INFO TEKNIK
Volume 20 No. 1 Juli 2019 (31-46)

PENGARUH VARIASI POSISI PEMASANGAN DAN ARAH ALIRAN FLUIDA TERHADAP KINERJA VENTURI VAKUM

R.N. Akhsanu Takwim dan Kris Witono
Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Malang
Email : akhsanu.takwim@polinema.ac.id, kris.witono@polinema.ac.id

ABSTRACT

A liquid fluid flow that is driven by a centrifugal pump past the ventury channel needed to produce the vacuum conditions at the ventury vacuum pump. The amount of vacuum pressure produced by ventury is influenced by the increase of flow rate due to the channel cross section that follows the Bernoulli principle. The flow rate on the channel is affected by the discharge generated by the pump that follows the law of continuity. In addition to speed, the pressure of channel input is also a variable that affects ventury vacuum pressure. Pressure losses and flow discharge caused by the connection or turn of the pipe arising from the installation design, will affect the performance of the Setrifugal pump in the form of discharge flow and pressure that ultimately strongly affects the rally Venturi vacuum work.

Therefore, it is necessary to evaluate the influence of the design of the istalation associated with the position of ventury mounting and the direction of the flow to the pressure and discharge of the vacuum to be the primary purpose of this research so that the variables are obtained The performance of a ventury vacuum pump.

In this research the placement of vacuum ventury in several positions, namely vertical position, horizontal position and tilt position 45°. Then measured parameters are occurring, such as discharge fluid flow, liquid fluid pressure and vacuum pressure occurring on the pipe.

From this study obtained optimum performance on the installation with a sloping ventury position of 45° with the direction of the downward flow, which resulted in the lowest vacuum pressure of-65 CmHg with ventury suction flow of 33.01 liters/minute.

Keywords: vacuum ventury, mounting position, flow direction, vacuum pressure, suction flow

1. PENDAHULUAN

Dalam aplikasinya ada beberapa alat penghasil vakum yang sering digunakan dalam proses pengolahan produk pangan, yaitu pompa vakum tipe *water ring,* dan pompa vakum venturi. Pompa vakum tipe *water ring* memiliki performa yang baik, tetapi harganya yang cukup mahal sehingga hanya banyak dipakai oleh kalangan industri menengah ke atas. Sedangkan pompa vakum venturi banyak digunakan oleh industri kecil menengah karena harganya relatif lebih murah tetapi performanya lebih rendah dibandingkan tipe *water ring.*

Pada pompa vakum venturi, untuk menghasilkan kondisi vakum dibutuhkan aliran fluida cair yang digerakkan oleh pompa sentrifugal melewati saluran venturi. Besarnya tekanan vakum yang dihasilkan oleh venturi dipengaruhi oleh pertambahan kecepatan aliran akibat pengecilan penampang saluran yang mengikuti prinsip Bernoulli. Kecepatan aliran pada saluran

dipengaruhi oleh debit yang dihasilkan oleh pompa yang mengikuti hukum kontinuitas. Selain kecepatan, tekanan input saluran juga merupakan variabel yang mempengaruhi tekanan vakum venturi. Unjuk kerja pompa setrifugal berupa debit aliran dan tekanan sangat mempengaruhi unjuk kerja vakum venturi. Kerugian-kerugian tekanan maupun debit aliran yang disebabkan oleh sambungan maupun belokan pipa, timbul sesuai dengan desain instalasi.

Dalam prakteknya, instalasi vakum venturi tidak dapat menghindari pemasangan sambungan, khususnya sambungan *elbow,* menyesuaikan dengan kebutuhan di lapangan, yang memungkinkan penempatan vakum venturi dalam beberapa posisi, yaitu posisi vertikal, posisi horisontal dan posisi miring 45°.

Oleh karena itu untuk memahami unjuk kerja vakum venturi dan mengevaluasi pengaruh posisi venturi dan arah aliran fluida terhadap tekanan dan debit vakum menjadi tujuan utama penelitian ini sehingga diperoleh variabel-variabel yang dapat memperbaiki unjuk kerja pompa vakum venturi.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Persamaan Kontinuitas

Untuk aliran mantap, massa fluida yang melalui semua bagian dalam aliran fluida per satuan waktu adalah sama. Persamaannya adalah (Ranald V.Giles, 1984) :

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad \text{..... (2.1)}$$

Untuk fluida inkomkompresibel dan bila $\rho_1 = \rho_2$ maka persamaan tersebut menjadi :

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \text{ atau } Q_1 = Q_2 \quad \text{..... (2.2)}$$

dimana :

A_1 = luas penampang bagian satu (m^2)

A_2 = luas penampang bagian dua (m^2)

v_1 = kecepatan rata-rata penampang bagian satu (m/s)

v_2 = kecepatan rata-rata penampang bagian dua (m/s)

Q = laju aliran volume (m^3/s) ρ = kerapatan (kg/m^3)

2.2. Persamaan Bernoulli

Persamaan ini merupakan salah satu yang tertua dalam mekanika fluida dan asumsi yang digunakan untuk menurunkannya sangat banyak, tetapi persamaan tersebut dapat secara efektif untuk menganalisis suatu aliran. Persamaan tersebut adalah sebagai berikut:

$$p + \tfrac{1}{2}\rho v^2 + \gamma z = \text{konstan} \quad \text{……(2.3)}$$

atau

$p/\gamma + v^2/2g + z = \text{konstan}$ ………………… ……….……..(2.4)

dimana :

v = kecepatan rata-rata (m/s)

