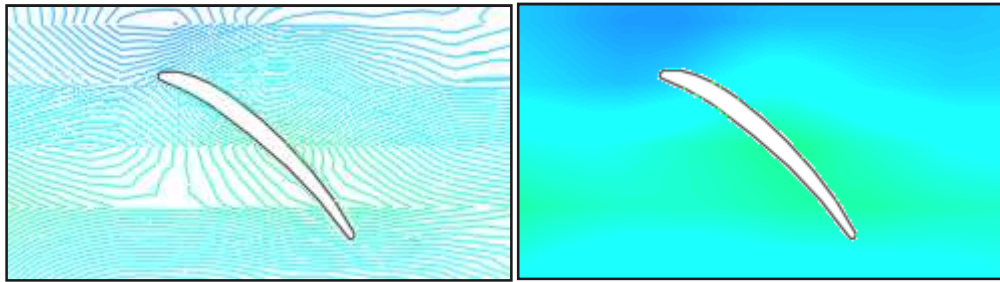


Gambar 6.9 Kontur Tekanan Di Sekitar Airfoil- variasi blade angle

Dari gambar 6.9 dapat disimpulkan bahwa semakin besar *blade angle* maka akan terjadi peningkatan konsentrasi tekanan di sekitar *suction side* pada airfoil.

➤ **Kontur Kecepatan di Sekitar Airfoil**



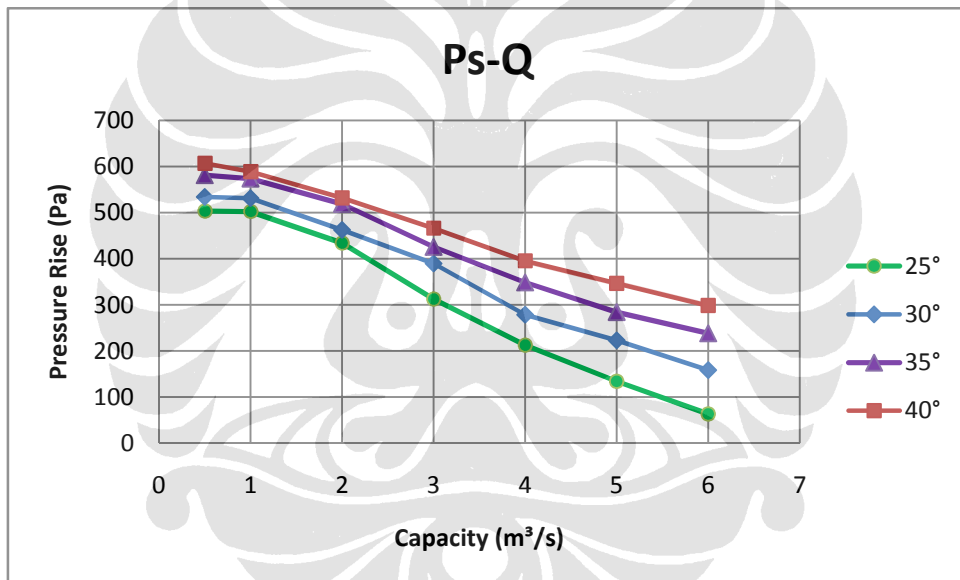


(d)
Sudut Blade 40°

Gambar 6.10 Kontur Kecepatan di sekitar airfoil– variasi blade angle

Gambar 6.10 menunjukkan terjadinya peningkatan konsentrasi kecepatan rata-rata pada pressure side, peningkatan ini terjadi diakibatkan aliran rotasional dari sudut fan

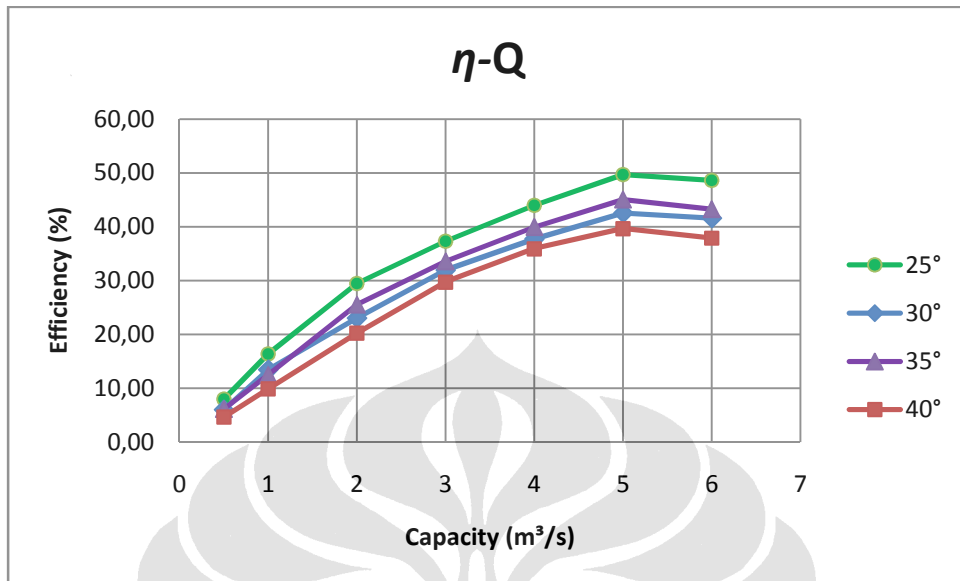
➤ **Kurva Performance Karakteristik Fan Variasi Sudut Pemasangan Blade**



Gambar 6.11 Grafik Kenaikan Tekanan Statik vs Debit Aliran Fan Aksial Dengan Variasi Sudut Pemasangan Blade (*Blade Angle*) Pada Simulasi Fan Aksial

Gambar 6.11 menunjukkan grafik performa fan untuk variasi blade angle, dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa konfigurasi yang memiliki performance karakteristik terbaik ialah pada pemasangan sudut blade 40° , pada konfigurasi ini nilai kenaikan tekanan lebih tinggi dibandingkan nilai kenaikan tekanan konfigurasi lainnya untuk debit aliran yang sama. Namun untuk efisiensi fan (gambar 6.12) konfigurasi dengan blade angle 25° memiliki efisiensi terbaik, dibandingkan konfigurasi lainnya. Dari gambar 6.11 dan 6.12 dapat disimpulkan bahwa konfigurasi

terbaik secara performance karakteristik maupun secara efisiensi ialah konfigurasi dengan sudut blade 35° .



Gambar 6.12 Grafik Efisiensi vs Debit Aliran Fan Dengan Variasi Sudut Pemasangan Blade (*Blade Angle*) Pada Simulasi Fan Aksial

6.2 ANALISA ALIRAN UDARA PADA *MIXED-FLOW FAN*

Pada bagaian ini akan dianalisa hasil simulasi yang telah dilakukan pada simulasi mixed flow fan, dari hasil simulasi dapat dilihat distribusi maupun kontur tekanan pada daerah *up-stream* maupun *downstream*, kemudian kontur tekanan pada permukaan sudu fan, dan grafik performance karakteristik, serta efisiensi.

