

**ANALISA INPUT NOZZLE SILINDER AIR ENGINE
MENGUNAKAN SIMULASI CFD BERDASARKAN VARIASI TEKANAN**

Turmudi¹⁾, Sumadi²⁾, Edi Sutoyo³⁾

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor
Jl.Raya K.H Sholeh Iskandar Km. 2, Kedung Badak, Bogor 16161, Jawa Barat, Indonesia
email: ¹turmudi5584@gmail.com

ABSTRAK

Silinder udara (*Air cylinder*) adalah salah satu komponen utama pada sistem pneumatik, dimana tenaga udara bertekanan digunakan untuk mengadakan pergerakan linier atau rotasi. *Nozzle input* merupakan bagian yang terpenting dari *air cylinder*. Untuk memperoleh *nozzle* yang optimum maka perlu adanya penelitian. Dalam penelitian ini, *air cylinder* pada sistem pneumatik menggunakan *engine* motor 2 tak dari "Yamaha Force One". Busi yang semula berfungsi untuk memercikkan bunga api di dalam ruang bakar diganti dengan *nozzle*. *Nozzle* yang digunakan adalah berbentuk *convergent-divergent nozzle* (C-D *Nozzel*). *Nozzle convergent-divergent* ini terbuat dari bahan material baja SKD 11/AISI tipe A2 *tool steel*, dengan panjang *nozzle* 62 mm yang terdiri dari 3 bagian utama yakni bagian *inlet*, *throatle*, dan *outlet*. Pada bagian *inlet* dengan panjang 22 mm, bagian *throatle* dengan panjang 20 mm dan bagian *outlet* dengan panjang 20 mm serta diameter dari masing-masing bagian tersebut adalah diameter *inlet* 10 mm, diameter *throatle* 6 mm dan diameter *outlet* 12 mm. Hasil perhitungan secara teoritis dan simulasi CFD (*Computational Fluid Dynamic*) dengan variasi tekanan *inlet* dan variasi diameter *outlet*, maka dapat diperoleh hasil bahwa bentuk *nozzle convergent-divergent* dengan diameter *outlet* 12 mm merupakan bentuk *nozzle* paling optimum berdasarkan gaya dorong pada keluaran *nozzle*.

Kata kunci : *Air Cylinders, C-D Nozzle, Nozzle, Sistem Pneumatik, Spark.*

ABSTRACT

Air cylinders are one of the main components in pneumatic systems, while airpower used for linear movement. Nozzle input is the most important part of the air cylinder. To get the optimal nozzles then there is a need for research. In this study, the air cylinder in a pneumatic system using a 2 stroke engine from "Yamaha Force One". A spark plug that was originally working on to sparks in the combustion chamber is replaced by a nozzle. The Nozzle used is a convergent-divergent nozzle (C-D Nozzle). Nozzles This divergent is made of SKD 11 / AISI type A2 tool steel, with length 62 mm nozzles consisting of 3 main parts namely the inlet, throat, and outlet. On the inlet with a length of 22 mm, the throat with a length of 20 mm and the outlet with a length of 20 mm and a diameter of each of these parts is a diameter 10 mm inlet, throat diameter 6 mm and outlets 12 mm in diameter. Calculation results CFD (Computational Fluid Dynamic) with variations in inlet pressure and outlet diameter variations, it can be obtained that the shape of the convergent-divergent nozzles with a diameter of 12 mm is the most optimal form of nozzle base thrust at the nozzle output.

Keywords : *Air Cylinders, C-D Nozzle, Nozzle, Pneumatic System, Spark.*

1. PENDAHULUAN

Dalam dunia teknologi tenaga penggerak motor anantara lain meliputi motor penggerak listrik, motor tenaga pembakaran, motor tenaga uap, gas, air (turbin), tenaga panas bumi dan motor tenaga udara bertekanan/pneumatik. Perkembangan dari penggunaan energi udara bertekanan / pneumatic sudah banyak diaplikasikan dalam dunia industri (Ka'ka, S.; Muhammad, 2102) seperti industri

assembling, pengepakan, proses makanan, pengerjaan kayu, pandai besi, pengelasan, pembuatan baja, pengangkutan, percetakan dan lain-lain (Sumadi & Alkindi, 2016). Udara bertekanan dipakai untuk tujuan otomasi dan penghematan tenaga karena kelebihanannya dalam konstruksi yang relatif sederhana, murah, dan kemudahan dalam pemeliharaan dan operasi dibandingkan dengan hidrolik minyak, dalam

mekanik dan peralatan listrik (Khalid, A ; Raihan, 2016)