P = tekanan (N/m^2)

ρ = kerapatan (kg/m^3)

z = ketinggian (m)

γ = berat jenis (N/m^3)

g = percepatan gravitasi bumi (m/s^2)

Persamaan Bernoulli untuk dua titik :

$P_1 + ½\rho v_1^2 + \gamma z_1 = P_2 + ½\rho v_2^2 + \gamma z_2$…………………………….............. (2.5)

Atau

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad \text{(2.6)}$$

dimana :

v_1= kecepatan rata-rata di titik satu (m/s)

v_2= kecepatan rata-rata di titik dua (m/s)

P_1 = tekanan di titik satu (N/m^2)

P_2 = tekanan di titik dua (N/m^2)

ρ= kerapatan (kg/m^3)

γ = berat jenis (N/m^3)

z_1 = elevasi di titik satu (m)

z_2= elevasi di titik dua (m)

Dalam menggunakan persamaan Bernoulli, terdapat asumsi-asumsi yang harus diperhatikan yaitu; (1) fluidanya ideal, (2) alirannya mantap/steady flow, (3) alirannya tak mampu mampat. Persamaan Bernoulli dapat diterapkan hanya sepanjang sebuah garis-arus.

Bila alirannya horisontal (z1 = z2), maka persamaan Bernoulli menjadi :

$P_1 + ½ \rho v_1^2 = P_2 + ½ \rho v_2^2$ ……………………………………………..(2.7)

dimana :

v_1 = kecepatan rata-rata di titik satu (m/s)

v_2 = kecepatan rata-rata di titik dua (m/s)

P_1 = tekanan di titik satu (N/m^2)

P_2 = tekanan di titik dua (N/m^2)

ρ= kerapatan (kg/m^3)

Pengaruh ketidakhorisontalan aliran dapat digabungkan dengan menyertakan perubahan ketinggian (z_1–z_2) ke dalam persamaan.

Gabungan dari persamaan kontinuitas (2.2) dengan persamaan Bernoulli (2.4) menghasilkan persamaan laju aliran teoritis Q berikut ini:

$$Q = A_2 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho\left(1 - \left\{\frac{A_2}{A_1}\right\}\right)}} \quad \text{.....(2.8)}$$

dimana :

Q = laju aliran (m^3/s)

A_1 = luas penampang bagian satu (m^2)

A_2 = luas penampang bagian dua (m^2)

ρ = kerapatan (kg/m^3)

P_1-P_2 = ΔP = perbedaan tekanan ($\Delta P = \rho (v_2^2 - v_1^2)/ 2g$)

Catatan: A 2< A1

Hasil dari laju aliran teoritis ini akan lebih besar daripada laju aliran yang terukur sebenarnya, ini karena berbagai perbedaan antara kenyataan dengan asumsi-asumsi yang digunakan dalam penurunan/penggunaan persamaan Bernoulli. Perbedaan ini dapat mencapai 1 – 40 %.

2.3 Head Losses

Head losses adalah head atau kerugian-kerugian dalam aliran pipa yang terdiri atas *mayor losses* dan *minor losses*. (Sularso, 2000).

H = Hf + Hm .....(2.9)

Dimana:

H : head losses (m)

Hf : mayor losses (m)

Hm: minor losses (m)

2.3.1 Mayor Losses

Mayor Losses atau Kerugian mayor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan aliran fluida pada sistem aliran dengan luas penampang tetap atau konstan. Aliran fluida yang melalui pipa akan selalu mengalami kerugian head. Hal ini disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara

fluida dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh fluida. Kerugian head akibat dari gesekan dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan Darcy – Weisbach yaitu:

$Hf = f. (L/ D) . (v^2/ 2g)$ ……………………………………… (2.10)

Dimana:

Hf : head mayor (m)

L : panjang pipa (m)

D : diameter pipa (m)

v : kecepatan (m/s)

g : gravitasi bumi (m/s^2)

f : factor gesek (didapat dari diagram mody)

Diagram mody telah digunakan untuk menyelesaikan permasalahan aliran fluida dalam pipa dengan menggunakan faktor gesekan pipa (f) dari rumus Darcy – Weisbach. Untuk aliran laminar dimana bilangan Reynold kurang dari 2300 (Re<2300), faktor gesekan (f) pada persamaan 2.10 dihubungkan dengan bilangan Reynold dengan rumus:

