

# POROS

*Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*

Volume 9 Nomor 2, April 2006

---

## TERAKREDITASI

No. 23a/DIKTI/Kep/2004

---

### DEWAN REDAKSI

- Pelindung** : Dekan Fakultas Teknik
- Ketua** : Ir. Sofyan Djamil, M.Si.
- Penyunting Ahli** : Prof. Dr. Ir. I Made Kartika D., Dipl. Ing.  
 Prof. Dr. Ir. Eddy S. Siradj, M.Sc. Eng.  
 Dr. Ir. Erry Y. T. Adesta, C.Eng, MIMech E, IPM  
 Dr. Ir. Danardono A.S.  
 Ir. Lamto Widodo, M.T.
- Penyunting Pelaksana** : Agustinus Purna Irawan, S.T., M.T.  
 Delvis Agusman, S.T., M.Sc.  
 Harto Tanujaya, S.T., M.T.  
 I Wayan Sukania, S.T., M.T.
- Sekretariat** : Endro Wahyono
- Penerbit** : Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik  
 Universitas Tarumanagara
- Alamat Redaksi** : Jalan Let. Jend. S. Parman No. 1, Jakarta 11440  
 Telp. (021) 5638358 - 5663124 - 5672548, Fax. (021) 5663277  
 E-mail : [ftmesin@cbn.net.id](mailto:ftmesin@cbn.net.id) atau [mesin@tarumanagara.ac.id](mailto:mesin@tarumanagara.ac.id)

Jurnal Ilmiah Poros terbit sejak bulan Januari 1998 dengan frekuensi 4 (empat) kali dalam setahun (Januari, April, Juli dan Oktober) ini, diharapkan dapat menjadi salah satu sarana para profesional (dari dunia usaha, pendidikan dan peneliti) untuk mengembangkan profesi dan berpartisipasi serta menyebarkan perkembangan tentang iptek bidang teknik mesin melalui publikasi hasil penelitian.



# POROS

*Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*

Volume 9 Nomor 2, April 2006

**TERAKREDITASI**

No. 23a/DIKTI/Kep/2004

## DAFTAR ISI

### Hasil Penelitian

- 69 – 76 Pengontrolan lengan robot berdasarkan karakteristik otot pneumatik  
*Soeharsono dan Wilson Kosasih*
- 77 – 85 Sifat getar elastik pegas baja untuk pemanfaatan mekanisme sistem rem *antilock brake system*  
*Wibowo*
- 86 – 94 Studi peningkatan unjuk kerja termal penukar kalor pipa konsentrik menggunakan plat sirip bergelombang (*wavy plat fin*) dalam anulus  
*Indra Mamad Gandidi dan Novri Tanti*
- 95 – 103 Biodiesel dari minyak dedak padi  
*Boy Arief Fachri*
- 104 – 112 Validasi metode *static regain* dalam perancangan saluran  
*Ekadewi Anggraini Handoyo dan Mintarko Tandrayuana*
- 113 – 121 Classification of applied part relations in hybrid micro electro mechanical systems based on the geometry, position, and orientation of their part  
*The Jaya Suteja*
- 122 – 135 Pengendalian mutu pada proses produksi bijih plastik *high impact polystyrene* di PT. X  
*I Wayan Sukania dan Samuel Benaja*

# VALIDASI METODE *STATIC REGAIN* DALAM PERANCANGAN SALURAN

Ekadewi Anggraini Handoyo<sup>1)</sup> dan Mintarko Tandrayuana<sup>2)</sup>

*Abstract:* Some references describe that the *Static Regain* method is the best method to design ducting for distributing air. To validate this assertion, a simple layout is designed using this method and then followed by an experiment in laboratory to know its result. The conclusion get from the experiment is that the *Static Regain* method is indeed valid for design ducting which are able to distribute the air as much as its design's flow rate.

*Keywords:* static regain method, duct design, CFM.

