

Kajian Numerik Perbaikan Desain Pada Arah Aliran Jet Pump

Nasruddin¹, Zainal Arif², dan T. Azuar Rizal³

^{1,2,3} Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Samudra, Meurandeh, Langsa, Aceh, 24416

INFORMASI ARTIKEL

Riwayat Artikel:

Dikirim tgl Bulan Tahun
Direvisi dari tgl Bulan Tahun
Diterima 00 February 00

Kata Kunci:

Numerik,
Modifikasi,
Aliran,
Jet Pump

ABSTRAK

Perbaikan desain nozel *jet pump* untuk meningkatkan efisiensi telah dilakukan. Paper ini akan membahas secara detail hasil kajian numerik pengaruh perubahan arah aliran terhadap efisiensi *jet pump*, validasi data hasil analisa numerik dilakukan dengan melakukan pengujian operasional *jet pump* pada kondisi desain dan kondisi setelah modifikasi. Kajian numerik dilakukan dengan menggunakan simulasi CFD untuk mendapatkan distribusi kecepatan, volume aliran dan tekanan pada sisi isap dan buangan *jet pump*. Pengujian dilakukan dengan kapasitas aliran 0.45 liter/detik, dengan tekanan pada sisi isap sebesar 35 psi (241.3 kPa), selanjutnya diukur perubahan kecepatan aliran dan tekanan pada sisi buang *jet pump*. Dari hasil pengujian pada kondisi standard diperoleh nilai efisiensi 16,28%, sedangkan dari hasil analisa CFD diperoleh efisiensi 16.4%, sedangkan nilai efisiensi dari kondisi yang telah dimodifikasi dengan menggunakan CFD adalah 27.51%, Pembahasan hasil analisa CFD ditampilkam dalam bentuk distribusi tekanan dan kecepatan aliran, dimana terjadi perubahan distribusi tekanan dan kecepatan pada nozzle dari kondisi standard dengan kondisi yang telah dimodifikasi.

© 2014 Jurnal Ilmiah JURUTERA. Di kelola oleh Fakultas Teknik. Hak Cipta Dilindungi.

1. Pendahuluan

Jet pump adalah salah satu mesin fluida sederhana yang bekerja dengan cara mengubah energi dan momentum dari laju aliran jet yang tinggi pada fluida primer untuk menghasilkan kecepatan pada *nozzle*, sehingga pada akhirnya akan menciptakan tekanan rendah pada *suction chamber* dan menghasilkan aliran skunder pada *suction chamber*, aliran skunder terjadi karena ada aliran fluida primer dan kedua aliran tersebut tercampur pada *mixing throat*, gabungan kedua kecepatan aliran tersebut dirubah menjadi energi tekanan pada *diffuser* (Chamlong Prakeao 2002)

Jet pump sangat berbeda dengan sentrifugal pump, tidak ada bagian yang bergerak dan konstruksinya sangat sederhana, sangat luas penggunaannya pada bermacam-macam kondisi lingkungan (Chamlong Prakeao 2002).

Teori *jet pump* pertama kali disampaikan oleh Gosline dan O'Brien (Gosline, J. E., and O'Brien, M. P 1934) yang menjelaskan tentang persamaan atur aliran fluida (*governing equation*) untuk menyatakan proses aliran dalam *jet pump* (I. A. El-Sawaf, M.A. Halawa, M. A. Younes and I.R. Teaima C 2011), selanjutnya teori ini

dikembangkan oleh Cunningham and River dengan memasukkan *friction losses* dalam aliran.

Kelemahan utama dari *jet pump* adalah efisiensi yang rendah yang disebabkan oleh kehilangan tekanan akibat gesekan (*frictional losses*) dan *mixing losses* yang terjadi dan tidak bisa dihindari, namun *jet pump* sering digunakan karena tidak ada komponen yang bergerak untuk meningkatkan keandalan, mudah beradaptasi dengan kondisi lapangan, dan pemasangan yang lebih mudah, dapat digunakan pada lingkungan yang beresiko (*hazardous environment*), simpel dan biaya yang rendah (Cunningham, R.G 1957).

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan nilai efisiensi dari perubahan desain yang dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak CFD, juga untuk melihat distribusi tekanan dan kecepatan aliran yang terjadi didalam *jet pump* sebelum dan sesudah modifikasi.

2. Studi literatur.

Penelitian mengenai *jet pump* sudah banyak dilakukan sebelumnya, baik secara teoritis maupun eksperimental yang bertujuan untuk meningkatkan dan mengetahui unjuk

kerja dari *jet pump*. Penelitian mengenai *jet pump* antara lain: Chamlong Prakeao, tentang prediksi secara *numeric* terhadap panjang *mixing throat* pada posisi *nozzle* dari *jet pump*. Efisiensi maksimum didapat pada kondisi $d/D=0.6$ dan $l/D=0.5$ dengan $Lm/D=3.5$ (Chamlong Prakeao 2002)

I.A. El-Sawaf, melakukan setudi tentang perbedaan parameter pada *area ratio* yang dapat mempengaruhi operasional *jet pump*, efisiensi paling tinggi diperoleh untuk tekanan fluida primer 1 bar adalah pada *area ratio* 0.25, *diameter ratio* “X” = 1, *mixing chamber length* 7.25 D, dan sudut kemiringan *diffuser* adalah 5.5° (I. A. El-Sawaf, M.A. Halawa, M. A. Younes and I.R. Teaima C 2011),.