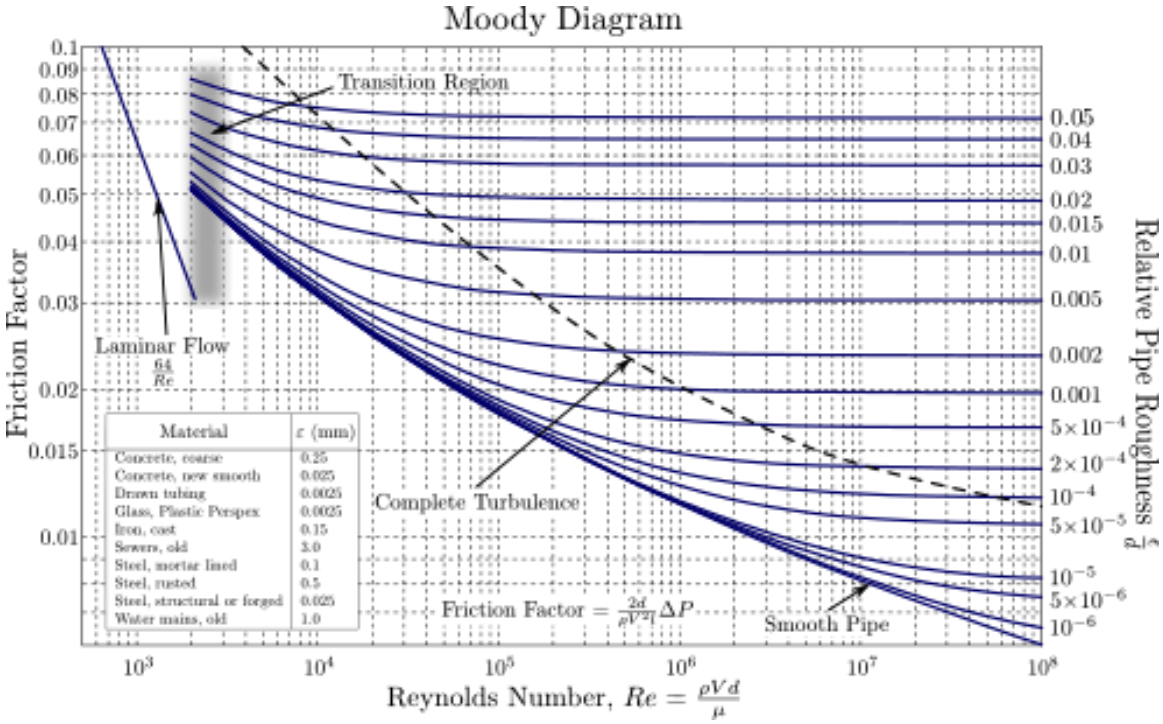
$f = 64/Re$ .... (2.11)

Untuk aliran Turbulen (Re>4000), maka fungsional dari factor gesekan tergantung pada bilangan Reynold dan kekasaran relatif, f = ǿ (Re, ε/D).

2.3.2 Minor Losses

Minor Losses atau kerugian minor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan yang terjadi pada katup-katup, sambungan *T*, sambungan belokan, dan pada luas penampang yang tidak konstan. Pada aliran yang melewati belokan dan katup *head loss minor* yang terjadi dapat dihitung dengan rumusan Darcy – Weisbach (White, 1988) yaitu:

$Hm = k. (v^2/ 2g)$ ……………………………………………(2.12)



Gambar 2.1 Moody diagram

Tabel 2.1 Nilai Kekasaran untuk berbagai jenis material pipa (ε)

Pipe Material	Roughness Height (mm)
1. Wrought iron	0.04
2. Asbestos cement	0.05
3. Poly(vinyl chloride)	0.05
4. Steel	0.05
5. Asphalted cast iron	0.13
6. Galvanized iron	0.15
7. Cast/ductile iron	0.25
8. Concrete	0.3 to 3.0
9. Riveted steel	0.9 to 9.0

dengan :

Hm :head minor (m)

v : kecepatan (m/s)

g : gravitasi bumi (m/s^2)

k : koefisien kerugian pada fiting

2.3.4 Koefisien kerugian pada belokan pipa

Ada dua macam belokan pipa yaitu belokan lengkung dan belokan patah. Untuk belokan lengkung sering dipakai rumus Fuller dimana k pada persamaan (2.12) dinyatakan sebagai berikut (Sularso dan Tahara: 2000).

$k = [0{,}131 + 1{,}847\,(Db/2R)^{3{,}5}][\theta/90]^{0{,}5}$ (2.13)

Dimana :

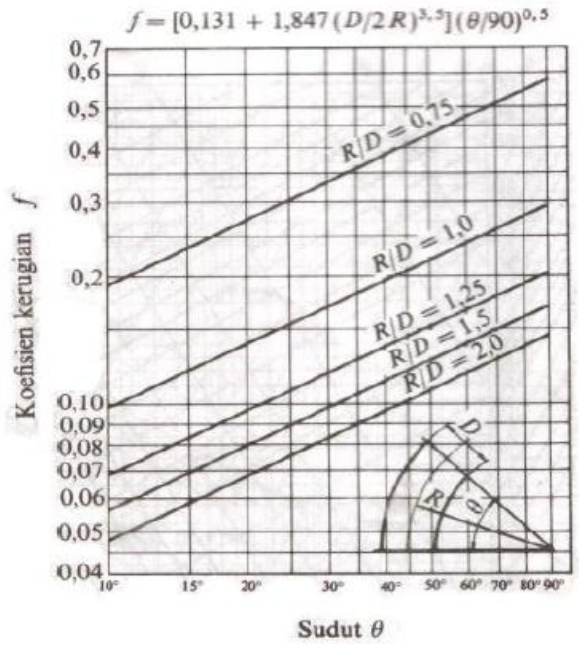
Db : Diameter dalam belokan (m)

R : Jari-jari lengkung sumbu belokan (m)

θ : sudut belokan (derajat)

k : koefisien kerugian

Hubungan di atas dapat di lihatkan pada gambar 2.2 berikut:



Gambar 2.3 Koefisien kerugian pada belokan pipa (Sularso dan Tahara, 2000)