6.2.1 Hasil Simulasi Aliran Udara Pada *Mixed Flow Fan*

Berikut ini merupakan hasil simulasi *mixed flow* fan dengan inputan data debit aliran dari aliran rendah ($0,1 \text{ m}^3/\text{s}$) sampai aliran tinggi ($6 \text{ m}^3/\text{s}$). Pada simulasi dihasilkan kenaikan tekanan fan, torsi pada impeller, serta efisiensi dari fan.

- **Hasil Simulasi Pada Debit Aliran $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ - $5,3 \text{ m}^3/\text{s}$ pada putaran motor 2800 RPM**

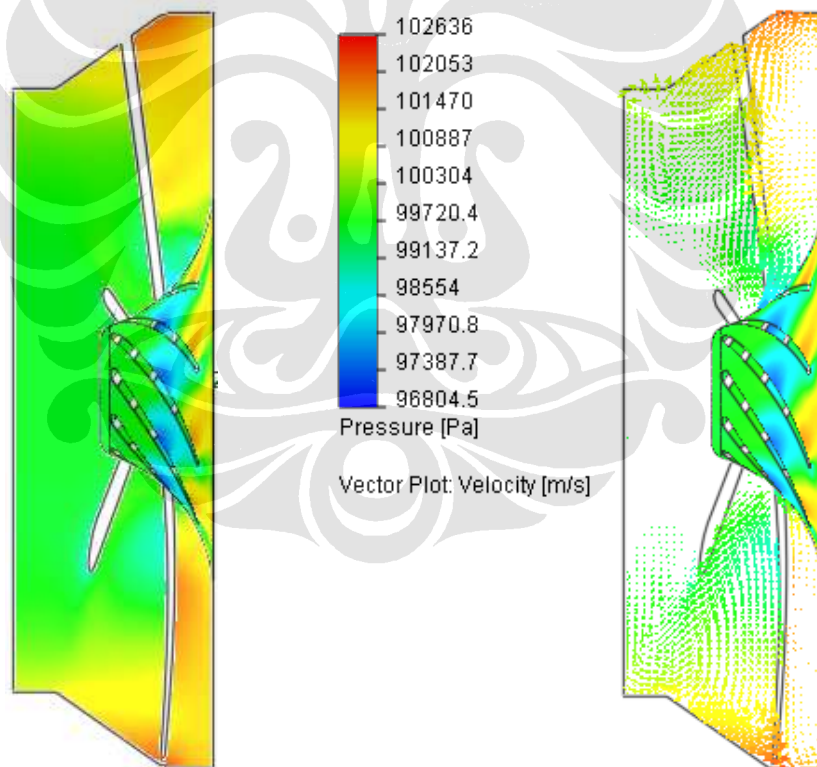
Tabel 6.1 Hasil Simulasi *Mixed Flow Fan*

Q (m ³ /s)	Pinlet (Pa)	Poutlet (Pa)	Δp (Pa)	Torque (Nm)	Efficiency	
						(%)
0,10	99834,63	101227,51	1392,88	16,92	0,03	2,86
0,40	99953,04	101237,77	1284,73	15,82	0,11	11,28

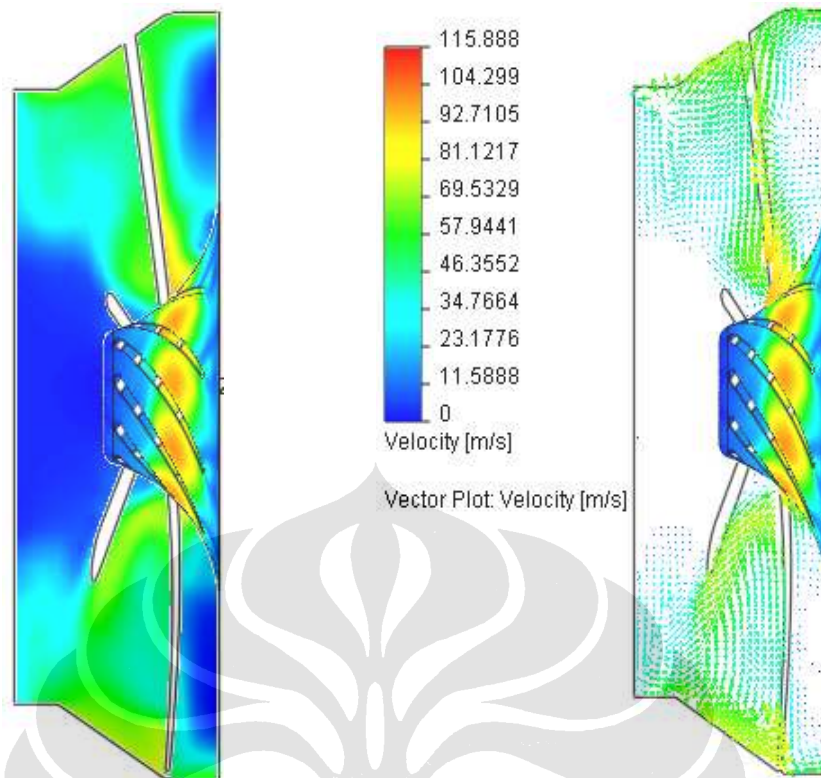
0,80	100031,00	101246,03	1316,03	21,65	0,18	17,66
1,20	100080,26	101301,22	1220,96	19,92	0,26	25,54
1,60	100136,37	101314,56	1178,19	20,63	0,32	31,73
2,00	100195,81	101321,44	1125,62	21,19	0,37	36,90
2,40	100144,03	101321,06	1177,03	25,07	0,39	39,12
2,80	100222,51	101323,97	1101,46	24,72	0,43	43,32
3,20	100292,92	101324,61	1031,69	23,79	0,48	48,19
3,60	100342,55	101325,00	982,45	22,94	0,54	53,53
4,00	100508,11	101325,00	816,89	20,66	0,55	54,91
4,50	100762,35	101325,00	562,65	16,51	0,53	53,26
5,00	101094,58	101325,00	230,42	11,17	0,36	35,82
5,30	101310,55	101325,00	14,45	7,61	0,03	3,49
5,40	101385,21	101325,00	-60,21	6,36	-0,18	-17,75
6,00	101879,22	101325,00	-554,22	-2,07	5,57	556,66

Kontur Tekanan dan Kecepatan Pada Area *Upstream* dan *Downstream*

➤ Untuk Kondisi Debit Aliran Rendah ($Q = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$)