## PENDAHULUAN

Dengan adanya efek rumah kaca yang ditimbulkan oleh gas polutan sisa proses pembakaran terutama pembakaran yang tidak sempurna menyebabkan temperatur udara di bumi ini meningkat, sehingga dapat dikatakan bumi makin panas. Keadaan ini membuat hampir semua gedung yang besar dan tinggi menggunakan system tata udara (*air conditioning system*) untuk mengkondisikan udara dalam ruangan. Menurut ASHRAE, daerah yang nyaman (*comfort zone*) dicapai saat temperature *dry-bulb* diantara: 21,1°C sampai 26,7°C, RH diantara 30% sampai 70%, kecepatan antara 15 – 25 ft/min dan kesegaran yang terjaga. Kesegaran di sini berarti kecukupan Oksigen untuk kebutuhan ventilasi. Untuk mencapai kesegaran ini, maka udara segar dari luar perlu dimasukkan ke dalam ruangan paling sedikit sama dengan kebutuhan ventilasi manusia di dalamnya.

Sistem tata udara jenis sentral lebih banyak digunakan untuk gedung yang besar dengan jam operasional hampir sama, karena kebutuhan energi input lebih rendah dibanding yang jenis unit. Secara umum, ada tiga tipe system tata udara sentral yaitu: *all water system*, *all air system* dan *combined system*.

Pada *all water system*, air dingin yang dihasilkan chiller dialirkan ke FCU (*Fan Coil Unit*) dalam ruangan-ruangan oleh pompa. Dalam FCU udara akan disirkulasikan oleh fan setelah bertukar panas dengan coil yang berisi air dingin. Udara dalam ruangan hanya bersirkulasi. Pada system ini sangat sulit mengendalikan RH tertentu dan tidak dapat menyediakan udara yang 'segar'. Namun, keuntungan utama system ini adalah tidak memerlukan tempat yang besar.

Pada *all air system*, air dingin yang dihasilkan *chiller* dialirkan ke AHU (*Air Handling Unit*) oleh pompa. Dalam AHU air dingin akan menurunkan temperatur dan sekaligus RH udara yang bisa merupakan campuran udara balik dari ruangan dan udara segar dari luar. Udara akan didinginkan sampai temperature dan RH tertentu sesuai beban kalor ruangan sehingga udara dalam ruangan akan mencapai kondisi rancangan. Udara dingin dialirkan oleh fan masuk ke ruangan-ruangan melalui saluran/duct.

Mengingat keunggulan dan kekurangan kedua system di atas, maka timbullah *combined system* yang menggabungkan keduanya.

<sup>1)</sup> Dosen Fakultas Teknologi Industri, Jurusan Teknik Mesin - Universitas Kristen Petra

<sup>2)</sup> Alumni Fakultas Teknologi Industri, Jurusan Teknik Mesin - Universitas Kristen Petra

Penentuan ukuran saluran udara sangatlah penting dalam distribusi udara dingin dari AHU. Karena beban kalor ruangan ditanggung oleh udara dingin, maka jumlah udara dingin yang disuplai ke ruangan haruslah tertentu besarnya. Jumlah udara biasanya dinyatakan dalam CFM (ft<sup>3</sup>/min).

Ada tiga metode untuk merancang ukuran saluran, yaitu metode *Velocity Reduction*, metode *Equal Friction* dan metode *Static regain*. Menurut Carrier, metode *Velocity Reduction* hanya cocok dipakai untuk perancang yang telah berpengalaman, untuk layout saluran yang sederhana dan perlu penggunaan *damper* untuk pengaturan aliran. Sedang metode *Equal Friction* paling cocok dipakai untuk *layout* yang simetri. Jika *layout* tidak simetri maka diperlukan *damper* di saluran yang terpendek agar terjadi balancing yang baik. Menurut Sofra (1992), kelebihan metode *static regain* adalah metode ini memperhitungkan pula losses karena *fitting/accessories* saluran di samping losses sepanjang saluran. Mengingat keterbatasan dan kelebihan di atas, maka digunakan metode *Static regain*. Dengan perancangan yang baik, udara dapat didistribusikan ke semua ruangan tanpa penggunaan *damper*, semacam *valve* untuk mengatur aliran.