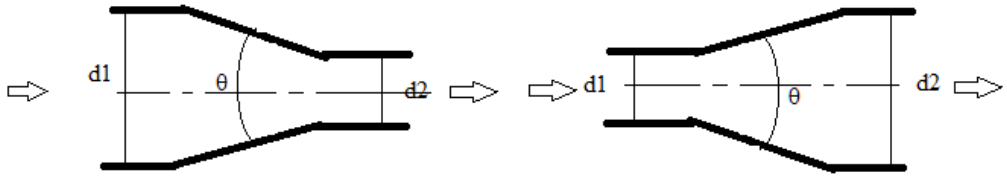
2.5.4 Koefisien Kerugian pada Pembesaran dan Pengecilan Penampang

Aliran melalui sebuah expander sangat rumit dan dapat sangat tergantung pada perbandingan luas penampang, detil spesifik dari bentuk geometrisnya dan bilangan reynolds. Adapun rumus teoritisnya adalah:

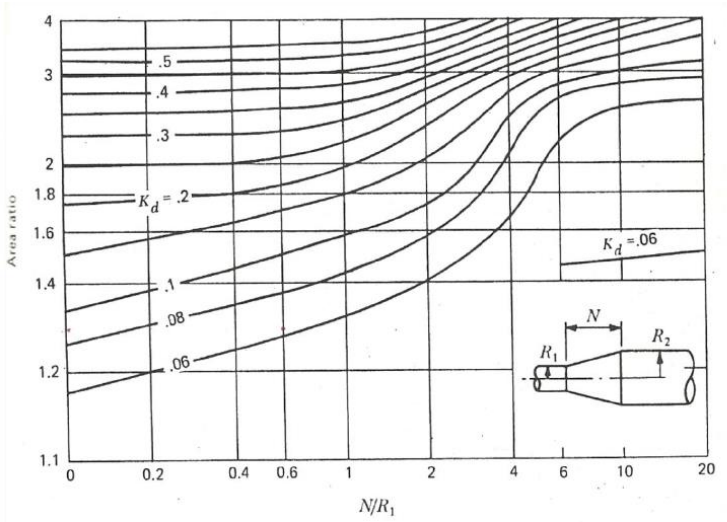
$$\boldsymbol{K_2} = \frac{\sqrt{\left(\sin\frac{\theta}{2}\right)(1-\beta^2)}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4} \quad \text{.....(2.14)}$$

Di mana, $45^o < \theta \leq 180^o$

dan $\beta = d_1/d_2$



Gambar 2.4 pengecilan dan pembesaran penampang pipa



Gambar 2.5 Pengecilan dan pembesaran penampang pipa

Aliran yang melalui pengecilan kerucut tidak serumit dibandingkan aliran pada perbesaran kerucut. Koefisien kerugian yang khas berdasarkan pada kecepatan (laju tinggi) di sisi hulu bisa cukup kecil dari $K_l = 0{,}02$ untuk $\theta = 30^o$ sampai $K_l = 0{,}07$ untuk $\theta = 60^o$. Adalah relative mudah untuk mempercepat sebuah fluida secara efesien, rumus teoritisnya:

$$\boldsymbol{K_2 = \frac{(1-\beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}} \quad \text{.....(2.15)}$$

di mana, $45^o < \Theta \leq 180^o$

Dan $\beta = d_1/d_2$

3.. METODE PENELITIAN

Eksperimen diawali dengan membuat instalasi uji vakum venturi dengan arah aliran melalui venturi dengan sudut 0°, 45° dan 90° dari bidang datar. Selanjutnya dilakukan pengujian instalasi vakum venturi dengan fluida air pada masing-masing sudut aliran venturi . Data tekanan output pompa, debit output pompa, tekanan vakum, debit vakum serta tekanan dan debit output venturi direkam. Selanjutnya pengujian yang sama dilakukan dengan merubah posisi venturi pada bagian output pompa vertikal, pada bagian setelah sambungan *elbow* dan pada bagian

setelah belokan 45°. Hasil pengujian kemudian disajikan dalam bentuk tabel dan grafik untuk tiap perlakuan.

A B C D

Gambar 3.1 Instalasi Uji Vakum Venturi dengan posisi vertical down (A), posisi Horisintal (B), posisi 45° (C), dan posisi Vertical Up (D)

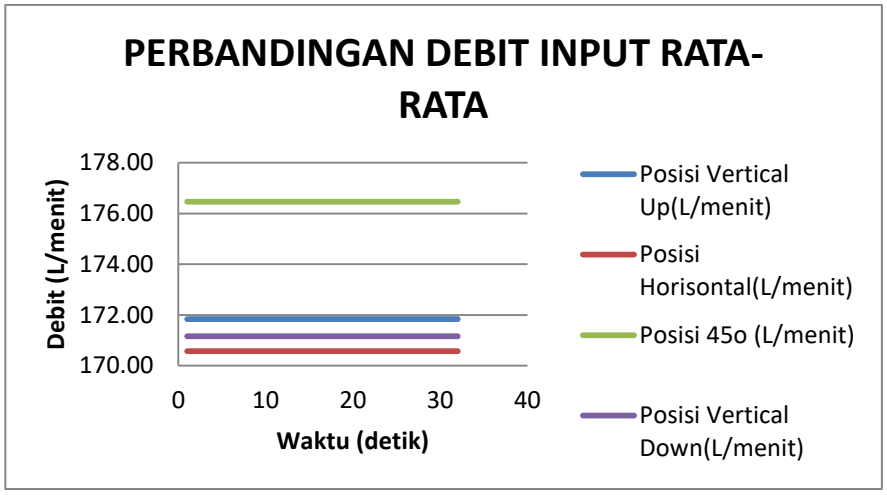
Bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah pipa dan fitting PVC diameter 1,5 inchi (0,381 dm) dengan luas penampang 0.11395 dm^{2}, yang digunakan untuk merubah posisi instalasi vakum venturi.