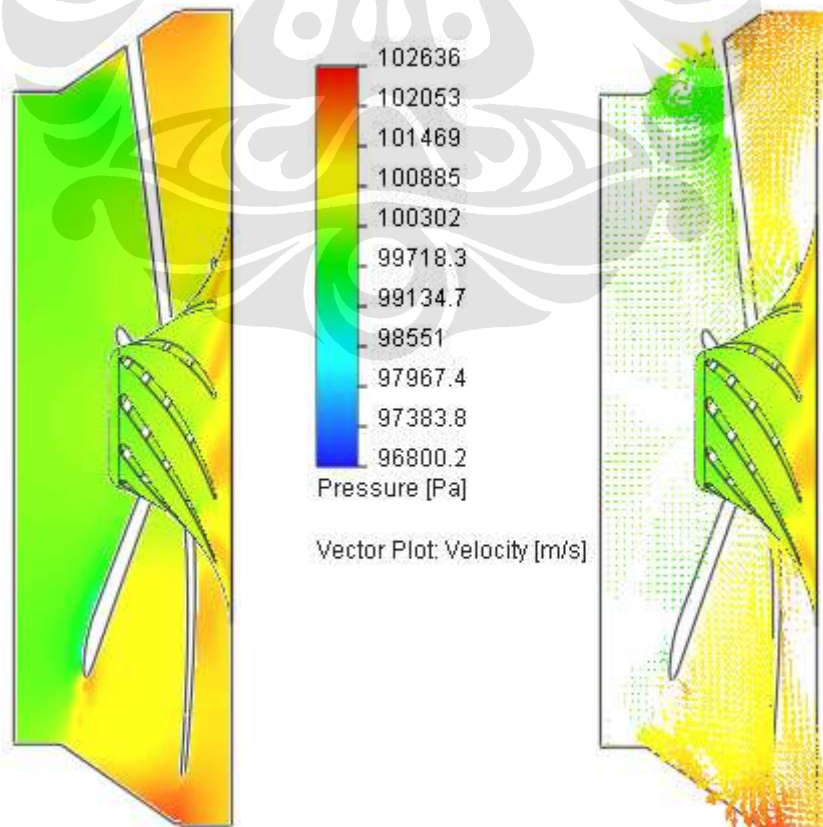


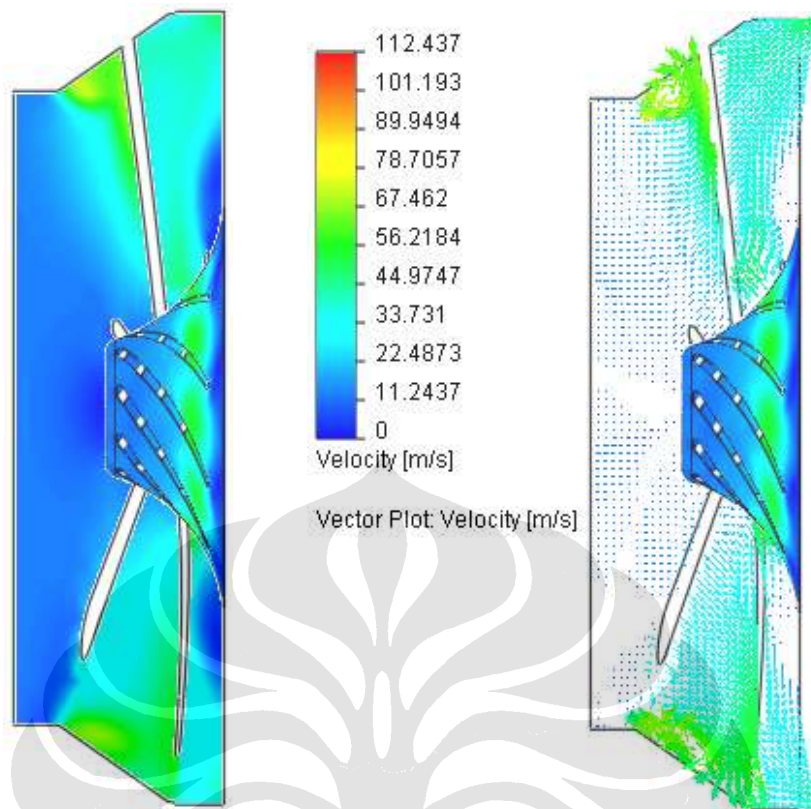
Gambar 6.13 Kontur tekanan pada area *upstream* dan *downstream* untuk kondisi debit aliran rendah ($Q = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$)



Gambar 6.14 Kontur pada area *upstream* dan *downstream* untuk kondisi debit aliran rendah ($Q = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$)

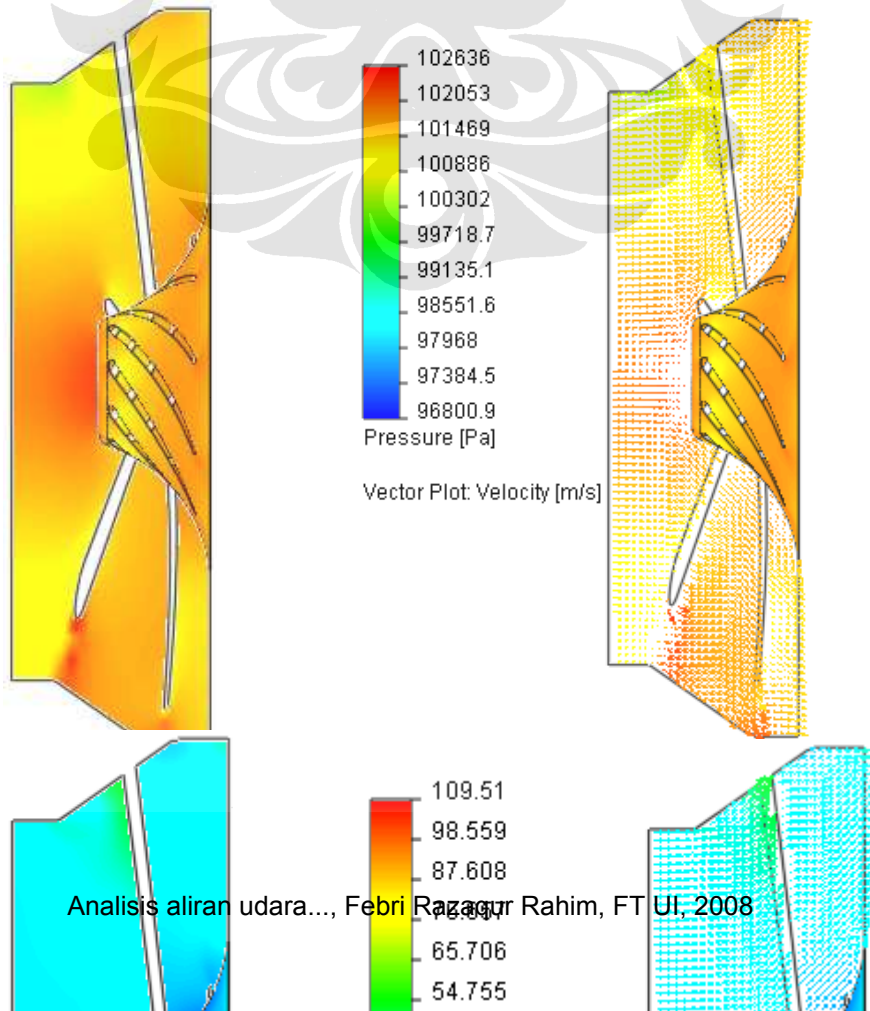
➤ Untuk Kondisi Debit Aliran Sedang ($Q = 2,4 \text{ m}^3/\text{s}$)





Gambar 6.15 Kontur Tekanan dan Kecepatan pada area *upstream* dan *downstream* untuk kondisi debit aliran sedang ($2,4 \text{ m}^3/\text{s}$)