Wisnu Gutami melakukan analisa numerik aliran pada *center type jet pump*, dan menyimpulkan bahwa pola pergerakan aliran fluida dari *suction tube* menuju *mixing tube* membentuk daerah resirkulasi (*eddy*) pada dinding *suction nozzle*. Pergerakan aliran disebabkan tekanan yang terjadi sangat rendah (*vacuum*) pada hilir *driving nozzle* akibat aliran *jet*. Besarnya daerah resirkulasi sangat berpengaruh terhadap rasio momentum, dan efisiensi maksimum yang dicapai peralatan *jet pump* sebesar 18% (Gutami, W 1998), S. Mikhail dan Hesham Abdou mengadakan penelitian tentang dua fase aliran pada *jet pump* dan menghasilkan sebuah persamaan empiris dari hasil eksperimental dengan mengaitkan koefisien kehilangan tekanan dalam *mixing chamber* dengan berat jenis dan viskositas (Mikhail, S and Abdou, H. A. M 2005).

A.H. Hammoud, meneliti tentang pengaruh dari desain dan parameter operasi terhadap Kinerja dari *jet pump*, penelitian yang dilakukan dengan cara membuat dua jenis *suction* yang berbeda, yaitu *positive suction* dan *negative suction* dengan menggunakan air sebagai media. Dari penelitian tersebut didapatkan bahwa efisiensi yang terbaik dari kedua jenis tersebut adalah pada posisi *suction* yang *positive* (A.H. HAMMOUD 2006)

Dari hasil studi literatur yang telah dilakukan, dapat ditarik suatu kesimpulan awal bahwa umumnya parameter yang diteliti adalah dimensi *jet pump* dan bentuk sudut-sudut nozel, diffuser dan variasi kondisi operasi. Penulis belum menemukan suatu penelitian yang membahas perubahan tentang arah aliran pada pada nozzle terhadap efisiensi dari *jet pump*.

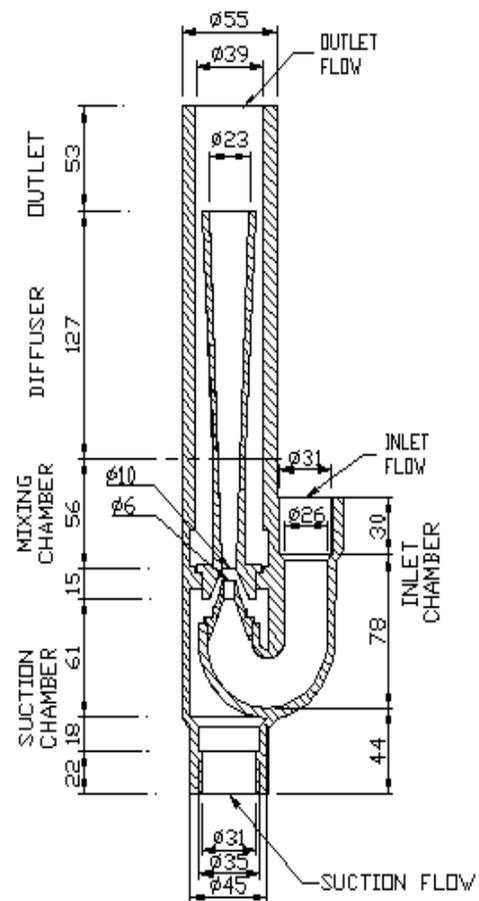
3. Teori dan analisis

Jet pump adalah salah satu mesin fluida sederhana yang bekerja dengan cara mengubah energi dan momentum dari laju aliran jet yang tinggi pada *suction* untuk menghasilkan kecepatan pada *nozzle*, sehingga pada akhirnya akan menciptakan tekanan rendah pada *suction chamber* dan yang menghasilkan aliran yang lain. *Jet pump* merupakan kombinasi dari pompa *sentrifugal*, *nozzle*, dan *venturi*. Secara umum *jet pump* terdiri dari beberapa

komponen yaitu : saluran isap (*suction tube*), nosel isap (*suction nozzle*), saluran *pencampuran* (*mixing tube*) dan diffuser. *Jet pump* dapat digunakan untuk membantu meningkatkan tekanan hisap dari pompa permukaan, dan sering digunakan untuk memompakan fluida yang mempunyai kedalaman lebih dari 10 m. *Jet pump* juga sering digunakan untuk memompakan minyak bumi yang mempunyai tekanan rendah. Aliran dalam *jet pump* biasa terjadi dalam fase yang sama (satu fase) maupun fase yang berbeda (dua fase).

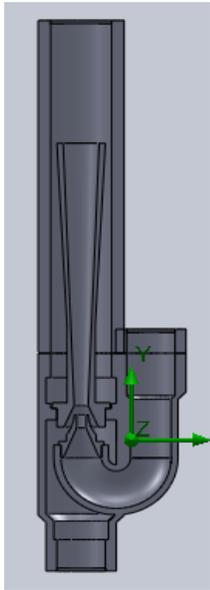
Prinsip kerja dari *jet pump* ini berdasarkan pada hukum Bernoulli dimana hubungan antara tekanan dan kecepatan dapat dilihat dari persamaan tersebut. Seiring dengan meningkatnya kecepatan aliran maka akan terjadi penurunan tekanan, sehingga dengan prinsip tersebut di atas dibuatlah *jet pump*.

Gambar 1. Memperlihatkan komponen dan model dari *jet pump* standard yang digunakan dalam penelitan beserta dimensinya, dimana kecepatan aliran pada nozel mengarah dari bawah ke atas.