Untuk mengetahui validitas metode *Static regain*, maka dilakukan penelitian dengan membuat *layout* sederhana yang ukuran salurannya sesuai hasil rancangan dengan metode tersebut.

## TINJAUAN PUSTAKA

### Aliran Laminar dan Turbulen

Menurut Finnemore dan Franzini (2002), pada tahun 1883 Osborne Reynolds menemukan ada dua jenis aliran fluida setelah melakukan percobaan yaitu aliran laminar atau aliran streamline dan aliran turbulen. Aliran laminar ditandai dengan struktur aliran yang terdiri dari gerakan partikel-partikel fluida yang berlapis-lapis. Sedang pada aliran turbulen struktur aliran terdiri dari gerakan partikel fluida dalam keadaan random tidak teratur sehingga tidak mempunyai frekwensi tertentu.

Besaran yang menentukan jenis aliran yang terjadi adalah bilangan Reynolds. Bilangan Reynolds tergantung pada geometri saluran yaitu diameter hidraulik  $D_h$ , property aliran fluida yaitu kecepatan  $v$ , massa jenis  $\rho$  dan viskositas  $\mu$  sesuai persamaan berikut:

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (1)$$

Aliran fluida di dalam saluran yang mempunyai bilangan Reynolds lebih besar dari 2300 termasuk jenis aliran turbulen.

### Aliran Compressible dan Aliran Incompressible

Aliran yang variasi kerapatannya dapat diabaikan disebut aliran *incompressible* dan ketika variasi kerapatan dalam aliran tidak dapat diabaikan, aliran disebut aliran *compressible*. Pada umumnya, aliran cairan/liquid dapat dikatakan sebagai aliran *incompressible* dan aliran gas sering dikatakan sebagai aliran *compressible*. Contoh pentingnya pengaruh *compressibility* pada cairan adalah kavitasi. Sebenarnya aliran gas dapat dianggap aliran *incompressible* jika kecepatan aliran lebih rendah dari kecepatan suara, yang ditandai dengan bilangan Mach yang

lebih kecil dari 0,3. Hal ini berarti aliran udara dapat dianggap *incompressible* jika kecepatan lebih rendah dari 100 m/detik.

### **Friction Loss**

Pada saluran terjadi penurunan tekanan akibat pengaruh friksi antara aliran fluida dengan dinding sebelah dalam saluran. Fluida yang viscous saat mengalir bersentuhan dengan dinding sebelah dalam saluran sehingga mengalami shear stress dan juga gradient kecepatan dalam arah tegak lurus aliran. Hal ini membuat terjadinya penurunan tekanan dalam aliran.

Kerugian gesek pada saluran (*Friction Loss*) adalah besarnya kerugian yang terjadi akibat adanya gesekan antara permukaan dalam saluran dengan fluida di dalamnya, biasanya dinyatakan dalam ketinggian fluida tertentu seperti air, sehingga sering disebut *friction head loss*. *Head loss total* ( $h_{LT}$ ) terdiri dari *head loss mayor* ( $h_L$ ) dan *head loss minor* ( $h_{Lm}$ ). *Head loss mayor* yaitu kehilangan energi karena gesekan pada dinding pipa yang mempunyai luas penampang yang tetap. Sedang *head loss minor* atau kerugian *minor* adalah kerugian energi yang disebabkan oleh *entrance*, *fitting*, perubahan luas penampang jalan aliran dan lain sebagainya.