➤ **Untuk Kondisi Debit Aliran Tinggi ($Q = 5 \text{ m}^3/\text{s}$)**

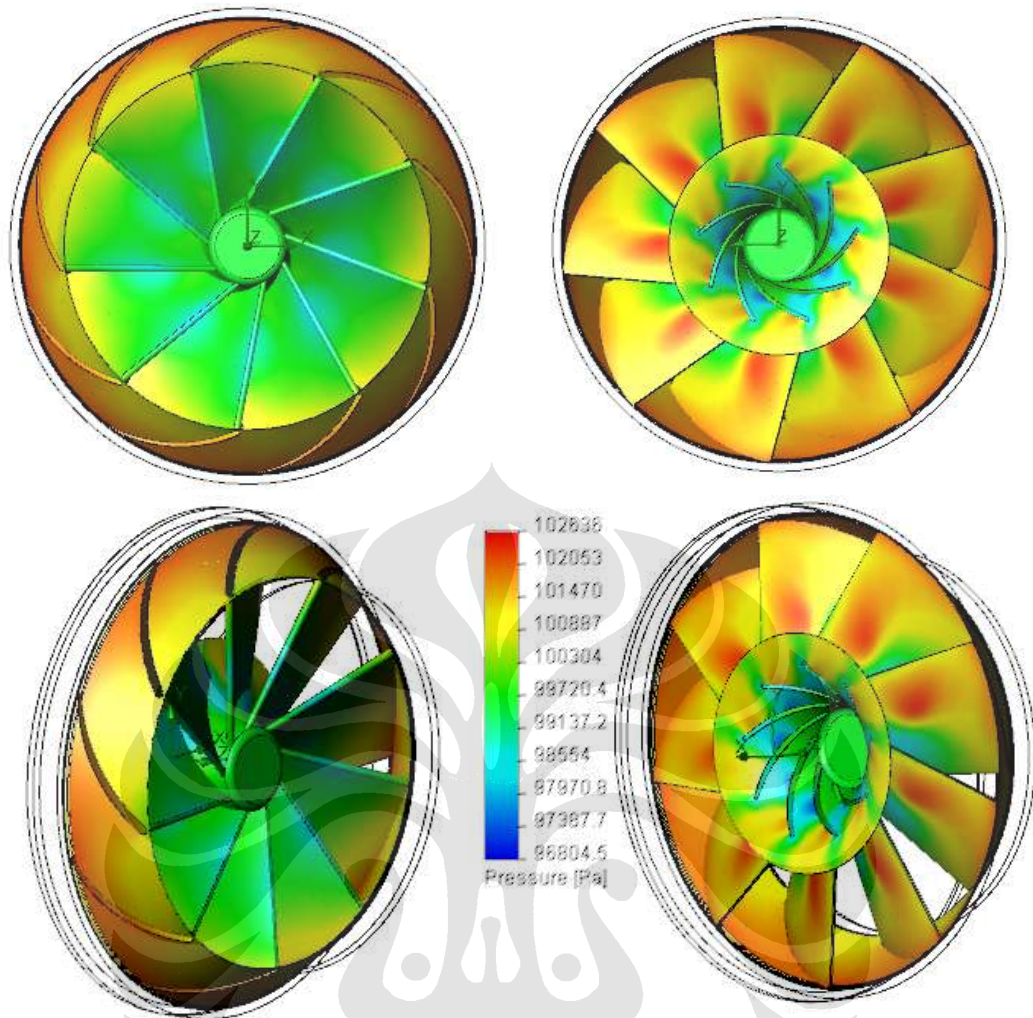


Gambar 6.16 Kontur Tekanan dan Kecepatan pada area *upstream* dan *downstream* untuk kondisi debit aliran tinggi ($5 \text{ m}^3/\text{s}$)

Pada gambar 6.13 sampai 6.16 kontur tekanan dan kecepatan pada area *upstream* dan *downstream* dari aliran fan di dapat bahwa pada peningkatan debit aliran terjadi penurunan nilai kenaikan tekanan, hal ini dapat dilihat dari kontur tekanan untuk aliran tinggi dimana perbedaan nilai tekanan pada daerah *upstream/intake* fan dan area *downstream/exhaust* fan tidak sebesar nilai kenaikan tekanan pada debit aliran rendah dan sedang.

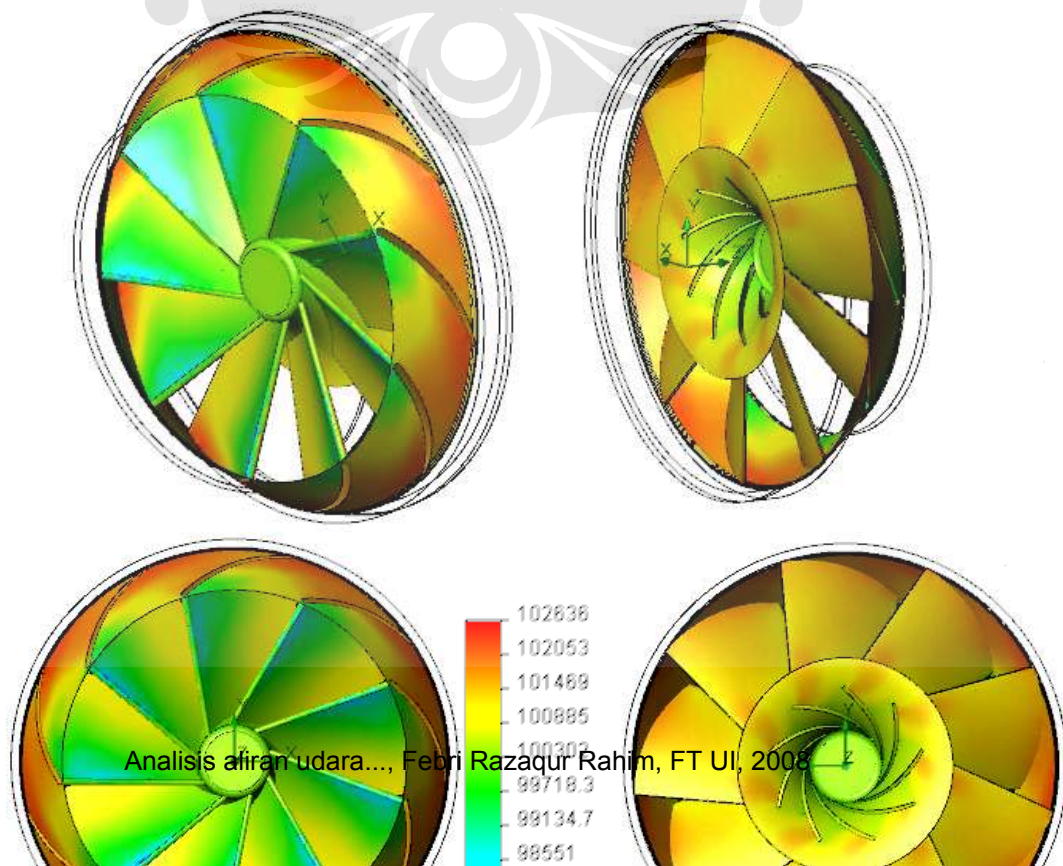
Gambar 6.17 sampai dengan 6.22 menunjukkan kontur tekanan statik di daerah permukaan sudu fan dimana pada *mixed flow* fan dimana terjadi pemusatan konsentrasi tekanan pada sudu fan *mixed flow*, dari gambar tersebut di dapat hasil pemusatan konsentrasi tekanan terbesar pada permukaan bagian belakang sudu fan terjadi pada debit aliran yang kecil yaitu pada kondisi kenaikan tekanan tertinggi.