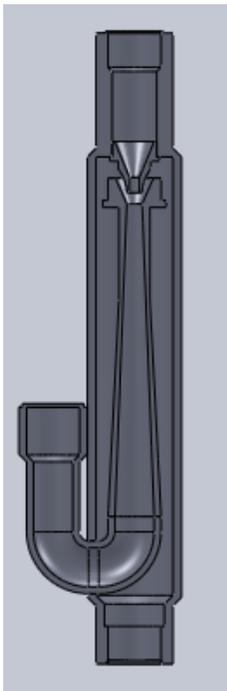
Gambar. 1. *Jet pump* kondisi standard

Sedangkan pada gambar 2 memperlihatkan model dari *jet pump* pada kondisi standard



Gambar. 2. Model *Jet pump* pada kondisi standard

Gambar 3. Menunjukkan desain dari model *jet pump* yang telah dimodifikasi, dimana pancaran kecepatan aliran menuju dari atas ke bawah. Sebelum belokan.



Gambar 3. Model *Jet pump* yang telah di modifikasi

Berikut persamaan-persamaan yang digunakan dalam menghitung variabel pada *jet pump*.

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = h + \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

Persamaan tekanan pada Nozle

$$P_i + \rho_1 \frac{V_i^2}{2} = P_0 + \rho_1 \frac{V_n^2}{2} + d \left(K_{en} \rho_1 \frac{V_n^2}{2} \right) = 0 \quad (2)$$

$$P_i - P_0 = Z(1 + K_n)$$

Persamaan tekanan masuk mixing chamber.

$$\frac{dP}{\rho} = VdV + d \left(K_{en} \frac{V^2}{2} \right) = 0 \quad (3)$$

$$P_s - P_0 = ZS(1 + c) \frac{M^2}{c^2} \quad (4)$$

Persamaan tekanan pada mixing chamber

$$P_t - P_0 = Z \{ (2b + 2SM^2b^2) / (1 - b) - b^2(2 + K_{en})(1 + SM)(1 + M) \} \quad (5)$$

Persamaan tekanan pada difusser

$$\int_t^d \frac{dP}{\rho} + \int_t^d VdV + \int_t^d \frac{d\Delta P_f}{\rho_t} = 0 \quad (6)$$

$$P_d - P_t = Zb^2(1 + SM)(1 + M)(1 - K_{di} - a^2) \quad (7)$$

Koefisien kerugian tekanan

$$K_t = \frac{\zeta}{Re^\beta} \quad (8)$$

$$Re = \frac{\rho_m V_t D_t}{\mu_m} \quad (9)$$

$$V_t = \frac{Q_1 + Q_2}{A_t} \quad (10)$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 Q_1 + \rho_2 Q_2}{Q_3} \quad (11)$$

Rasio tekanan teoritis N

$$N = \frac{2b + \frac{2SM^2b^2}{1-b} - b^2(1 + K_{td})(1 + M)^2 - \left(\frac{M^2}{C^2}\right)(1 + K_{en})}{1 + K_n - 2b + \frac{2SM^2b^2}{1-b} - b^2(1 + K_{td})(1 + M)^2 - \frac{M^2}{C^2}(1 + K_{en})}$$

3.1. Metoda Eksperimen & Fasilitas Yang Digunakan

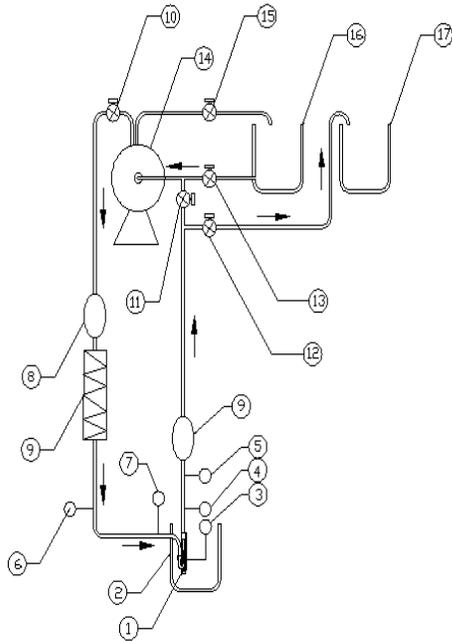
Untuk mendapatkan variabel awal penelitian terlebih dahulu dilakukan suatu pengujian untuk mendapatkan data eksperimen yang nantinya akan digunakan sebagai data masukan dan pembandingan dari CFD, eksperimen dilakukan dengan memasang langsung *jet pump* standard seperti skema pada Gambar 3, pengujian ini dilakukan terhadap *jet pump* standard yang sering digunakan di pasaran, dan pengujian ini juga dilakukan pada kondisi temperatur kamar, yaitu kondisi fluida 30°C.



Gambar 4. Instalasi eksperimen *jetpump*.

Pada gambar 4, memperlihatkan instalasi pompa dan perpipaan untuk ekeperimen yang dilakukan, jarak antara *jetpump* dan pompa penggerak adalah : 8,84 m.

Pada gambar 5, menjelaskan tentang skema aliran *jet pump* pada eksperimen yang dilakukan.



Gambar 5. Skema aliran *jet pump*

Dari skema aliran di atas, alat-alat dan bahan yang digunakan dapat dilihat pada table 1.