Perhitungan *Head Loss Mayor*

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\bar{v}^2}{2 \cdot g} \quad (2)$$

Untuk aliran laminar faktor gesekan tidak tergantung pada kekasaran saluran:

$$f_{\text{laminar}} = \frac{64}{Re} \quad (3)$$

sedang untuk aliran turbulen, factor gesekan tergantung pada besar bilangan Reynolds dan kekasaran permukaan. Besar  $f$ , factor gesekan ini dapat dicari dengan menggunakan diagram Moody yang dapat dilihat pada referensi 1 dan 2.

Untuk fluida udara, hubungan antara *Friction Loss*, kecepatan, laju aliran dan diameter saluran sering kali dinyatakan dalam grafik *Friction Loss for Round Duct* yang dapat dijumpai pada referensi 3, 4 dan 5.

Perhitungan *Head loss Minor*

Kerugian minor dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$h_{Lm} = K \cdot \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (4)$$

$$\text{atau} \quad h_{Lm} = f \cdot \frac{L_c}{D_h} \cdot \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (5)$$

Ada 3 jenis kerugian minor yang sering terjadi yaitu Pembesaran dan Kontraksi, Belokan, dan Keluar Percabangan. Penentuan koefisien K atau panjang ekivalen  $L_e$  dapat dilihat pada referensi 1, 2.

### Metode *Velocity reduction*

Metode ini adalah metode yang paling sederhana. Prosedur merancang sistem saluran (*duct system*) dengan metode ini adalah memilih kecepatan awal di keluaran fan dan memilih pengurangan kecepatan dalam saluran dengan cara sembarang. Kecepatan awal yang dipilih tidak boleh melebihi ketentuan seperti pada referensi 3, 4, 5. Ukuran diameter saluran didapat dengan menggunakan grafik *Friction Loss for Round Duct* pada referensi 3, 4, 5 atau persamaan:

$$d = \sqrt{\frac{4CFM}{v \cdot \pi}} \quad (6)$$

Untuk mengkonversi bentuk saluran bulat dengan diameter  $d$  ke kotak dengan sisi  $pxl$ , digunakan grafik *Rectangular Equivalents of Round Ducts* pada referensi 5 atau persamaan:

$$pxl = \frac{\pi d^2}{4} \quad (7)$$

Kerugian tekanan maksimum yang diperbolehkan haruslah disesuaikan dengan tekanan statik yang dapat dihasilkan oleh kipas udara. Oleh karena itu, penentuan kecepatan udara dapat dimodifikasikan sedemikian rupa sehingga kerugian tekanan masih dapat di atasi oleh tekanan statik dari udara masuk ke dalam saluran yang bersangkutan. Dengan demikian metode ini hanya direkomendasikan untuk diterapkan pada sistem saluran udara yang sederhana atau yang dirancang oleh perancang yang sudah berpengalaman.

### Metode *Equal Friction*

Dengan metode ini ukuran saluran ditetapkan agar kerugian tekanan per satuan panjang saluran sama besarnya. Metode ini lebih baik dari metode *velocity reduction* karena memerlukan lebih sedikit balancing untuk *layout* yang simetri. Jika dipergunakan pada saluran yang bercabang dengan panjang berbeda, maka cabang dengan saluran yang lebih pendek hendaknya dilengkapi dengan *dampers*. Hal ini karena metode ini tidak dapat membuat penurunan tekanan yang sama di dalam cabang-cabang.

Prosedur perancangan adalah:

- Membagi *layout* dalam *section-section*.
- Mengidentifikasi CFM kebutuhan udara tiap *section*
- Menentukan kecepatan awal dalam saluran utama dekat keluaran fan. Kecepatan dipilih dengan memperhatikan batas noise yang ditimbulkan aliran dalam saluran.
- Dari grafik *Friction Loss for Round Duct* didapat besar *Friction Loss* untuk laju aliran CFM tertentu dengan kecepatan tertentu. Dengan *Friction Loss* yang sama dicari ukuran diameter saluran untuk CFM yang berbeda dengan grafik tersebut.
- Kemudian dengan persamaan (7) atau grafik *Rectangular Equivalents of Round Ducts* dicari ukuran kotak saluran.