Belokan berupa elbow 90° dengan radius lengkung sumbu R 24.35 mm dan diameter dalam belokan Db = 5 mm, elbow 45°, sambungan shock dan watermur. Sebagai fluida pendorong, digunakan air dengan temperatur 25 ^{o}C. Nilai kekentalan kinetic air (υ) sebesar 1,009 x 10-6 m^{2}/det dan massa jenis (ρ) sebesar 1 kg/dm^{3}.

Pengukuran unjuk kerja masing-masing instalasi venturi, berupa debit aliran cairan masuk dan keluar venturi, debit aliran udara hisap dan tekanan vakum dilakukan untuk tiap variasi instalasi. Selanjutnya hasil pengukuran ditabelkan untuk dilakukan analisa lebih lanjut.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Debit Input Rata-rata pada Venturi dengan Berbagai Variasi Posisi



Gambar 4.1 Grafik Perbandingan Debit Input Rata-rata Venturi

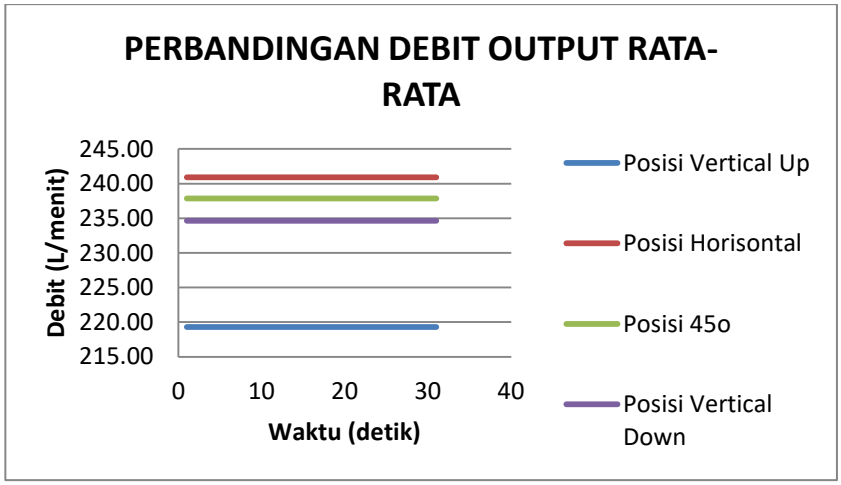
Gambar 4.1 menunjukkan grafik perbandingan debit input venturi rata-rata yang terjadi untuk beberapa variasi posisi pemasangan venturi. Pada posisi pemasangan venturi miring 45° mengasilkan debit input yang paling besar yaitu 176.46 liter/detik, Perbedaan debit aliran input terjadi akibat adanya kerugian-kerugian yang terjadi sepanjang instalasi, dimana berbeda instalasi maka nilai kerugian yang terjadi juga akan berbeda.

Untuk semua instalasi, kecuali instalasi dengan posisi venturi 45°, memiliki kerugian-kerugian yang hampir sama, baik kerugian mayor yang terkait dengan panjang instalasi maupun kerugian minor yang disebabkan oleh sambungan dan belokan-belokan yang terjadi. Pada instalasi dengan posisi venturi 45° sebagaimana tampak pada gambar 3.1(C), memiliki instalasi yang lebih pendek dan 1 (satu) belokan dengan bentuk yang lebih landai sehingga memiliki nilai kerugian yang lebih rendah dibandingkan posisi instalasi yang lain. Nilai kerugian-kerugian secara tidak langsung akan mempengaruhi debit aliran yang terjadi pada system aliran, dimana semakin besar kerugian maka akan menurunkan head pompa yang pada akhirnya akan menurukan debit aliran juga.

Menurut persaman Bernoulli, perbedaan ketinggian (z) juga mempengaruhi head total pompa, semakin besar beda ketinggian, maka akan semakin berkurang head total pompa. Selanjutnya berkurangnya nilai head juga akan mengurangi debit aliran pada system instalasi. Pada instalasi dengan posisi venturi horisontal memiliki beda ketinggian yang terbesar dibandingkan dengan instalasi pada posisi yang lainnya, sehingga pada posisi ini debit aliran input venturi memiliki nilai yang terendah dibandingkan posisi yang lainnya.

4.2 Debit Output Rata-rata pada Venturi dengan Berbagai Variasi Posisi

Berdasarkan persamaan kontinuitas, debit aliran output venturi seharusnya sama dengan debit aliran input. Namun karena dalam pengujian katup hisap venturi dalam kondisi terbuka, maka pada system terjadi percampuran fluida air (incompressible) dari pompa dengan udara yang dihisap dari tabung vakum. Fluida yang dihisap oleh venturi adalah udara yang merupakan fluida kompresibel. Sehingga terjadi penambahan debit aliran fluida melalui output venturi. Perbandingan nilai debit output rata-rata venturi dapat digrafikkan seperti terlihat pada gambar 4.2 di bawah ini.



Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Debit Output Rata-rata Venturi

Pada grafik di atas terlihat, posisi venturi *vertical up* menghasilkan debit output rata-rata paling rendah sebesar 219. 30 liter/menit, padahal debit input rata-rata pada posisi ini adalah cukup besar yaitu 171.84 liter/menit. Akibatnya debit hisap rata-rata venturi yang dihasilkan juga paling kecil yaitu sebesar 25.71 liter/menit, dengan tekanan vakum maksimal 65 cmHg.

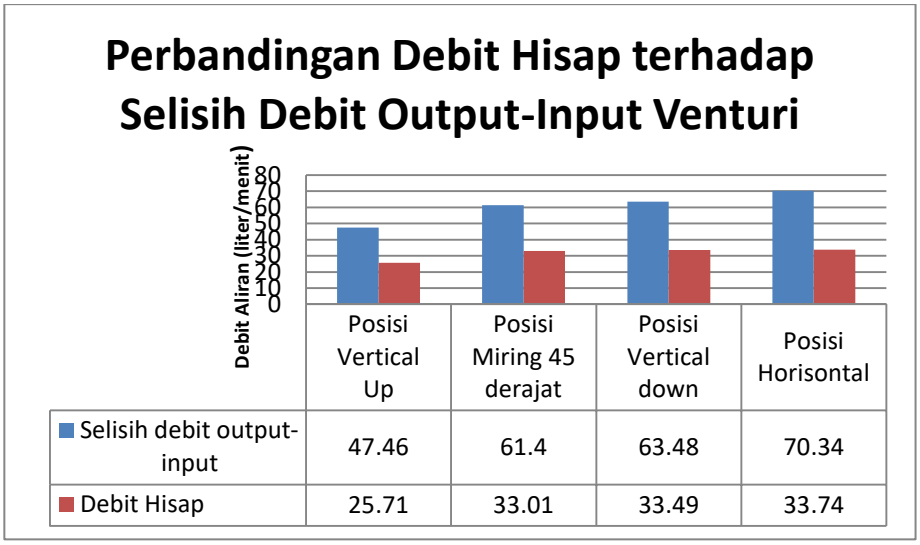
Pada posisi venturi horisontal, debit output rata-rata yang dihasilkan sebesar 240.91 liter/menit, dengan debit input rata-rata sebesar 170.57 liter/menit menghasilkan debit hisap rata-rata venturi terbesar yaitu 33.74 liter/menit namun tekanan vakum maksimal hanya sebesar -63 cmHg.

Pada posisi venturi miring 45°, debit output rata-rata yang dihasilkan sebesar 237.86 liter/menit dengan debit input rata-rata sebesar 176.46 liter/menit, menghasilkan debit hisap rata-rata venturi sebesar 33.01 liter/menit tetapi tekanan vakum maksimal mencapai -65 cmHg. Penempatan venturi pada posisi ini merupakan kondisi optimum dimana tekanan vakum bisa mencapai maksimal -65 cmHg sama seperti pada posisi *vertical up* dengan debit aliran hisap mendekati nilai debit aliran hisap pada posisi horisontal.

Pada posisi venturi *vertical down*, debit output rata-rata yang dihasilkan sebesar 234.64 liter/menit, dengan debit input rata-rata sebesar 171.16 liter/menit menghasilkan debit hisap rata-rata venturi terbesar yaitu 33.49 liter/menit namun tekanan vakum maksimal hanya sebesar -64 cmHg.

4.3 Debit Hisap Rata-rata pada Venturi dengan Berbagai Variasi Posisi

Dari hasil pengujian pada beberapa posisi pemasangan venturi pada instalasi uji, menunjukkan nilai debit hisap venturi berbanding lurus dengan selisih debit aliran output dengan aliran input, sebagaimana tampak pada gambar 4.3 di bawah ini.



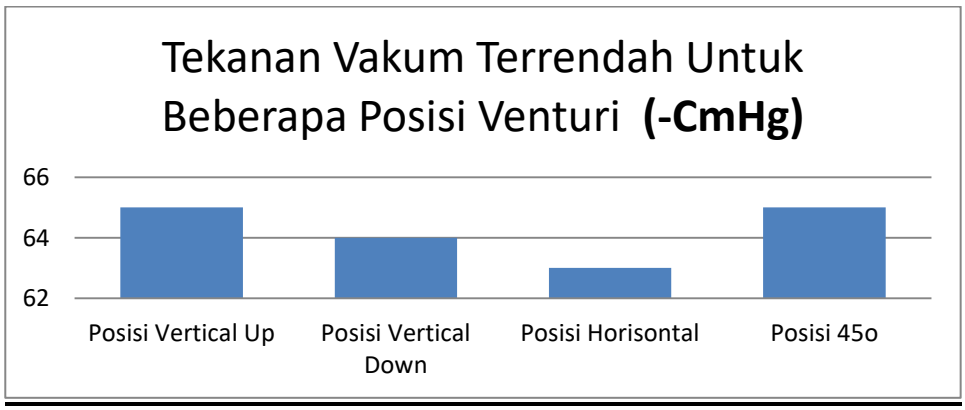
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Debit Hisap Rata-rata Venturi