Tabel 1. Komponen dan peralatan

No. Item	Nama Komponen
1.	<i>Jet pump</i>
2.	Tangki <i>suction Jet pump</i>
3.	<i>Vacuum Gauge (U tube manometer)</i>
4.	<i>Outlet Pressure Gauge</i>
5.	<i>Outlet Thermocouple</i>
6.	<i>Inlet Thermocouple</i>
7.	<i>Inlet Pressure Gauge</i>
8.	Pengatur Aliran
9.	Inlet Flow Meter
10.	Klep outlet pompa sentrifugal
11.	Klep by Pass
12.	Klep outlet <i>jet pump</i>
13.	Klep suction pompa sentrifugal
14.	Pompa sentrifugal
15.	Klep <i>discharge pompa sentrifugal</i>
16.	Tangki suction pompa sentrifugal
17.	Tangki outlet pompa sentrifugal

3.2. Proses Start Up dan Operasional Pompa

Setelah semua sistem terpasang dan harus diyakinkan bahwa tidak ada lagi kebocoran pada system, seperti pada *foot valve*, harus dipastikan bahwa *foot valve* bekerja dengan sempurna sehingga tidak ada air yang bocor ketika kondisi pompa tidak berjalan, juga koneksi listrik untuk menggerakkan pompa harus dalam posisi terkoneksi dengan menggunakan tombol start, tanki 2 dan 16 harus diisi dengan air bersih pada level yang cukup, dimana untuk tangki 2 level air harus berada 20 Cm diukur dari muka *foot valve*, dan level ini harus dijaga constant dengan cara memberi make up air sebesar flow Q_2 , sedangkan valve 11, 12 dan 13 harus diyakinkan tertutup sebelum pompa dijalankan. selanjutnya dapat dilakukan *start up* pada system tersebut, adapun langkah-langkah yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Tutup *Valve valve* 15 dan 10 untuk menghindari air meluber dari tangki pada suction pompa ketika *valve* no 13 dibuka.
2. Buka *valve* no 11 untuk mengisi air suction dari aliran *outlet jet pump*, setelah penuh tutup *valve* no. 13
3. Hidupkan pompa, selanjutnya buka *valve* no. 10 ketika pompa sudah mulai normal buka *valve* no. 15

secara perlahan. ini dilakukan untuk menjalankan secara normal dan untuk melihat kondisi instalasi sudah berjalan dengan normal.

4. Ketika pompa sudah berjalan dengan Normal selanjutnya secara perlahan dan bersamaan valve 13 dibuka diikuti dengan pembukaan valve no. 12, sedangkan valve no. 11 ditutup, ini bertujuan untuk menfungsikan sistem agar berjalan pada *head* sesuai dengan keinginan dari penelitian.
5. Setelah kondisi Pompa berjalan dengan normal, selanjutnya dapat dilakukan pengukuran, kemudian diukur berapa besar aliran yang masuk ke *jet pump* melalui flow meter 9, dan juga thermocouple yang terpasang pada line inlet, tekanan inlet dapat diukur melalui inlet pressure gauge 7, tekanan ini diukur dalam satuan Psi, karena satuan ini mempunyai presisi yang lebih baik karena mempunyai range pengukuran yang lebih lebar, selanjutnya satuan ini dikonversikan kedalam satuan Pascal untuk mempermudah dalam perhitungan, selanjutnya diukur besarnya vakum yang terjadi pada area *venture tube*, nilai vakum ini digunakan nantinya sebagai pengontrol pada simulasi CFD, sedangkan untuk aliran dan tekanan inlet dijaga tetap.
6. Setelah parameter pada line inlet sebagai fluida utama tercatat, selanjutnya pencatatan yang perlu diperhatikan adalah kondisi yang terjadi pada kondisi outlet, aliran Q_3 , yaitu aliran outlet yang merupakan jumlah dari aliran inlet dan aliran suction (Q_1+Q_2), sehingga bisa didapat aliran Q_2 berupa Q_3-Q_1 , dan besarnya aliran ini menjadi salah satu parameter perhitungan, kemudian tekanan pada posisi outlet juga dicatat, sebagai parameter yang dibutuhkan dalam pengolahan pada data perhitungan

3.3. Variabel yang diamati

Variabel yang diamati diklasifikasikan dalam beberapa macam, yaitu variabel terikat (*Dependent Variable*) yaitu merupakan variabel yang dipengaruhi oleh variabel bebas, variabel bebas (*Independent Variable*) merupakan variabel yang mempengaruhi atau yang menjadi sebab berubahnya atau timbulnya variabel terikat, variabel antara (*intervening variable*) adalah variabel yang menghubungkan antara variabel independen dengan variabel dependen yang dapat memperkuat atau memperlemah hubungan namun tidak dapat diamati atau diukur dan variabel kontrol (*control variable*) yang merupakan variabel yang dikendalikan atau dibuat konstan

sehingga pengaruh variabel *independen* terhadap *dependen* tidak dipengaruhi oleh faktor luar yang tidak diteliti.

Variabel terikat disini adalah efisiensi (η) dan *pressure ratio*, dimana kinerja pompa diukur berdasarkan besarnya efisiensi yang terjadi selama operasional, efisiensi disini dipengaruhi oleh dua variabel yaitu *pressure ratio* yang merupakan variabel terikat dan *flow ratio* (M) yang merupakan variabel antara, Sedangkan beberapa variabel lainnya yang berupa variabel kontrol yang bukan didapat dari pengamatan tetapi didapat dari nilai koefisien konstruksi dan design alat diantaranya adalah *jet pump area ratio* (b), K_n , K_{id} , dan c , yang nilainya sangat terganggu dari konstruksi *jet pump*.