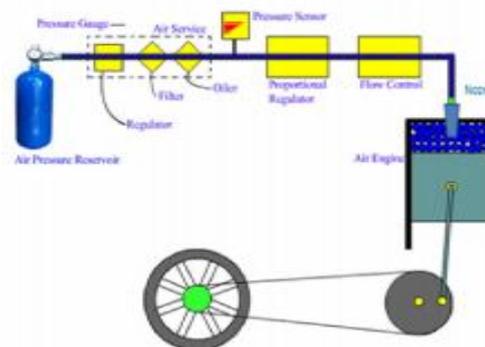
Penelitian ini merupakan kelanjutan dari penelitian sebelumnya (Sumadi & Sutisna, 2019) aplikasi penggunaan energi udara bertekanan, dalam penelitian ini energi udara bertekanan digunakan untuk menggerakkan motor 2 tak. Dalam hal ini *engine* motor 2 tak merek Yamaha Force One sebagai *air cylinder*. Busi yang semula berfungsi untuk memercikkan bunga api saat proses pembakaran di dalam ruang bakar diganti dengan *nozzle input*. *Nozzle input* yang digunakan adalah berbentuk *convergent-divergent nozzle* (C-D *Nozzle*). *Nozzle convergent-divergent* ini terbuat dari bahan material baja SKD 11/AISI type A2 tool steel, dengan panjang *nozzle* 62 mm yang terdiri dari 3 bagian utama yakni bagian *inlet*, *throatle* dan *outlet*. Pada bagian *inlet* dengan panjang 22 mm dan diameter 10 mm, pada bagian *throatle* dengan panjang 20 mm dan diameter 6 mm serta pada bagian *outlet* dengan panjang 20 mm dan diameter 12 mm.

Nozzle input ini sebagai alat yang digunakan untuk mengalirkan udara bertekanan ke dalam *cylinder* motor pada kendaraan roda dua. *Nozzle input* ini memanfaatkan perbedaan kecepatan aliran udara dan tekanan yang terjadi di dalam *Nozzle* tersebut. Perbedaan kecepatan aliran udara akan berpengaruh terhadap kecepatan mendorong piston sedangkan perbedaan tekanan berpengaruh terhadap gaya dorong piston didalam silinder. (Tirtoatmodjo, R. ; Willyanto, 2014)

Dalam penelitian ini dibantu dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamic* (CFD), yaitu dengan bantuan *software* dari computer agar mempermudah dan mempercepat data hasil analisis (Waluyo, 2018). Bentuk *nozzle input* yang optimum maka dilakukan perhitungan secara teoritis dan simulasi CFD dengan memvariasikan bentuk *nozzle* (Riani, Syamsuri, & Pratama, 2017). Variasi tersebut antara lain melakukan perubahan diameter exit *nozzle* meliputi 7 mm, 8 mm, 10 mm dan 12 mm serta variasi tekanan *inlet* yang meliputi 3 barg, 6 bagr, 9 barg dan 15 barg.. Gambar Rangkaian Penggerak Pneumatik pada Motor

Penelitian ini bertujuan Mendapatkan gambaran bentuk *nozzle* yang paling optimum sebagai *nozzle input* untuk *Compressed Air Engine*. Mendapatkan nilai tekanan dan kecepatan udara yang optimum pada keluaran *nozzle* dengan metode perhitungan. Mendapatkan nilai tekanan dan kecepatan udara yang optimum pada keluaran *nozzle* dengan metode *Computational Fluid*

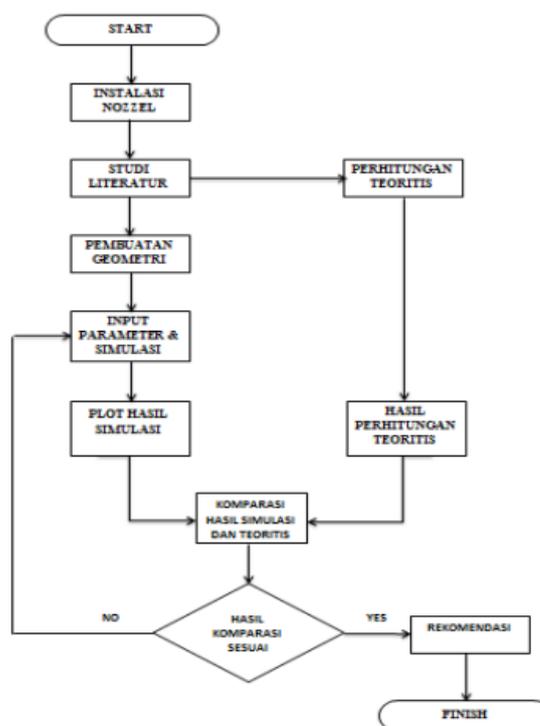
Dynamic (CFD). Mendapatkan gaya dorong (thrust) yang optimum dari keluaran *nozzle* untuk mendorong piston didalam *cylinder* mesin.