Modifikasi dari metode ini adalah dengan menggunakan metode tekanan konstan untuk saluran utama. Dalam hal tersebut kerugian gesek per meter panjang saluran udara adalah kerugian tekanan total dibagi oleh panjang ekuivalen dari saluran yang bersangkutan.

### Metode *Static Regain*

Dasar utama metode ini adalah merancang ukuran saluran sehingga penambahan tekanan static (didapatkan karena pengurangan kecepatan) pada titik pertemuan *section* sama dengan *Friction Loss* di *section* berikutnya

Prosedur perancangan:

- membagi *layout* dalam *section-section*
- memilih kecepatan awal pada saluran utama keluaran fan dan menentukan ukuran saluran di *section* utama dengan cara seperti pada dua metode yang lain.
- mengasumsikan kecepatan aliran untuk *section* berikutnya dengan harga yang lebih rendah dari *section* sebelumnya.
- menentukan *Friction Loss* pada *section* tersebut dengan cara seperti pada metode lain.
- menghitung *static pressure regain* (SPR) di titik pertemuan *section* tersebut (yang dihitung *Friction Loss*-nya) dengan *section* sebelumnya dengan persamaan:

$$SPR = 0,75 \left[ \left( \frac{V_1}{4000} \right)^2 - \left( \frac{V_2}{4000} \right)^2 \right] \text{ in w.g} \quad (8)$$

- membandingkan apakah *Friction Loss* sama dengan SPR. Jika belum sama, maka kecepatan  $V_2$  perlu diubah supaya *Friction Loss* mendekati sama dengan SPR.
- dengan kecepatan yang diperoleh dari langkah sebelum ini, maka ukuran saluran dapat ditentukan.

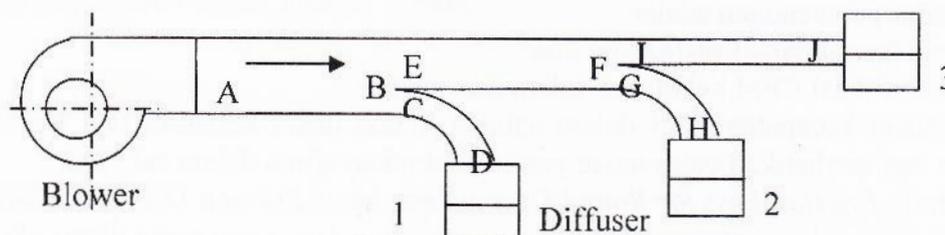
## TATA KERJA

### Model untuk Validasi

Model yang akan dibuat dibatasi:

- Menggunakan fan/blower yang ada
- Dirancang untuk skala laboratorium, maka panjang dibatasi 3m.

Layout yang akan dirancang untuk validasi metode *Static regain* adalah:



Gambar 1. Layout model untuk validasi.

Panjang section A-B = 1m, C-D = 25cm, E-F = 1m, G-H = 25cm, I-J = 1m.

*Blower* yang digunakan adalah jenis sentrifugal *Ebmpapst Centrifugal Blower* dengan tipe D4E160-DA01-48 dengan daya 135 Watt. Karena tidak tersedia spesifikasi teknis dari *blower* tersebut, maka dilakukan pengukuran kecepatan aliran udara keluaran *blower* untuk mengetahui besar CFM yang dihasilkan. Dari pengukuran dengan beberapa variasi tegangan input ke *blower*, didapatkan hasil seperti pada Tabel 1. Pengaturan tegangan input dengan potensio.

Tabel 1. Hasil pengukuran kecepatan & CFM keluaran *blower*

Tegangan input (Volt)	Kecepatan (m/s)	Laju aliran udara (CFM)
220	12,17	491
210	11,95	485
200	11,53	468
190	11,21	455

Besar tekanan dinamik yang dihasilkan *blower* diperkirakan sebesar 88,9 Pa.