Variable antara (*intervening variable*) lainnya adalah bilangan *Reynold* yang didapat dari perubahan kecepatan, berat jenis dan viskositas, selanjutnya dari data variabel di atas akan didapat variabel koefisien kehilangan tekanan pada mixing chamber (K_t), dan juga perbandingan berat jenis dari fluida (S) yang mengalir yaitu perbandingan berat jenis fluida primer dan fluida sekunder, selanjutnya variabel antara, variabel bebas dan variabel kontrol ini akan menentukan besarnya variabel terikat yaitu *pressure ratio*, setelah didapat besarnya *pressure ratio*, maka akan didapat besarnya efisiensi dari *jet pump*.

variabel-variabel yang diamati selama melaksanakan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Aliran Fluida, aliran yang diamati adalah aliran *inlet* (Q_1), aliran *suction* (Q_2) dan aliran pada *outlet* fluida (Q_3), hal ini dilakukan untuk mengetahui berapa besar pengaruh temperature terhadap aliran *aliran suction* pada *jet pump*, karena aliran *inlet* dan tekanan *inlet* dijaga tetap sebagai *control variable*.
2. Tekanan fluida, diukur pada *line discharge* atau pada posisi *outlet* dan *line inlet*, untuk mendapatkan perubahan tekanan dalam *jet pump*, dimana tekanan *inlet* dijaga tetap, sedangkan perubahan tekanan didapatkan dari pengukuran yang dilakukan pada *line outlet* dengan menggunakan *pressure gauge*.
3. Tekanan *vacuum*, diukur di daerah *venturi tube* pada *jet pump* untuk mengetahui berapa besar vakum yang terjadi akibat penurunan tekanan yang terjadi karena naiknya kecepatan pada *nozzle*, sehingga menimbulkan tekanan negatif pada *ventury tube*.

Dari variabel-variabel yang disebutkan di atas, dengan menggunakan persamaan-persamaan yang telah tersebut di atas maka akan didapat berapa besarnya perubahan *flow ratio* dan *pressure ratio* yang terjadi sehingga secara keseluruhan akan mendapatkan nilainya.

3.4. Simulasi CFD

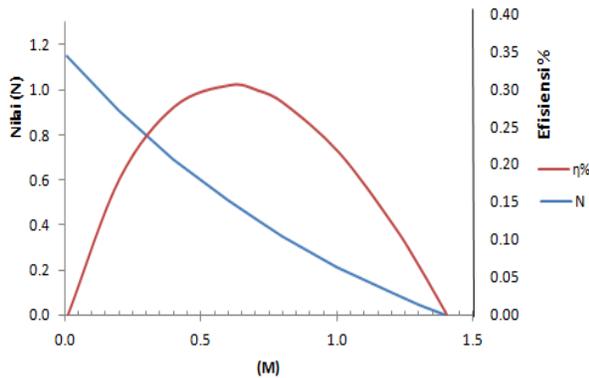
Setelah data eksperimen didapat maka selanjutnya dilakukan simulasi sesuai dengan data eksperimen, hal ini dilakukan untuk memvalidasi data CFD yang akan dibuat, selanjutnya akan dilihat berapa besar selisih antara data eksperimen dengan data CFD, jika selisihnya terlalu besar, berarti datanya tidak valid.

Jika data eksperimen dan data CFD sesuai maka dilanjutkan dengan simulasi CFD *jet pump* yang telah dimodifikasi dengan data masukan sesuai dengan eksperimen dan juga simulasi CFD *jet pump* yang standard untuk mendapatkan nilai efisiensinya.

4. Hasil dan Pembahasan

Pada bagian ini akan ditunjukkan tentang hasil dari eksperimen yang telah dilakukan.

Pada gambar 6 diperlihatkan kondisi *performance curve* dari suatu *jet pump*, kurva ini sangat dipengaruhi oleh dimensi dan kondisi desain awal atau kondisi standard operasional suatu *jet pump*



Gambar 6. kurva Kinerja *jetpump* standard

Tabel 1. Hasil data eksperimen kondisi standard dan Hasil simulasi CFD kondisi standard dan modifikasi

Jenis Kajian	P1	P3	Flow	Pres.	η%	Δ _p
	(Pa)	(Pa)	Ratio M	Ratio (N)		
Ekperimen Standard	241.3	120.6	0.165	0.983	16,28 %	120,6
CFD Standard	241.1	120.3	0.168	0.979	16.48 %	120,8
CFD Modifikasi	241.2	120.3	0.267	0.986	25.92 %	120,9

Pada tabel 2 dapat dilihat data-data dari hasil eksperimen dan hasil simulasi CFD baik dari kondisi standard maupun kondisi yang telah dimodifikasi.

Dari tabel di atas terlihat bahwa data hasil eksperimen kondisi standard dan hasil simulasi CFD tidak terjadi perbedaan yang besar dimana untuk nilai *flow ratio* (M) terjadi selisih 1.7%, nilai *pressure ratio* 0.4%, efisiensi 1.2% dan perbedaan tekanan Δ_p sebesar 0.15%.

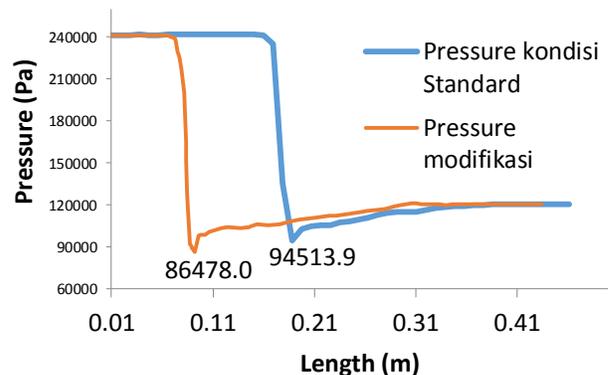
Dengan selisih rata-rata yang didapat kurang dari 5% maka data CFD tersebut dianggap valid terhadap data eksperimen, sehingga data CFD terhadap *jet pump* yang telah dimodifikasi dianggap valid.