Gambar 1. Rangkaian penggerak pneumatik pada motor

2. METODOLOGI

Penelitian ini menggunakan dua metode, yaitu metode teoritis dan simulasi CFD. Metode teoritis menerapkan semua persamaan dan asumsi. Analisa gesekan dapat dilakukan dengan baik menggunakan perangkat lunak CFD. Diagram alir penelitian dapat dilihat pada Gambar 2.



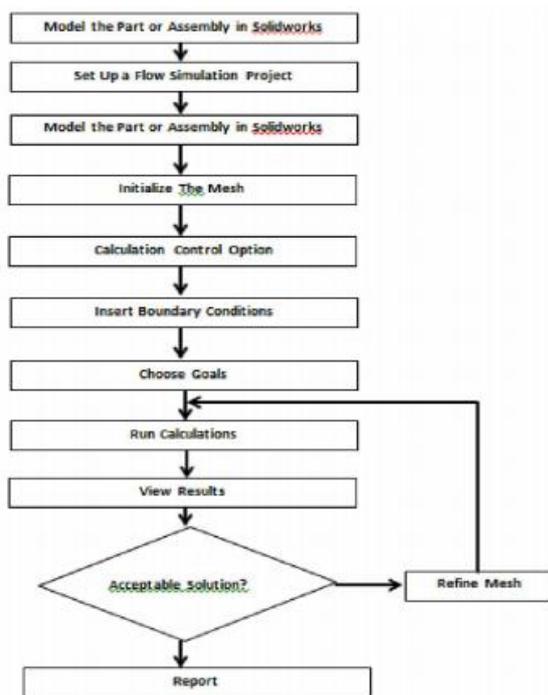
Gambar 2. Diagram alir penelitian

Tahapan Perhitungan Teoritis

Pada tahap ini melakukan perhitungan-perhitungan meliputi perhitungan kecepatan outlet, tekanan outlet, bilangan Mach, dan gaya dorong pada variasi tekanan inlet dan variasi diameter outlet.

Tahapan Simulasi

Pada tahap ini melakukan melakukan simulasi menggunakan software CFD “flow simulation” Solidworks 2014. SolidWorks Flow simulation 2014 adalah paket tambahan analisis aliran fluida yang tersedia pada Solidorks untuk mendapatkan solusi lengkap terhadap gerakan fluida. Aplikasi lain yang dapat ditambahkan ke SolidWorks termasuk SolidWorks Motion dan SolidWorks simulation . Sebuah analisis aliran fluida menggunakan Flow Simulation melibatkan sejumlah langkah-langkah dasar yang ditampilkan dalam diagram alir terlihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Diagram alir simulasi CFD

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan disajikan hasil perhitungan dan simulasi menggunakan kedua metode teoritis dan simulasi beserta perbandingan antara keduanya.

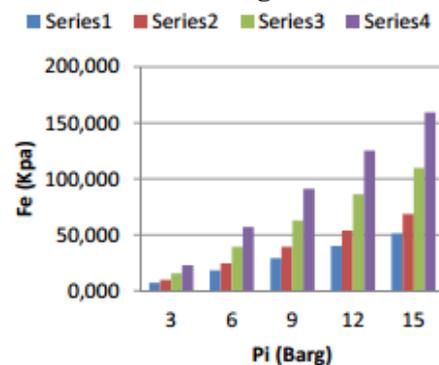
Hasil Metode Teoritis

Hasil perhitungan disajikan dengan variasi tekanan inlet 3 barg, 6 barg, 9 barg, 12 barg, dan 15 barg. Perbandingan antara tekanan inlet terhadap gaya dorong dapat dilihat pada Gambar 4. Dari Gambar 4 terlihat bahwa pada diameter exit 12 mm, menghasilkan gaya dorong tertinggi untuk setiap variasi tekanan inlet. Sangat tepat untuk tujuan memperoleh gaya/kekuatan yang tinggi. Sedangkan untuk tujuan memperoleh kecepatan, maka nozzle dengan diameter exit 7 mm yang optimal.