Hukum kekekalan massa berlaku dalam system ini, di mana massa masuk sama dengan massa keluar venturi. Massa masuk venturi terdiri dari massa air yang mengalir ke dalam venturi ditambah massa udara yang terhisap masuk ke dalam venturi. Massa keluar memiliki nilai yang sama dengan total massa yang masuk, tetapi debit aliran tidak berlaku sebagaimana massa aliran, karena sifat udara sebagai fluida yang bisa mampat pada kondisi bertekanan atau mengembang pada saat tekanan berkurang sebagaimana hukum *Boyle-Gay-Lussac*. Pada sisi output venturi tekanan mengalami penurunan sehingga udara yang keluar bersama air, volumenya mengalami ekspansi. Sebagaimana tampak pada hasil pengujian pada berbagai posisi venturi, nilai debit aliran output selalu lebih besar dibandingkan nilai hasil penjumlahan debit aliran input dengan debit aliran hisap.

4.4 Tekanan Vakum Terrendah pada Venturi dengan Berbagai Variasi Posisi

Gambar 4.4 berikut ini menunjukkan grafik perbandingan tekanan vakum terrendah tabung yang dihasilkan oleh beberapa variasi posisi pemasangan venturi. Tampak tekanan

vakum terrendah -65 cmHg terjadi pada posisi vertikal naik (vertical up) dan posisi miring 45°. Hal ini dapat dijelaskan berdasarkan hukum Bernoulli, dimana tekanan yang terjadi dipengaruhi oleh ketinggian, kecepatan aliran dan losses yang terjadi. Pada posisi vertikal naik, vertikal turun dan posisi miring 45° memiliki jarak ketinggian venturi yang lebih rendah dibandingkan dengan posisi horisontal.



Gambar 4.4 Grafik Perbandingan Tekanan Vakum Terrendah Venturi

Untuk perbandingan kecepatan aliran pada leher venturi, dapat menggunakan kecepatan input masing-masing venturi, mengingat dimensi masing-masing venturi yang dibuat sama. Dari debit aliran input dan output venturi dapat diperoleh kecepatan aliran (ν) pada sisi-sisi tersebut dengan menggunakan persamaan debit sebagai berikut: $\nu = Q/A$

yang mana berdasarkan data luas penampang pipa pada bab sebelumnya sebesar 0.11395 dm^2 hasilnya dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.1 Kecepatan Aliran Fluida Masuk dan Keluar Venturi

Posisi Venturi	Q_{in} (liter/menit)	Q_{out} (liter/menit	ν_{in} (m/s)	ν_{out}(m/s)	A (dm^2)
Vertical down	**171.16**	**234.64**	**2.50341**	**3.43187**	**0.11395**
Vertical up	**171.84**	**219.3**	**2.51335**	**3.20751**	**0.11395**
Horisontal	**170.57**	**240.91**	**2.49478**	**3.52358**	**0.11395**
Miring 45°	**176.46**	**237.86**	**2.58093**	**3.47897**	**0.11395**

Dari tabel 4.1 terlihat bahwa kecepatan aliran yang terjadi pada input venturi, tercepat pada posisi miring 45°, selanjutnya pada posisi vertikal naik, vertikal turun dan terendah pada posisi horisontal.

Untuk pengaruh *mayor losses* (kerugian akibat gesekan pipa) sepanjang pipa sampai ke posisi venturi dapat ditentukan dengan menentukan jenis aliran dan *friction factor (f)* sebagai berikut:

Jenis aliran yang terjadi pada pipa instalasi ditentukan dengan besarnya bilangan Reynold dengan perhitungan sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\upsilon}$$

Kecepatan aliran keluar pompa pada debit 340 liter/menit sebesar 4.972881 m/s, dengan viskositas kinetis fluida (**υ**) sebesar 1.01E-03 m^2/s dan diameter pipa (D) sebesar 3.81E-02 m, maka besarnya Reynould number adalah:

$$Re = \frac{4.972881 \times 3.81E\text{-}02}{1.01E\text{-}03}$$

$$= 187.8 < 2300$$

Dari hasil Reynould number tersebut dapat disimpulkan jenis aliran adalah laminer.

Selanjutnya *friction factor* (*f*) dapat dihitung dengan rumus:

f = 64/Re = 64/187.4 = 0.34083

Besarnya *Mayor Losses* (H_f) dapat dihitung berdasarkan persamaan 10, yang hasilnya dapat dilihat pada tabel 4.7 berikut:

Tabel 4.2 Mayor Losses (H_f) yang terjadi pada pipa input venturi

Tipe Instalasi	*f*	L (m)	d (m)	v_{in}^2 (m^2/s^2)	2g (m/s^2)	H_f
Vertical down	0.3408	1.6	3.81E-02	24.729	19.6	18.05898
Vertical Up	0.3408	1.6	3.81E-02	24.729	19.6	18.05898
Horisontal	0.3408	1.6	3.81E-02	24.729	19.6	18.05898
Miring 45°	0.3408	0.6	3.81E-02	24.729	19.6	6.772117

Dari tabel 4.2 *mayor losses* terbesar terjadi pada instalasi vertikal turun dan terrendah terjadi pada posisi/aliran venturi vertikal ke atas.