Dari hasil kajian CFD didapat peningkatan nilai *flow ratio* dari 0.16 pada kondisi standard menjadi 0.27, dan nilai *Pressure ratio* dari 0.979, menjadi 0.987, sehingga terjadi kenaikan pada efisiensi dari 16.48% menjadi 25.92%.

Selanjutnya diperlihatkan distribusi tekanan dan kecepatan yang terjadi terhadap perubahan desain pada *jet pump*, distribusi tekanan dan kecepatan ini didapat dari simulasi CFD.

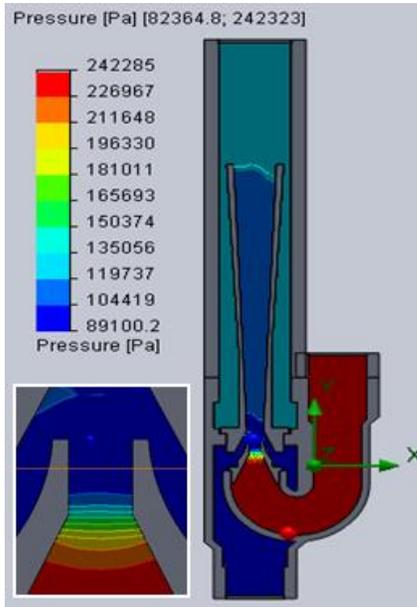
Pada gambar 7, menunjukkan distribusi tekanan dari *jet pump* standard dan *jet pump* yang telah dimodifikasi mulai dari *inlet line* menuju *outlet line* yang diukur melalui kurva yang diletakkan pada posisi tengah. Pada kondisi standard penurunan terjadi pada posisi yang lebih jauh di bidang *jet pump* dimana harus melalui belokan terlebih dahulu, dan pancaran *jet* terjadi dari bawah menuju ke atas, dan nilai tekanan minimum yang terjadi adalah 94513.9 Pascal.

Sedangkan pada kondisi yang telah dimodifikasi, penurunan tekanan terjadi lebih cepat pada posisi sebelum terjadi belokan, dan pancaran *jet* terjadi dari atas ke bawah, sehingga mengurangi *pressure drop* sebelum masuk ke dalam nozel, sedangkan tekanan minimum yang terjadi adalah sebesar 86478.0 Pascal.



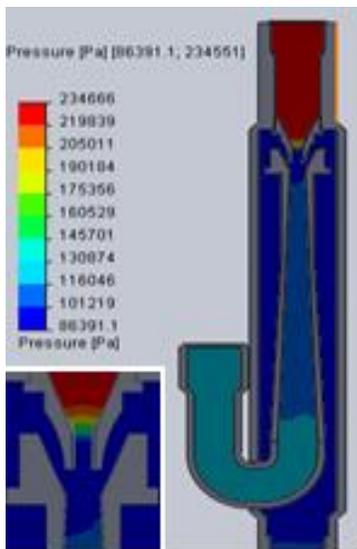
Gambar 7. Grafik distribusi tekanan

Pada gambar 8, menunjukkan kontur distribusi tekanan pada *jet pump* yang belum dimodifikasi, tekanan minimum terjadi pada ujung nozel yang disebabkan oleh naiknya kecepatan aliran.



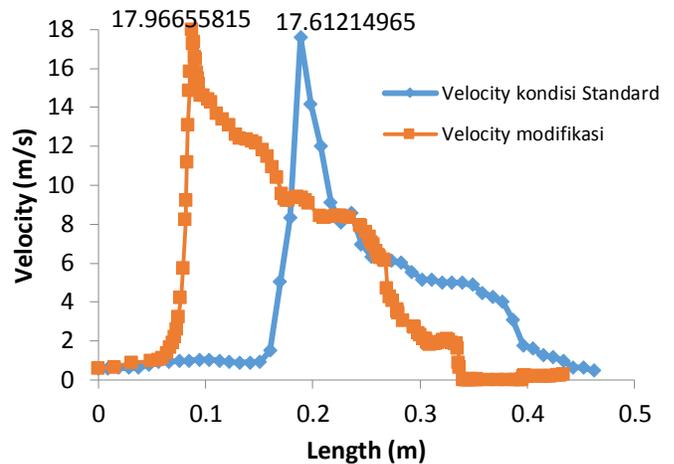
Gambar 8. kontur distribusi tekanan pada *jet pump* yang telah dimodifikasi

Pada gambar 9, memperlihatkan kontur dari distribusi tekanan pada *jet pump* yang telah dimodifikasi, dimana tekanan mulai turun ketika aliran masuk ke nozel seiring dengan bertambahnya kecepatan.