Tabel 1. Data hasil perhitungan

| Tekana Diameter | | Ve (m/s) | Pe (KPa) | Me | Fe (N) |
|-----------------|-------------|----------|----------|-------|---------|
| n Inlet (Barg) | Outlet (mm) | | | | |
| 3 | 7 | 5,656 | 285,413 | 0,017 | 7,082 |
| | 8 | 4,330 | 293,358 | 0,013 | 9,649 |
| | 10 | 2,771 | 300,000 | 0,008 | 15,597 |
| 6 | 12 | 1,924 | 302,386 | 0,006 | 22,728 |
| | 7 | 7,998 | 570,834 | 0,024 | 18,063 |
| | 8 | 6,123 | 586,720 | 0,018 | 24,389 |
| 9 | 10 | 3,919 | 600,000 | 0,012 | 39,147 |
| | 12 | 2,722 | 604,770 | 0,008 | 56,910 |
| | 7 | 9,796 | 856,247 | 0,029 | 29,043 |
| 12 | 8 | 7,500 | 880,074 | 0,022 | 39,128 |
| | 10 | 4,800 | 900,000 | 0,014 | 62,698 |
| | 12 | 3,333 | 907,159 | 0,010 | 91,093 |
| 15 | 7 | 11,312 | 1141,658 | 0,033 | 40,022 |
| | 8 | 8,661 | 1175,427 | 0,025 | 53,867 |
| | 10 | 5,543 | 1200,000 | 0,016 | 86,249 |
| 15 | 12 | 3,849 | 1209,546 | 0,011 | 125,275 |
| | 7 | 12,647 | 1427,074 | 0,037 | 51,002 |
| | 8 | 9,683 | 1466,785 | 0,028 | 68,606 |
| 15 | 10 | 6,197 | 1500,000 | 0,018 | 109,800 |
| | 12 | 4,303 | 1511,932 | 0,013 | 159,458 |

Grafik tekanan inlet terhadap gaya dorong



Gambar 4. Grafik tekanan inlet terhadap gaya dorong

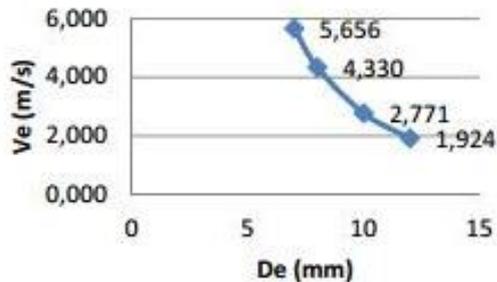
Keterangan :

- Series1: Gaya dorong pada diameter exit 7 mm
- Series2: Gaya dorong pada diameter exit 8 mm
- Series3: Gaya dorong pada diameter exit 10 mm
- Series4: Gaya dorong pada diameter exit 12 mm

Dari Tabel 1 terlihat bahwa semakin besar diameter exit nozzle (dari 7mm, 8 mm, 10 mm dan 12 mm), maka kecepatan exit mengalami penurunan (yaitu dari 5,656 m/s; 4,330 m/s; 2,771m/s dan 1,924 m/s) dan sebaliknya tekanan exit mengalami kenaikan yaitu (285,413 KPa;

293,358 KPa; 300 KPa dan 302,386 KPa). Hal tersebut dapat dilihat pada Gambar 5.

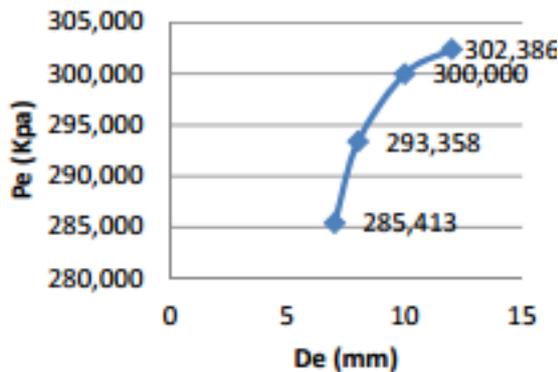
Grafik variasi diameter terhadap kecepatan pada bagian exit



Gambar 5. Grafik variasi diameter terhadap kecepatan pada bagian exit.