Dengan model seperti pada *layout* di atas, langkah dalam validasi adalah:

- Mengambil acuan: *blower* menghasilkan laju aliran udara sebesar 491 CFM.
- Menentukan besar CFM yang akan disuplai dari tiap diffuser dengan perbandingan diffuser 1: 2: 3 adalah 1: 1: 1,5, sehingga laju aliran udara dari:
  - diffuser 1 dan 2 masing-masing: 141 CFM
  - diffuser 3: 209 CFM
- Membagi *layout* tadi dalam beberapa *section* (*section* A-B, C-D, E-F, G-H, I-J).
- Merancang ukuran saluran tiap *section* dengan metode *Static regain*.
- Menghitung *Friction Loss* total dalam saluran untuk mengetahui kecukupan besar tekanan yang dihasilkan *blower*.
- Membuat model dengan ukuran saluran seperti hasil rancangan.
- Melakukan percobaan mengukur CFM di tiap diffuser untuk mengetahui validitas metode *Static regain*.

### Rancangan Ukuran Saluran

Menurut referensi 5, untuk ruang perkantoran kecepatan aliran udara dalam saluran utama adalah berkisar antara 1500 – 2000 ft/min. Memperhatikan keluaran *blower* yang ada, maka ditentukan kecepatan awal di saluran utama, berarti di *section* A-B = 1700ft/min.

Dengan menggunakan grafik *Friction Loss for Round Duct* atau persamaan (6) didapat besar friksi di *section* A-B dan ukuran diameter *section* A-B. Dengan grafik *Rectangular Equivalents of Round Ducts* didapat ukuran kotak *section* A-B. Ukuran diameter *section* A-B = 6,1 inch, jika diganti dengan penampang kotak, ukurannya menjadi 6,9 inch x 4,3 inch. Besar *Friction Loss* dalam *section* A-B = 0,78 in w.g / 100 ft, sedang panjang A-B = 1m, maka *Friction Loss* = 0,0246 in w.g.

Kecepatan aliran udara di *section* berikutnya yaitu *section* C-D diasumsikan = 1650 ft/min. CFM di *section* C-D = 141. Dari grafik *Friction Loss for Round Duct* didapat bahwa *Friction Loss* = 0,0139 in w.g. Dengan asumsi kecepatan di C-D = 1650 ft/min, dihitung SPR di titik C dengan persamaan (8), yaitu:

$$SPR_c = 0,75 \left[ \left( \frac{1700}{4000} \right)^2 - \left( \frac{1650}{4000} \right)^2 \right] = 0,00785 \text{ in w.g}$$

Ternyata SPR di titik C lebih kecil dibanding *Friction Loss* section C-D. Hal ini berarti penurunan kecepatan kurang banyak, maka kecepatan di section C-D diganti dengan 1625 ft/min. Kemudian dihitung ulang berapa besar *Friction Loss* dan SPR di titik C. Besar *Friction Loss* di section C-D = 0,0123 in w.g, sedang SPR di titik C = 0,0124 in w.g. Melihat bahwa SPR di titik C hampir sama dengan *Friction Loss* di section C-D, maka asumsi kecepatan 1625 ft/min di section C-D dapat diterima dan proses perancangan ukuran saluran dapat dilanjutkan. Hasil untuk seluruh section dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Hasil perancangan saluran dengan metode *Static regain*.