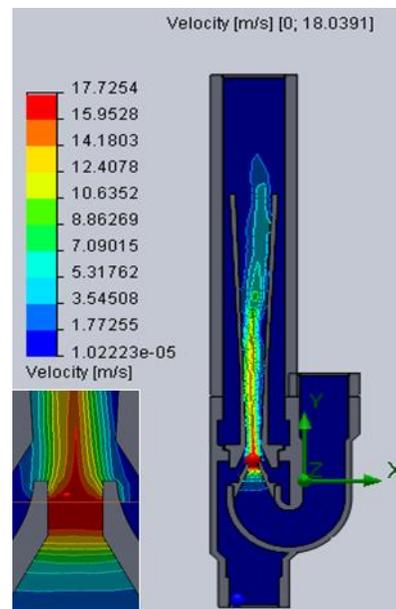
Gambar 9. kontur distribusi tekanan pada *jet pump* yang telah dimodifikasi

Pada gambar 10, menunjukan distribusi kecepatan dalam aliran, dimana terjadi pengeseran dan perubahan kecepatan dari kondisi standard ke kondisi yang telah di modifikasi, dalam grafik terlihat juga bahwa kenaikan kecepatan aliran pada kondisi yang dimodifikasi lebih cepat dan lebih tinggi dari kondisi standard, dimana kecepatan maksimum yang terjadi adalah 17.966 m/detik, sedangkan kondisi standar adalah 17.612 m/detik.

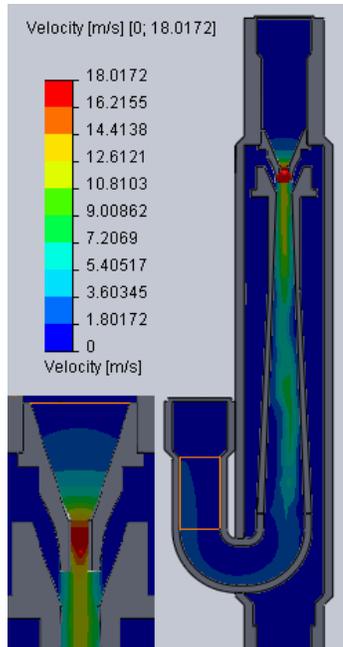


Gambar 10. Grafik distribusi kecepatan

Pada gambar 11 dan 12 diperlihatkan kontur dari distribusi kecepatan yang terjadi didalam *jet pump* pada kondisi standard dan kondisi setelah dimodifikasi, dimana terjadi kenaikan kecepatan aliran pada kondisi yang telah dimodifikasi.



Gambar 11. kontur distribusi kecepatan aliran kondisi standard



Gambar 12. kontur distribusi kecepatan aliran kondisi modifikasi.

5. Kesimpulan

Dari pembahasan dan pengolahan data di atas dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

4. Dengan aliran fluida yang masuk 0.0004545 M^3 , tekanan 35 Psi atau 241.416 Pascal pada kondisi *jet pump* standard dengan menggunakan eksperimen diperoleh efisiensi sebesar 16,28%, dan menggunakan CFD efisiensi yang didapat adalah 16.48%, sedangkan untuk kondisi *jet pump* yang sudah dimodifikasi dengan menggunakan kajian numeric didapat hasil efisiensi sebesar 25,92%.
5. Terjadi perubahan distribusi kecepatan dan tekanan dari kondisi standard dan kondisi modifikasi dimana terjadi penurunan tekanan maksimum hingga 86478.0 Pascal pada kondisi modifikasi

Ucapan Terima kasih

Dengan selesainya penulisan paper ini ucapan terima kasih yang hangat saya sampaikan kepada Ir. Hamdani, MT, selaku Dekan Fakultas Teknik yang telah banyak membantu menyelesaikan penelitian yang dilakukan, juga bapak Ir. Syamsul Bahri Widodo selaku pembantu dekan I, yang banyak memberi motivasi dan semangat, selanjutnya seluruh rekan-rekan dan mahasiswa Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Samudra Langsa yang telah banyak memberikan bantuan baik berupa tenaga dan

bantuan lainnya, sehingga paper ini dapat diselesaikan dengan baik.

NOMENKLATUR

A	Area (m^2)
A_w	Area dinding Throat (m^2)
C	Kecepatan Suara (m/det)
D	Diameter (m)
g	Percepatan gravitasi (m/det^2)
K	Friction loss coefficient
$^{\circ}\text{K}$	Temperatur (Kelvin)
M	Liquid/liquid flow ratio (O_2/O_1)
N	Pressure ratio
NPSH	Net positive suction head (m)
P, P	Tekanan static (Pa Abs)
P_v	Tekanan uap (kPa Abs)
O	Laju alir volumetric (m^3/det)
S	Density ratio (ρ_2/ρ_1)
T	Temperatur ($^{\circ}\text{K}$)
V	Kecepatan aliran (m/det)
U	Kecepatan aliran potensial (m/det)
Z	Tekanan jet dynamic (Pa)
a	Diffuser area ratio A_d/A_t
b	Jet pump area ratio A_n/A_t
c	$(A_t - A_n) / A_n$
m	Laju alir massa (kg/det)
s	Waktu (Detik)
sp	Nozzle-to-throat spacing (m)
sp/ D_{th}	Spacing/Diameter throat (m)
η	Efisiensi (%)

REFERENSI

- Chamlong Prakeao, Shinichi Takayama, Katsumi Aoki, and Yasuki Nakayama. "Numerical Prediction on the Optimum Mixing Throat Length for Drive Nozzle Position of the Central Jet Pump" The 10th international Symposium on Flow Visualization August 26-29, 2002, Kyoto, Japan.
- Gosline, J. E., and O'Brien, M. P. "The Water Jet Pump." *University of California Publications in Engineering*, v. 3, pp. 167–190, 1934. 23 23.
- I. A. El-Sawaf, M.A. Halawa, M. A. Younes and I.R. Teaima. "Study Of The Different Parameters That Influence On The Performance Of Water Jet Pump". Fifteenth International Water Technology Conference, IWTC 15 2011, Alexandria, Egypt