Gambar 6 memperlihatkan bahwa semakin besar diameter exit, maka tekanan exit semakin besar pula.

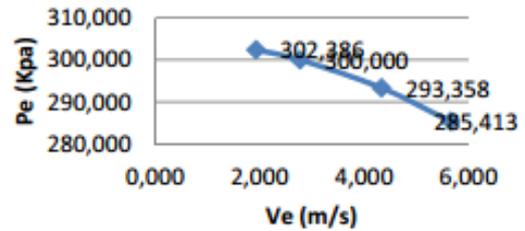
Grafik variasi diameter terhadap tekanan pada bagian exit



Gambar 6. Grafik variasi diameter terhadap tekanan pada bagian exit

Gambar 7 menunjukkan bahwa semakin besar kecepatan exit, maka tekanannya semakin kecil berturut-turut yaitu (302,386 KPa; 300 KPa; 293,358 KPa dan 285,413KPa).

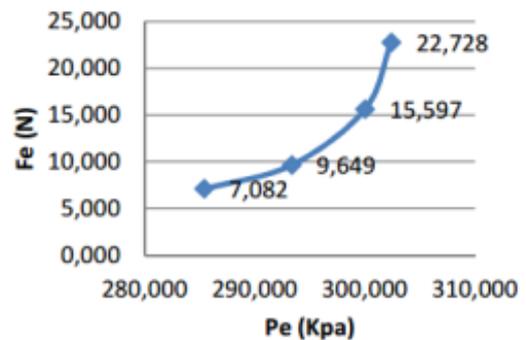
Grafik kecepatan exit terhadap tekanan exit pada Pi = 3 barg



Gambar 7. Grafik kecepatan exit terhadap tekanan exit pada Pi = 3 barg

Gambar 8 menyajikan bahwa semakin besar tekanan exit, maka gaya dorong semakin besar berturut-turut yaitu (7,082N; 9,649N; 15,597N dan 22,728N)

Grafik tekanan exit terhadap gaya dorong outlet pada Pi = 3 bar



Gambar 8. Grafik tekanan exit terhadap gaya dorong outlet pada Pi = 3 bar

Hasil Simulasi

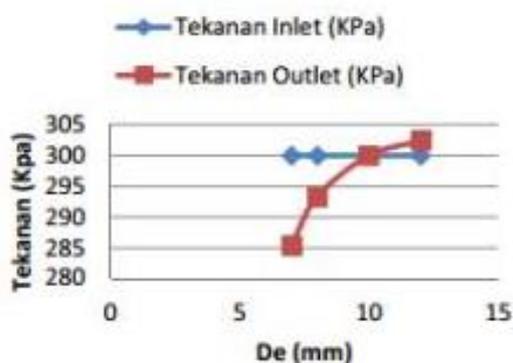
Analisis menggunakan metode simulasi menghasilkan harga dan distribusi parameter aliran udara di dalam *nozzle*. Tabel 2 memperlihatkan bahwa semakin besar diameter exit-nya, maka gaya dorongnya semakin meningkat baik secara teoritis maupun simulasi. Gaya dorong tertinggi terjadi pada diameter exit 12 mm, pada setiap variasi tekanan inlet. Sementara gaya dorong terendah terjadi pada diameter exit 7 mm, pada setiap variasi tekanan inlet. Tabel 3 memperlihatkan hasil perhitungan secara teoritis dapat dihasilkan perbandingan antara besar tekanan inlet dengan tekanan outlet serta perbandingan antara besar gaya dorong inlet *nozzle* dengan gaya dorong outlet *nozzle*.