- **Kontur Tekanan Pada Permukaan Sudu *Mixed-Flow* Fan**
 - **Untuk Kondisi Debit Aliran Rendah ($Q = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$)**



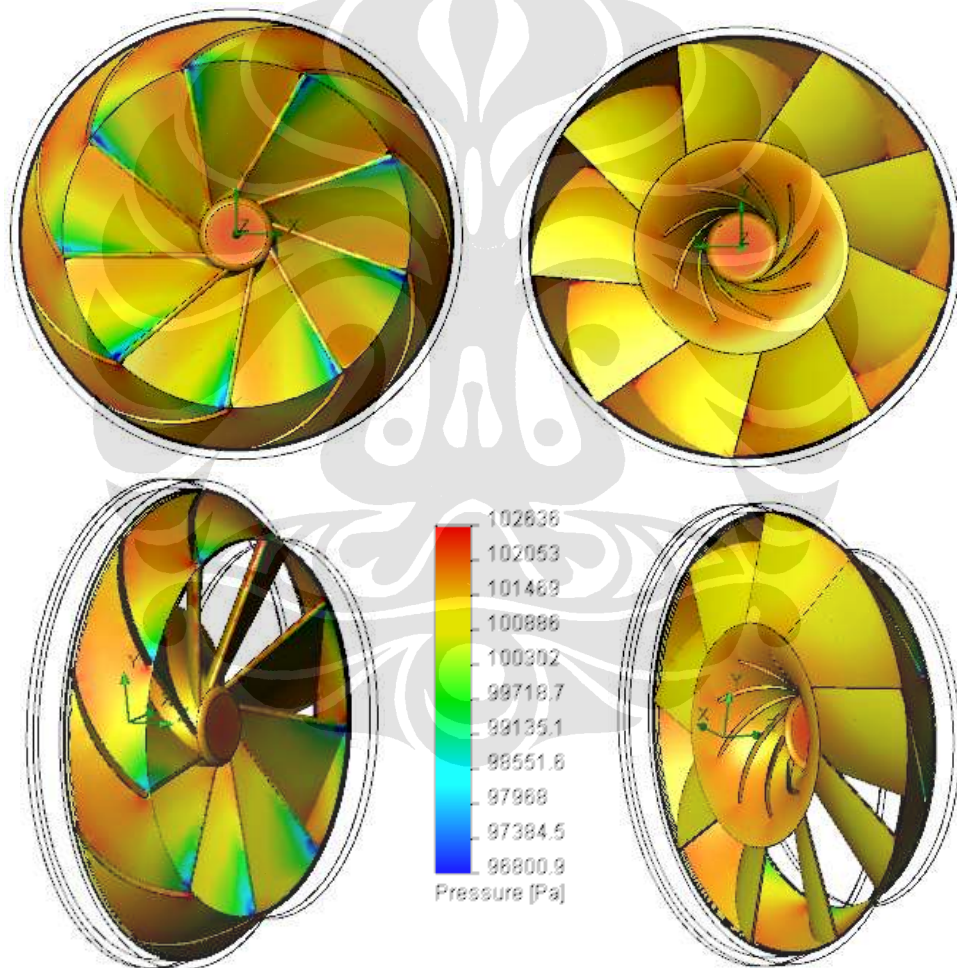
Gambar 6.17 Kontur Tekanan pada permukaan sudu-debit aliran rendah

- Untuk Kondisi Debit Aliran Sedang ($Q = 2,4 \text{ m}^3/\text{s}$)



Gambar 6.18 Kontur Tekanan pada permukaan sudu-debit aliran sedang ($Q = 2,4 \text{ m}^3/\text{s}$)

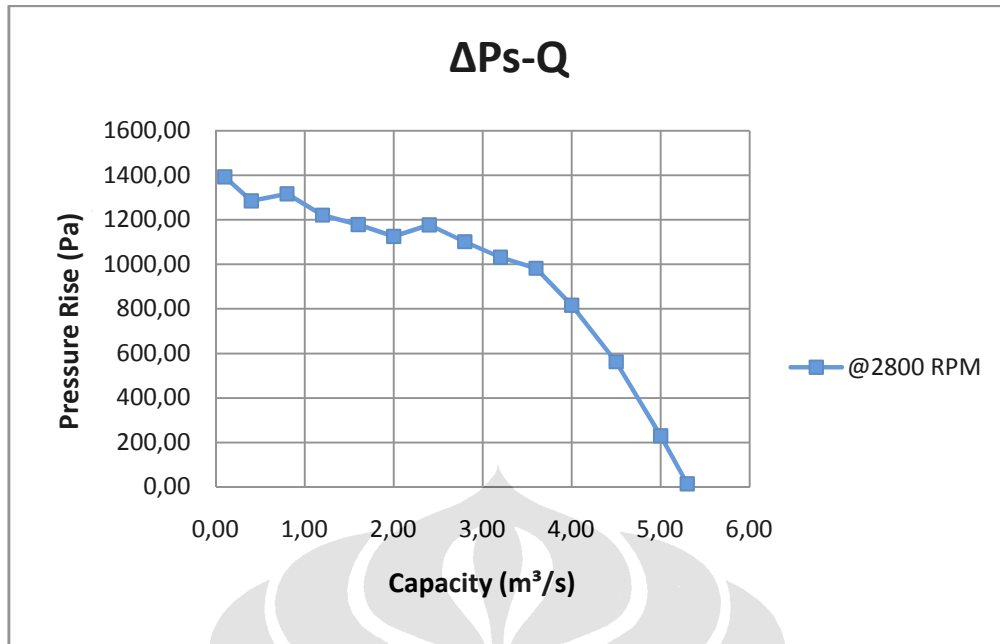
- Untuk Kondisi Debit Aliran Tinggi ($Q = 5 \text{ m}^3/\text{s}$)



Gambar 6.19 Kontur Tekanan pada permukaan sudu-debit aliran tinggi ($Q = 5,3 \text{ m}^3/\text{s}$)