- Cunningham, R.G. “Jet Pump Theory and Performance with Fluids of High Viscosity.” *Trans. ASME*, v. 79, pp. 1807—1820, 1957
- Gutami, W. Studi Numerik Aliran Pada Center Type Jet Pump; Tesis. Jakarta. UI. 1998
- Mikhail, S and Abdou, H. A. M. *Two-phase Flow in Jet Pumps for Different Liquids*. Journal of Fluids Engineering Vol. 127. September 2005
- Long, X., Yao. H, dan Zhao. J. *Investigation on Mechanism of Critical Cavitation Flow in Liquid Jet Pumps Under Operating Limits*. International Journal of Heat and Mass Transfer 52, Elsevier, 2009
- A.H. HAMMOUD. “Effect of design and operational parameters on jet pump performance”, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Elounda, Greece, August 21-23, 2006 (pp245-252)
- J. Fan, J. Eves, H.M. Thompson, V.V. Toropov, N. Kapur, D. Copley and A. Mincher. *Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps*
- Long, X., Han. N and Chen, Q. *Influence of Nozzle Exit Tip Thickness on the Performance and Flow Field of Jet Pump*. Journal of Mechanical Science and Technology 22. Springer. 2008.
- Long, X., Han. N and Chen, Q. *Influence of Nozzle Exit Tip Thickness on the Performance and Flow Field of Jet Pump*. Journal of Mechanical Science and Technology 22. Springer. 2008.
- M. El Gazzar, Tarek Meakhal dan Samy Mikhail, “Numerical Study of Flow Inside an Annular Jet Pump” journal of thermophysics and heat transfer Vol. 20, No. 4, October–December 2006
- Himes, A. C. Production Increase Utilizing Jet Pump Technology. Disajikan pada 2009 Middle East Artificial Lift Forum (MEALF) held in Manama, 16 – 18 February 2009, Bahrain. 2009
- Sularso dan Haruo Tahara. *Pompa dan Kompresor Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan*. Edisi Keenam, Jakarta, PT. Pradya Paramita. 2006.
- Hill P.G, 1967, *Incompressible jet mixing in converging-diverging axisym-metric duct*,” Journal Of Basic Engineering,
- Hill B.J., 1973, “Two dimensional analysis of flow in Jet Pumps,” Journal of the Hydraulics division, ASCE,
- Richard G. Cunningham, *Jet pump theory and performance, section 4.1, Trans ASME v. 79.*
- Bonnington, S. T., and King, A. L. “Jet Pumps and Ejectors: A State of the Art Review and Bibliography.” Published by BHRA Fluid Engineering, Cranfield, Bedfordshire MK43 OAJ, United Kingdom, 1976.
- Mueller, N. H. G. “Water Jet Pump.” *Proceedings ASCE, Journal of the Hydraulics Division*, v. 90, pp. 83—113, 1964.
- Cunningham, R. G. “Liquid Jet Pumps for Two-Phase Flows.” *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*, v. 117, pp. 309—316, 1995.
- Cunningham, R.G. “Gas Compression with the Liquid Jet Pump.” *Trans.ASME, Journal of Fluids Engineering*, v. 6, pp. 203—315, 1974
- Cunningham, R.G., and Dopkin, R. J. “Jet Breakup and Mixing Throat Lengths for the Liquid Jet Gas Pump.” *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*, v. 94, pp. 216—226, 1974
- Cunningham, R.G., Hansen, A.G., and Na, T.Y. “Jet Pump Cavitation.” *Trans.ASME, Journal of Basic Engineering*, v. 92, pp. 483—494, 1970.
- Cunningham, R. G. “Liquid Jet Pump Modeling: Effects of Axial Dimensions on Theory-Experiment Agreement.” *Proceedings: Second Symposium on Jet Pumps and Ejectors*, BHRA Fluid Engineering, Cranfield, Bedfordshire MK43 OAJ, United Kingdom, 1975 [22]. Triantafillou TC, Zhang J, Shercliff T L, Ginson L J and Ashby M F, 1989, Int J. Mech Sci 31-665.
- Sanger, N. L. “An Experimental Investigation of Several Low-Area-Ratio Water Jet Pumps.” *Trans. ASME, Journal of Basic Engineering*, v. 92, pp. 11—20, 1970.
- Na, T. Y. “Performance of Liquid Jet Pumps at Elevated Temperatures.” *Proceedings: Symposium on Jet Pumps and Ejectors*, BHRA Fluid Engineering, Cranfield, Bedfordshire MK43 OAJ, United Kingdom, 1972.
- Radha Kirishna, H. C., and Kumaraswamy, S. “Some Investigations on the Combination Performance of Jet-Centrifugal Pump.” *Proceedings: Second Symposium on Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques*, BHRA Fluid Engineering, Cranfield, Bedfordshire MK43 OAJ, United Kingdom. Paper B-1, March 1975 [26]. Abate, *Impacton Composite Structur*, New York, Canbridge University Press, 1998.
- Radha Kirishna, H. C., and Kumaraswamy, S. “Matching the Performance of Jet and Centrifugal Pumps.” *Proceedings: Second Symposium on Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques*, BHRA Fluid Engineering, Cambridge, UK. Paper B-3, March 1975.
- John K. Vennard, Robert L. Street “Elementary Fluid Mechanics.” *Stanford University*, Fifth Edition, SI Version, 1976.

□TAR