Tabel 2. Data hasil simulasi

| Tekanan Inlet (Barg) | Diameter | | Ve (m/s) | Pe (KPa) | Me | Fe (N) |
|----------------------|----------|--------|----------|----------|-------|---------|
| | Inlet | Outlet | | | | |
| 3 | 7 | 8 | 5,667 | 270,641 | 0,016 | 6,314 |
| | 8 | 10 | 4,420 | 289,310 | 0,013 | 9,446 |
| | 10 | 12 | 2,975 | 297,157 | 0,009 | 15,374 |
| 6 | 7 | 8 | 2,272 | 315,857 | 0,007 | 24,251 |
| | 8 | 10 | 8,016 | 565,392 | 0,023 | 17,853 |
| | 10 | 12 | 6,209 | 599,801 | 0,018 | 25,046 |
| 9 | 7 | 8 | 4,085 | 615,972 | 0,012 | 40,401 |
| | 8 | 10 | 3,053 | 622,193 | 0,009 | 58,880 |
| | 10 | 12 | 9,821 | 900,111 | 0,028 | 30,730 |
| 12 | 7 | 8 | 7,585 | 924,013 | 0,022 | 41,335 |
| | 8 | 10 | 4,950 | 928,630 | 0,014 | 64,946 |
| | 10 | 12 | 4,192 | 961,541 | 0,012 | 97,241 |
| 15 | 7 | 8 | 11,344 | 1199,910 | 0,033 | 42,263 |
| | 8 | 10 | 8,758 | 1232,236 | 0,025 | 56,822 |
| | 10 | 12 | 5,697 | 1237,785 | 0,016 | 89,215 |
| 15 | 7 | 8 | 4,868 | 1256,283 | 0,014 | 130,559 |
| | 8 | 10 | 12,685 | 1499,934 | 0,036 | 53,805 |
| | 10 | 12 | 9,792 | 1540,644 | 0,028 | 72,317 |
| 15 | 7 | 8 | 6,360 | 1547,404 | 0,018 | 113,521 |
| | 8 | 10 | 4,685 | 1570,087 | 0,013 | 166,032 |

Gambar 9, terlihat bahwa ketika diameter exit 7mm dan 8 mm, tekanan outlet lebih kecil dari tekanan inlet; pada diameter exit 10 mm tekanan outlet sama dengan tekanan inlet; dan pada diameter exit 12 mm tekanan outlet lebih besar tekanan inlet. Hal ini berlaku untuk semua variasi tekanan inlet 6 barg, 9 barg, 12 barg dan 15 barg.

Grafik tekanan inlet terhadap tekanan outlet Pi = 3 barg

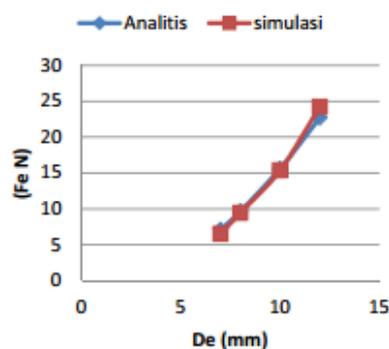


Gambar 9. Grafik tekanan inlet terhadap tekanan outlet Pi = 3 barg

Tabel 3. Data hasil perhitungan tekanan inlet dan gaya dorong inlet

| Tekanan Inlet | Variasi Diameter Outlet (mm) | Tekanan | | Fi (N) | Fe (N) |
|---------------|------------------------------|-------------|--------------|---------|---------|
| | | Inlet (KPa) | Outlet (KPa) | | |
| 3 Barg | 7 | 300 | 285,413 | 15,605 | 7,082 |
| | 8 | 300 | 293,358 | 15,605 | 9,649 |
| | 10 | 300 | 300,000 | 15,605 | 15,597 |
| 6 Barg | 7 | 300 | 302,386 | 15,605 | 22,728 |
| | 8 | 600 | 570,834 | 39,167 | 18,063 |
| | 10 | 600 | 600,000 | 39,167 | 24,389 |
| 9 Barg | 7 | 600 | 604,770 | 39,167 | 39,147 |
| | 8 | 600 | 604,770 | 39,167 | 56,910 |
| | 10 | 900 | 856,247 | 62,730 | 29,043 |
| 12 Barg | 7 | 900 | 880,074 | 62,730 | 39,128 |
| | 8 | 900 | 900,000 | 62,730 | 62,698 |
| | 10 | 900 | 907,159 | 62,730 | 91,093 |
| 15 Barg | 7 | 1200 | 1141,658 | 86,293 | 40,022 |
| | 8 | 1200 | 1173,427 | 86,293 | 53,867 |
| | 10 | 1200 | 1200,000 | 86,293 | 86,249 |
| 15 Barg | 7 | 1200 | 1209,546 | 86,293 | 125,275 |
| | 8 | 1500 | 1427,074 | 109,856 | 51,002 |
| | 10 | 1500 | 1466,785 | 109,856 | 68,606 |
| 15 Barg | 7 | 1500 | 1500,000 | 109,856 | 109,800 |
| | 8 | 1500 | 1511,932 | 109,856 | 159,458 |