Section	CFM	v (ft/min)	Friction Loss (in w.g)	SPR (in w.g)	Size (inch)	Size (cm)
A-B	491	1700	0,0246		6,9 x 4,3	17,5 x 10,9
C-D	141	1625	0,0123	0,0124	2,1 x 4,3	5,3 x 10,9
E-F	350	1525	0,0236	0,0272	5,5 x 4,3	14 x 10,9
G-H	141	1455	0,0094	0,0098	2,4 x 4,3	5,9 x 10,9
I-J	209	1328	0,0230	0,0264	3,7 x 4,3	9,6 x 10,9

Total *Friction Loss* adalah jumlah dari *Friction Loss* mayor di section A-B, E-F, I-J dan head loss minor yang terdiri dari dua *branch duct takeoff* ke diffuser 1 & 2, dua pengecilan penampang. *Head loss* minor dihitung dengan menggunakan persamaan (4) atau persamaan (5). Total loss adalah 0,3 in w.g atau sama dengan 74,7 Pa. Hal ini menunjukkan bahwa tekanan dari *blower* cukup untuk mengalirkan udara dengan layout model yang dirancang.

## HASIL DAN PEMBAHASAN

Karena keterbatasan dalam proses pembuatan, maka ukuran riil saluran tidak dapat sama dengan rancangan. Ukuran riil saluran adalah seperti pada Tabel 3.

Tabel 3. Ukuran riil tiap section (cm)

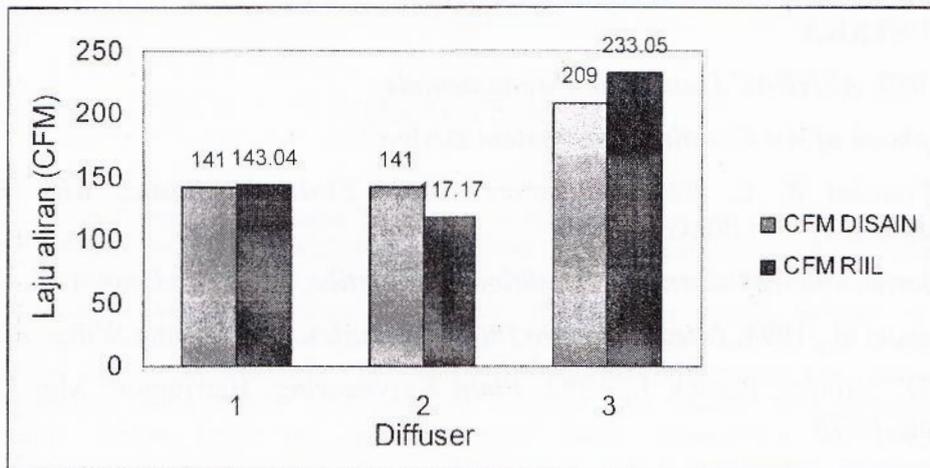
A-B	C-D	E-F	G-H	I-J
17,4 x 11	5,2 x 10,9	14 x 10,9	5 x 10,9	9,5 x 10,8

Kecepatan aliran udara di saluran utama (section A-B dan section E-F) tidak dapat diukur, maka validasi metode *Static regain* dilakukan dengan mengamati besar CFM udara yang dialirkan di tiap diffuser melalui pengukuran kecepatan aliran keluar. Dari eksperimen yang dilakukan tiga kali pada tegangan input 220 Volt, didapat hasil pengukuran kecepatan dan hasil perhitungan CFM seperti pada Tabel 4.

Tabel 4. Kecepatan dan CFM di tiap diffuser pada tegangan input 220 Volt.

Diffuser	Ukuran Diffuser (cm)	Kecepatan (m/s)	CFM
1	5,2 x 10,9	11,91	143,08
2	5 x 10,9	10,15	117,17
3	9,5 x 10,8	10,72	233,05
Total CFM			493,3

Laju aliran (CFM) udara yang melalui tiap diffuser hasil rancangan dengan menggunakan metode *Static regain* dibandingkan dengan pengukuran riil dapat dilihat pada Gambar 1. Data ini pada tegangan input 220 Volt.



Gambar 2. Perbandingan CFM hasil perancangan dengan CFM riil pada tegangan 220 Volt.