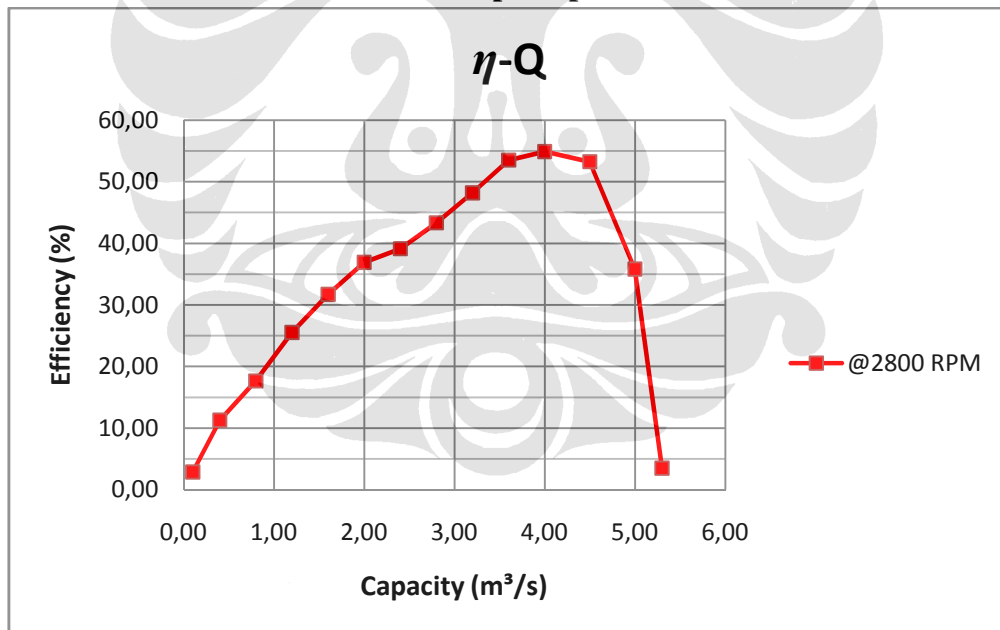
6.2.2 Kurva Performance Karakteristik Simulasi *Mixed Flow Fan*

- Kurva Kenaikan Tekanan vs Debit Aliran pada putaran 2800 RPM



Gambar 6.20 Grafik Kenaikan Tekanan vs Debit Aliran Pada Simulasi *Mixed-Flow Fan*

➤ **Kurva Efisiensi vs Debit Aliran pada putaran 2800 RPM**



Gambar 6.21 Grafik Efisiensi vs Debit Aliran Pada Simulasi *Mixed Flow Fan*

Gambar 6.20 dan 6.21 merupakan grafik karakteristik hasil simulasi mixed flow fan untuk putaran motor/engine normal pada circular hovercraft proto x-1. Dari Grafik performance karakteristik diatas dapat disimpulkan kenaikan tekanan maksimum yang terjadi pada debit aliran rendah (0,1 m³/s) dan kenaikan tekanan terendah terjadi

pada kondisi aliran tinggi (debit aliran 5,3 m³/s). Pada grafik efisiensi (gambar 6.21), efisiensi tertinggi didapat pada kondisi aliran 4 m³/s yaitu dengan nilai efisiensi sebesar 55 %.

➤ **Kurva Karakteristik Mixed Flow Fan untuk variasi putaran motor**
Hasil Simulasi karakteristik mixed flow fan untuk variasi putaran motor

Tabel 6.2 hasil simulasi mixed flow fan untuk variasi putaran motor

@1750 RPM

Q (m ³ /s)	Δp (Pa)	Efficiency
		(%)
0,1	553,29	2,74
0,4	549	9,6
0,8	489,87	16,32
1,2	446,5	22,17
1,6	417,17	26,67
2	384,4	31,57
2,4	318,49	34,3
2,8	207,50	32,29
3,2	61,04	16,97
3,6	-112,00	126,00

@2400 RPM

Q (m ³ /s)	Δp (Pa)	Efficiency
		(%)
0,1	1044	2,77
0,4	1029	9,83
0,8	997,6	17,26
1,2	920,16	24
1,6	845,96	29,92
2	802	34,5
2,4	764,07	38,96
2,8	723,28	44,13
3,2	637,81	46,81
3,6	498,99	46,83
4	321,95	41,56
4,5	58,57	25,12

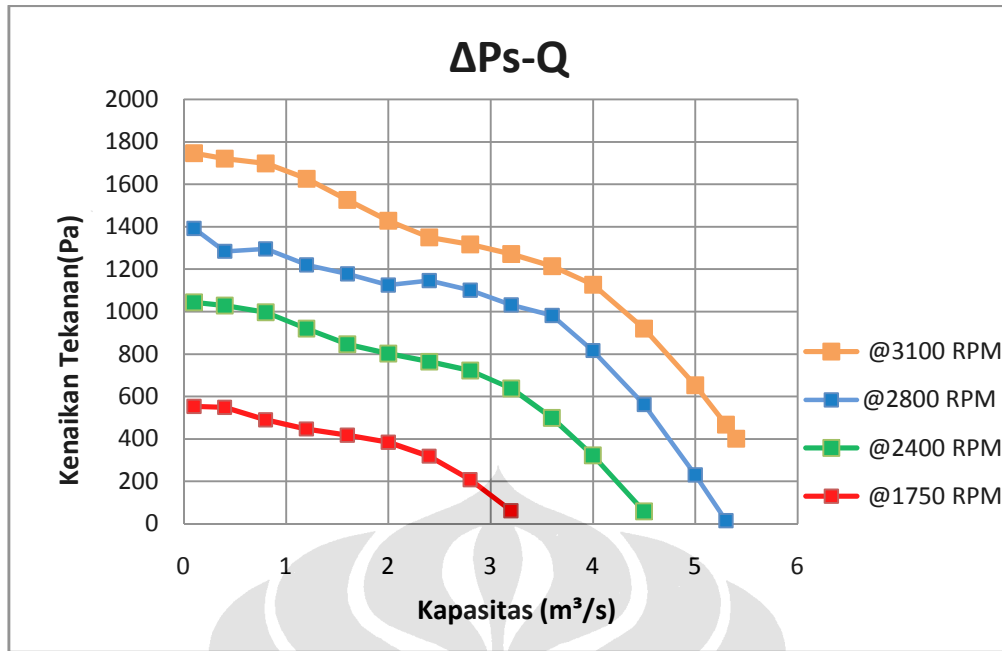
@2800 RPM

Q (m ³ /s)	Δp (Pa)	Efficiency
		(%)
0,10	1392,88	2,85898
0,40	1284,73	11,28176
0,80	1296,03	17,65855
1,20	1220,96	25,53962
1,60	1178,19	31,73316
2,00	1125,62	36,89765
2,40	1147,03	39,12267
2,80	1101,46	43,32468
3,20	1031,69	48,19213
3,60	982,45	53,5255
4,00	816,89	54,90714
4,50	562,65	53,26426
5,00	230,42	35,81843
5,30	14,45	3,49442