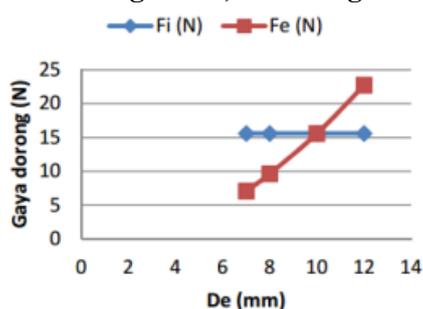
Grafik De Terhadap Fe (Pi=3 Bar)



Gambar 10. Grafik De Terhadap Fe (Pi=3 Bar)

Gambar 10 menunjukkan bahwa ketika diameter exit 7 mm dan 8 mm, gaya dorong outlet lebih kecil dari gaya dorong inlet; pada diameter exit 10 mm gaya dorong outlet sama dengan gaya dorong inlet; dan pada diameter exit 12 mm gaya dorong outlet lebih besar gaya dorong inlet. Hal ini berlaku untuk semua variasi tekanan inlet 6 barg, 9 barg, 12 barg dan 15 barg.

Grafik gaya dorong inlet terhadap gaya dorong outlet, $P_i=3$ barg



Gambar 11. Grafik gaya dorong inlet terhadap gaya dorong outlet, $P_i=3$ barg

Selisih antara hasil analitis dan simulasi dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4 memperlihatkan bahwa selisih terbesar pada kecepatan exit yaitu pada diameter exit 12 mm dan tekanan inlet 12 barg. Selisih terbesar yaitu 20,94%, sehingga simulasi dapat dinyatakan layak untuk digunakan. Dari hasil perhitungan dan simulasi dapat disimpulkan bahwa untuk memperoleh kecepatan yang optimum maka bentuk *nozzle* yang paling optimum adalah *nozzle* dengan diameter exit 7 mm, terbukti bahwa hasil perhitungan dan simulasi

Tabel 4. Selisih anilitis dan simulasi

| Tekanan Inlet | Diameter Outlet | Ve (m/s) | | Selisih (%) | Pe (KPa) | | Selisih (%) | Fe (N) | | Selisih (%) |
|---------------|-----------------|----------|----------|-------------|----------|----------|-------------|----------|----------|-------------|
| | | Analitis | simulasi | | Analitis | simulasi | | Analitis | simulasi | |
| 3 | 7 | 5,656 | 5,667 | 0,193 | 285,413 | 270,641 | 5,458 | 7,082 | 6,514 | 8,723 |
| | 8 | 4,330 | 4,420 | 2,044 | 293,358 | 289,310 | 1,399 | 9,649 | 9,446 | 2,153 |
| | 10 | 2,771 | 2,975 | 6,869 | 300,000 | 297,157 | 0,957 | 15,597 | 15,374 | 1,452 |
| | 12 | 1,924 | 2,272 | 15,316 | 302,386 | 315,857 | 4,265 | 22,728 | 24,251 | 6,280 |
| 6 | 7 | 7,998 | 8,016 | 0,230 | 570,834 | 565,392 | 0,963 | 18,063 | 17,853 | 1,172 |
| | 8 | 6,123 | 6,209 | 1,384 | 586,720 | 599,801 | 2,181 | 24,389 | 25,046 | 2,624 |
| | 10 | 3,919 | 4,085 | 4,056 | 600,000 | 615,972 | 2,593 | 39,147 | 40,401 | 3,103 |
| | 12 | 2,722 | 3,053 | 10,842 | 604,770 | 622,193 | 2,800 | 56,910 | 58,880 | 3,345 |
| 9 | 7 | 9,796 | 9,821 | 0,256 | 856,247 | 900,111 | 4,873 | 29,043 | 30,730 | 5,491 |
| | 8 | 7,500 | 7,585 | 1,115 | 880,074 | 924,013 | 4,755 | 39,128 | 41,335 | 5,341 |
| | 10 | 4,800 | 4,950 | 3,022 | 900,000 | 928,630 | 3,083 | 62,698 | 64,946 | 3,461 |
| | 12 | 3,333 | 4,192 | 20,485 | 907,159 | 961,541 | 5,656 | 91,093 | 97,241 | 6,322 |
| 12 | 7 | 11,312 | 11,344 | 0,279 | 1141,658 | 1199,910 | 4,855 | 40,022 | 42,263 | 5,302 |
| | 8 | 8,661 | 8,758 | 1,108 | 1173,427 | 1232,236 | 4,773 | 53,867 | 56,822 | 5,200 |
| | 10 | 5,543 | 5,697 | 2,701 | 1200,000 | 1237,785 | 3,053 | 86,249 | 89,215 | 3,325 |
| | 12 | 3,849 | 4,868 | 20,940 | 1209,546 | 1256,283 | 3,720 | 125,275 | 130,559 | 4,047 |
| 15 | 7 | 12,647 | 12,685 | 0,296 | 1427,074 | 1499,934 | 4,858 | 51,002 | 53,805 | 5,209 |
| | 8 | 9,683 | 9,792 | 1,113 | 1466,785 | 1540,644 | 4,794 | 68,606 | 72,317 | 5,131 |
| | 10 | 6,197 | 6,360 | 2,567 | 1500,000 | 1547,404 | 3,063 | 109,800 | 113,521 | 3,278 |
| | 12 | 4,303 | 4,685 | 8,162 | 1511,932 | 1570,087 | 3,704 | 159,458 | 166,032 | 3,960 |