Selain *mayor losses*, pada instalasi juga terjadi *minor losses* di mana kerugian ini disebabkan oleh adanya sambungan-sambungan pipa maupun belokan. Jumlah sambungan dan belokan untuk masing-masing instalasi dapat dilihat pada tabel 4.7 berikut ini:

Tabel 4.3 Jumlah sambungan dan belokan pada input venturi

Tipe Instalasi	Shock Drat	Water mur	Belokan 90°	Belokan 45°	Total Sambungan
Vertical down	8	1	2	0	11
Vertical Up	8	1	2	0	11
Horisontal	8	2	1	0	11
Miring 45°	8	1	1	1	11

Jumlah sambungan dan belokan berpengaruh terhadap total *minor losses* yang terjadi sepanjang pipa input, semakin banyak maka akan semakin besar kerugian yang terjadi pada

aliran. Demikian juga bentuk dan sudut belokan. Belokan yang tajam memiliki nilai kerugian yang lebih besar dibandingkan belokan dengan bentuk radius. Sudut belokan yang besar akan menghasilkan kerugian yang lebih besar dibandingkan dengan sudut belokan yang lebih kecil.

Nilai koefisien kerugian untuk belokan dapat dihitung dengan rumus (12) yang hasilnya seperti dalam tabel 4.4 berikut:

Tabel 4.4 Tabel hasil perhitungan koefisien kerugian pada belokan pipa

Tipe	R (m)	Db (m)	Θ (^{o})	k
Belokan 45°	0.02435	0.005	45	0.09354
Belokan 90°	0.02435	0.005	90	0.13228

Dari hasil perhitungan tampak nilai koefisien kerugian untuk belokan 45° lebih kecil dibandingkan belokan 90° yaitu dengan perbandingan 1 berbanding 1,5. Sehingga nilai kerugiannya juga demikian sesuai rumus *Fuller* (12).

Berdasarkan hasil perbandingan mayor losses (tabel 4.2) dan perkiraan minor losses dengan melihat jumlah sambungan (tabel 4.3) dan bentuk belokan (tabel 4.4), maka dapat disimpulkan nilai kerugian total instalasi terendah terjadi pada instalasi venturi pada posisi miring 45°. Sehingga dengan nilai kerugian total instalasi yang paling rendah ini, memungkinkan untuk menghasilkan debit input venturi yang paling besar dibandingkan dengan instalasi yang lain (tabel 4.1).

Perubahan tekanan pada leher venturi ditentukan oleh selisih kuadrat kecepatan pada sisi leher dengan kuadrat kecepatan input venturi (persamaan 2.8), sehingga perbedaan tekanan (ΔP) yang terjadi antara input dan leher venturi adalah sebagai mana terlihat pada tabel 4.5 berikut:

Tabel 4.5 perbedaan tekanan antara input dan leher venturi

Tipe Instalasi	$A_{throtle}(m^2)$	$A_{input}(m^2)$	d (m)	V_{input} (m/s)	$V_{throtle}$	ΔP(N/m2)
Vertical down	0.00020096	0.00114	0.016	2.50341	14.19521	9961.075
Vertical Up	0.00020096	0.00114	0.016	2.51335	14.25158	10040.33
Horisontal	0.00020096	0.00114	0.016	2.49478	14.14628	9892.515
Miring 45°	0.00020096	0.00114	0.016	2.58093	14.63478	10587.53

Tampak pada tabel 4.5, bahwa perbedaan tekanan tertinggi terjadi pada posisi venturi miring 45° dan selanjutnya pada posisi vertikal aliran ke atas. Namun karena keterbatasan ketelitian manometer yang digunakan pembacaan hasil tekanan vakum maksimum pada kedua posisi venturi ini relative sama yaitu sebesar -65 cmHg. Namun demikian dari unjuk kerja yang

lain yaitu debit hisap venturi, penempatan venturi pada posisi miring 45° menghasil debit yang lebih besar dibandingkan pada penempatan pada posisi vertikal aliran ke atas.

5. KESIMPULAN

1. Perubahan penempatan posisi dari venturi akan menyebabkan perubahan arah aliran fluida.
2. Penempatan venturi dengan posisi miring 45° ke bawah menghasilkan instalasi dengan total kerugian aliran terkecil, sehingga debit aliran input venturi menjadi paling besar. Akibatnya perbedaan (penurunan) tekanan antara sisi input dengan sisi leher venturi paling besar dengan pembacaan tekanan vakum paling rendah yaitu -65 cm Hg, serta dengan debit hisap venturi sebesar 33.01 liter/menit
3. Debit hisap venturi terbesar terjadi pada instalasi venturi dengan posisi pemasangan horisontal yaitu sebesar 33.74 liter permenit tetapi tekanan vakum terendah yang bisa dicapai sebesar -53 cm Hg.

DAFTAR PUSTAKA

Giles, Ranald V., 1984, **Mekanika Fluida dan Hidaulika**, Edisi Kedua, Jakarta: Erlangga.

Haruo Tahara, Sularso, 2000. **Pompa dan Kompresor**. Penerbit PT. Pradnya Pramita, Jakarta.

Munson, Bruce R., Young, Donald F., Okiishi, Theodore H., 2004, **Mekanika Fluida, Jilid I**, Edisi Keempat, Jakarta: Erlangga.

Zainudin; 2012**, Analisis Pengaruh Variasi Sudut Sambungan Belokan Terhadap Head losses Aliran Pipa,** Jurnal Dinamika Teknik Mesin, Volume 2 No.2 Juli 2012.