@3100 RPM

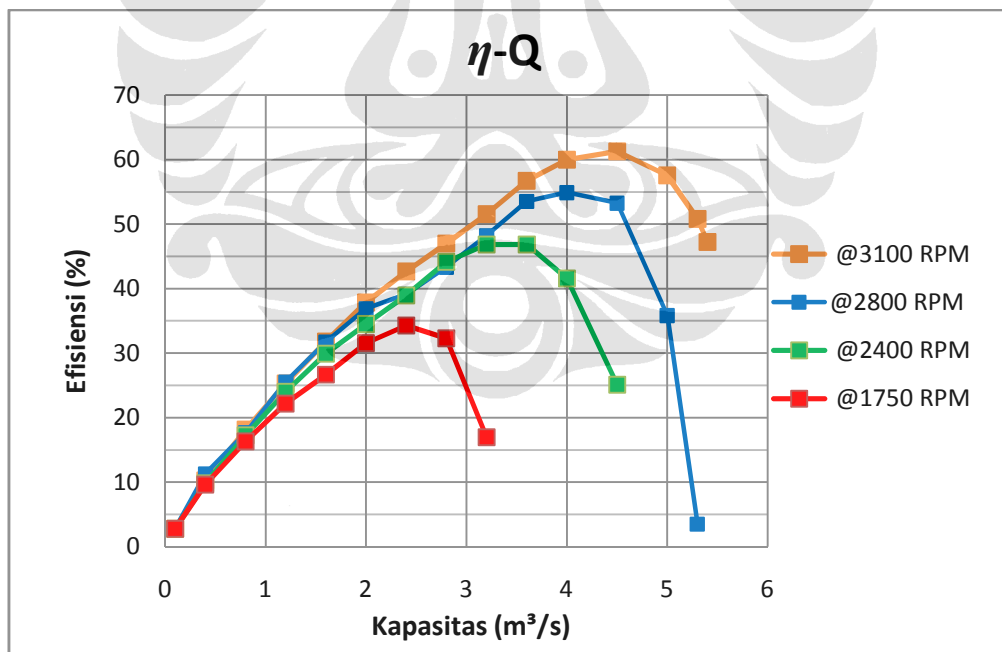
Q (m ³ /s)	Δp (Pa)	Efficiency
		(%)
0,1	1747	2,78
0,4	1722	10,29
0,8	1699	18,17
1,2	1625,97	25,28
1,6	1526,65	31,82
2	1428,26	37,83
2,4	1350,35	42,69
2,8	1317,1	46,97
3,2	1271,65	51,53
3,6	1214,04	56,71
4	1127,69	59,97
4,5	920,327	61,27
5	652,89	57,54
5,3	467,84	50,78
5,4	401,66	47,21

Grafik Kenaikan Tekanan vs Debit Aliran



Gambar 6.22 kurva karakteristik (kenaikan tekanan vs debit aliran) hasil simulasi mixed flow fan pada variasi putaran motor (RPM)

Grafik Efisiensi vs Debit Aliran

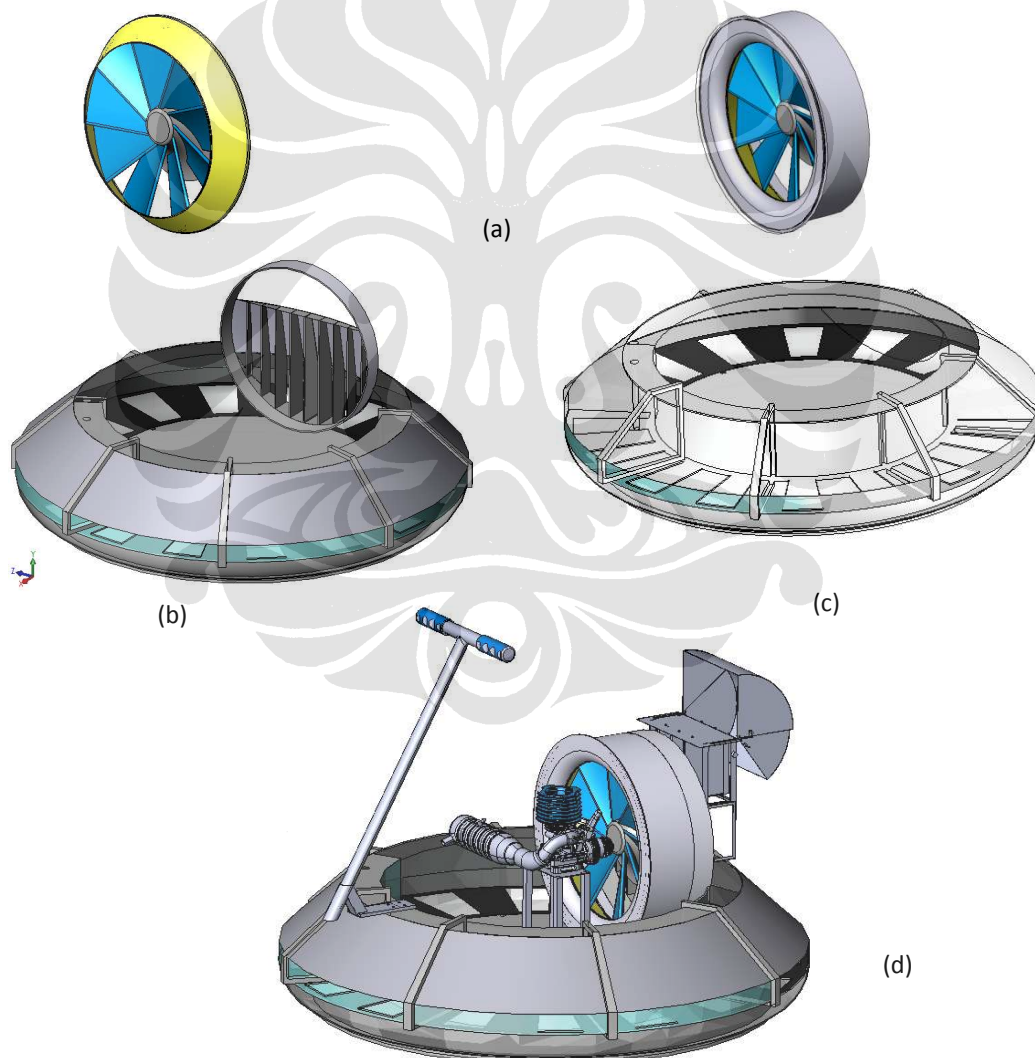


Gambar 6.23 kurva karakteristik (efisiensi vs debit aliran) hasil simulasi mixed flow fan pada variasi putaran motor (RPM)

Gambar 6.22 merupakan kurva karakteristik dari hasil simulasi mixed flow fan pada variasi putaran motor, pada gambar dapat dilihat bahwa seiring peningkatan putaran motor (RPM) maka kurva karakteristik menjadi meningkat. Pada putaran motor maksimum dari engine circular hovercraft proto x-1 yaitu pada putaran motor 3100 RPM di dapat nilai kenaikan tekanan maksimum yaitu sekitar 1680 dan debit maksimum yang dicapai 5,8 m³/s.