Dari Gambar 2 di atas, terlihat bahwa laju aliran udara melalui *diffuser 1* paling mendekati nilai rancangan, sedang laju aliran melalui *diffuser 2* lebih rendah dan mengakibatkan laju aliran melalui *diffuser 3* melebihi harga rancangan.

Hal ini dapat dilihat karena ukuran riil saluran ke *diffuser 2*, yaitu *section G-H*, jauh lebih kecil dari rancangan. Ukuran seharusnya  $5,9 \times 10,9 \text{ cm}$  ( $64,31 \text{ cm}^2$ ) sedang riil hanya  $5 \times 10,9 \text{ cm}$  ( $54,5 \text{ cm}^2$ ). Ukuran yang mengecil 85% ini membuat diameter hidraulik berkurang sehingga kecepatan meningkat dan mengakibatkan *Friction Loss* menjadi besar. Saluran dengan *Friction Loss* yang besar menyebabkan laju aliran udara yang melaluinya berkurang menjadi 83%. Keadaan ini membuat sisa CFM mengalir melalui *section I-J*, seperti pada Gambar 2 terlihat kelebihan CFM di *diffuser 3* sama dengan kekurangan CFM di *diffuser 2*. Keadaan serupa juga terjadi pada tegangan input lain seperti pada Tabel 5.

Solusi jika hal ini terjadi dalam realita adalah melakukan “balancing” di semua *diffuser/terminal outlet* dengan menggunakan *damper*.

Tabel 5. Kecepatan dan CFM di tiap diffuser pada tegangan input 210, 200 dan 190 Volt.

Diffuser	210 Volt			200 Volt			190 Volt		
	Kecepatan, m/s	CFM	rasio	Kecepatan, m/s	CFM	rasio	Kecepatan, m/s	CFM	rasio
1	11,79	141,60	1	11,45	137,51	1	11,18	134,27	1
2	10,11	116,75	0,83	9,78	112,94	0,82	9,44	109,01	0,81
3	10,54	229,14	1,62	10,20	221,75	1,61	10,04	218,27	1,63
		487,49			472,20			461,55	

## KESIMPULAN

Dengan model yang telah dibuat, dapat disimpulkan bahwa:

1. Metode *Static regain* untuk merancang saluran udara terbukti valid.

2. Pembuatan saluran tidak boleh mengalami kesalahan terutama jika tidak akan menggunakan *damper*.

#### DAFTAR PUSTAKA

ASHRAE., 1989, *ASHRAE Handbook Fundamentals*.

Carrier, *Handbook of Air Conditioning System Design*.

Joseph B. Franzini & E. John Finnemore, 2002, *Fluid Mechanics with Engineering Applications*, 10<sup>th</sup> ed. McGraw-Hill.

Norman C. Harris, 1983, *Modern Air Conditioning Practice*, 3<sup>rd</sup> ed. McGraw-Hill.

Robert W. Fox, et al., 1994, *Introduction to fluid mechanics*, 4<sup>th</sup> ed., John Willey & Sons.

Sofra, John D., Brooks, Patrick J., 1992, *Plant Engineering*, Barrington: May 21, Vol. 46, Iss. 9, pg. 76-78

#### DAFTAR NOTASI

- $\rho$  : kerapatan atau massa jenis fluida, kg/m<sup>3</sup>  
 $\mu$  : viskositas kinematik fluida, N.s/m<sup>2</sup>  
 $f$  : faktor gesek  
 $L$  : panjang saluran, m atau ft  
 $D_h$  : diameter hidrolis, m atau ft  
 $L_e$  : panjang ekuivalen menurut saluran lurus, m atau ft  
 $\bar{v}$  : kecepatan rata-rata, m/s atau ft/menit  
CFM : laju aliran, ft<sup>3</sup>/menit  
 $V_1$  : kecepatan udara masuk titik pertemuan, m/s atau ft/menit  
 $V_2$  : kecepatan udara ke luar titik pertemuan, m/s atau ft/menit