6.3 SIMULASI INTEGRASI KE DALAM SISTEM CIRCULAR HOVERCRAFT

Setelah melalui modifikasi desain bentuk desain optimum [5] dan [6] untuk masing-masing bagian hovercraft sebagai berikut :



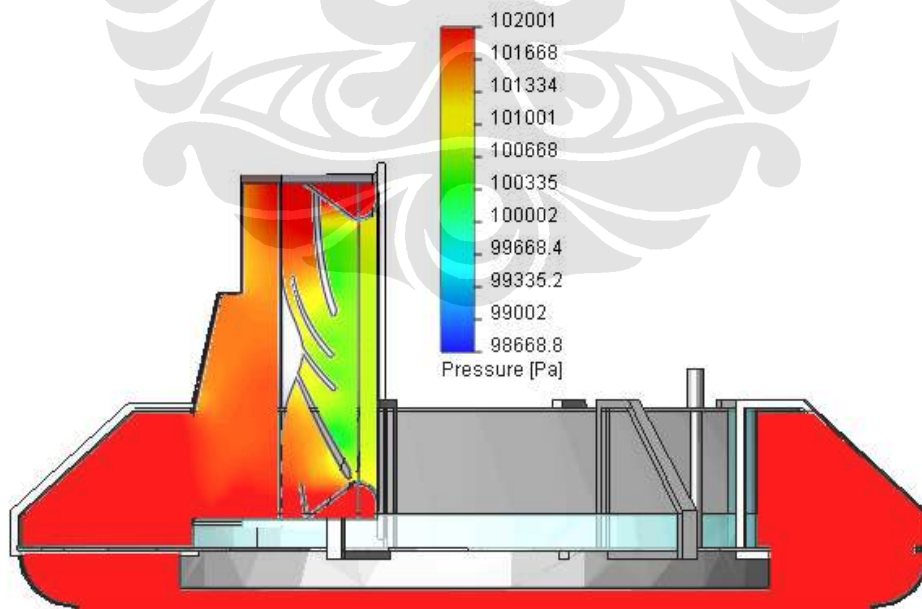
Gambar 6.24 (a) Mixed Flow Fan (b) *Splitter* dengan *guide vane* [5] (c) desain hull dan bag skirt [6] (d) Modifikasi Final *Circular Hovercraft*

Dari desain optimum ini dilakukan simulasi keseluruhan untuk mengetahui distribusi tekanan dan kecepatan *hovercraft*. Input data berasal dari data performance karakteristik dari mixed flow fan dimana, dilakukan pemilihan terhadap konfigurasi yang dapat menyuplai tekanan cushion minimum dan kecepatan thrust minimum, data input nya sebagai berikut :

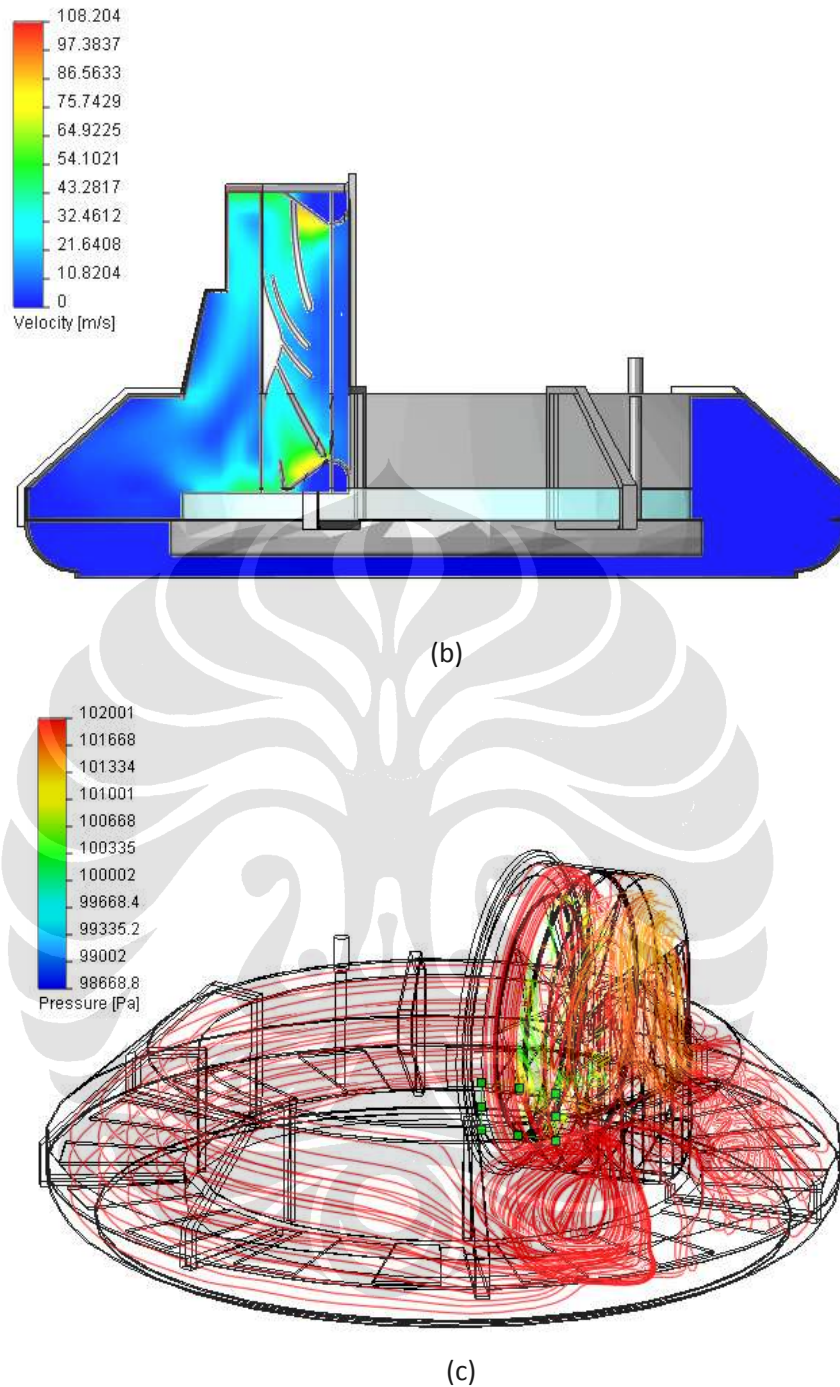
Tabel 6.3 Input data dan hasil simulasi untuk tekanan cushion dan kecepatan *thrust* untuk simulasi keseluruhan

No	Q (m ³ /s)	Pc (Pa)	Pc-Patm (Pa)	Vthrust (m/s)
1	1.2	101544	219	30.21
2	1.6	102273	948	34.48
3	2	102568	1243	40.12
4	2.4	103312	1987	45.2
5	2.8	104089	2764	55.01
6	3.2	105024	3699	61.6
7	3.6	105991	4666	67.96

Dari tabel di atas dapat disimpulkan bahwa konfigurasi yang mencapai tekanan minimum yang dibutuhkan cushion dan kecepatan minimum yang dibutuhkan untuk gaya dorong/*thrust* adalah pada konfigurasi dengan debit aliran 1,6 m³/s. Setelah dimasukkan data input maka dilakukan simulasi dan didapat hasil sebagai berikut :



(a)



Gambar 6.25(a) distribusi tekanan (b) distribusi kecepatan (c) visualisasi streamline distribusi tekanan

Dari visualisasi simulasi dapat dilihat distribusi tekanan pada cushion yang dihasilkan dengan nilai tekanan sebesar **948 Pa** dengan kenaikan tekanan pada fan sebesar **1220,96 Pa** serta distribusi kecepatan pada *thrust* sebesar **34,48 m/s**.