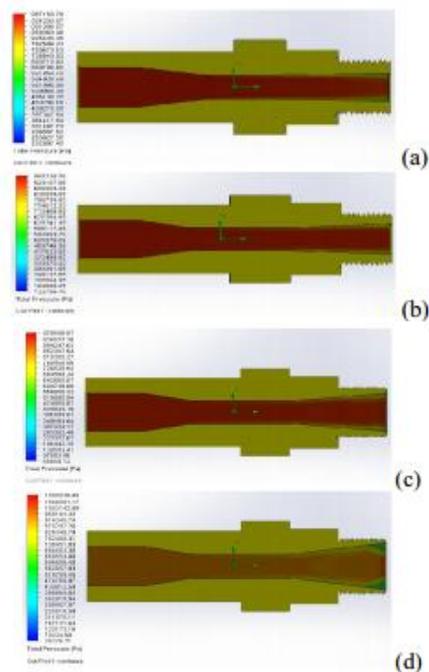
hasilnya terbesar yaitu 5,656 m/s (teoritis) dan 5,667 m/s (simulasi) pada tekanan 3 barg, begitu pula terjadi pada variasi tekanan yang lain seperti (6 barg, 9 barg, 12 barg dan 15 barg).

Sedangkan untuk memperoleh gaya dorong yang optimum, maka bentuk *nozzle* yang paling optimum adalah *nozzle* dengan diameter exit 12 mm, terbukti bahwa hasil perhitungan dan simulasi pada tekanan inlet 3 barg hasilnya terbesar yaitu

22,728 N (teoritis) dan 24,251 N (simulasi) serta terjadi pada variasi tekanan inlet yang lain. Hal tersebut diperlihatkan pada Gambar 11.

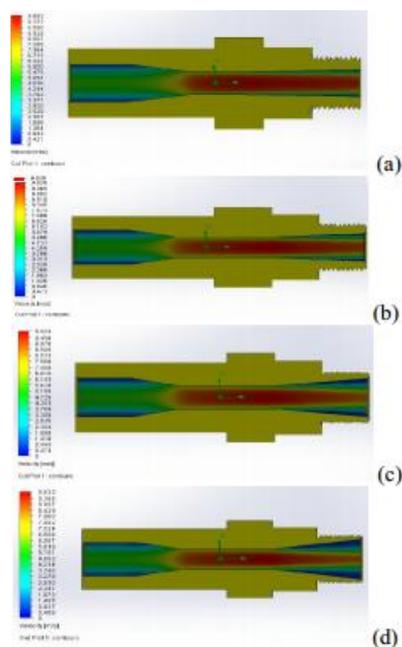
Kontur Tekanan

Kontur tekanan diperlihatkan pada Gambar 12 dan 13.



Gambar 12. Kontur tekanan 7mm (a), 8mm (b), 10mm (c), 12mm (d)

Kontur Kecepatan



Gambar 13. Kontur kecepatan 7mm (a), 8mm (b), 10mm (c), 12mm (d)

4. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian dan bahasan maka dapat disimpulkan bahwa *nozzle* yang optimum berdasarkan besarnya gaya dorong untuk inputan *air cylinder* adalah *nozzle* convergent-divergent dengan diameter outlet 12 mm.

REFERENSI

- Ka'ka, S.; Muhammad, A. K. (2102). Analisis Desain Pengisian Tangki Udara Bertekanan Dengan Sistem Injeksi Silinder Pneumatik. *Teknik Mesin" TEKNOLOGI"*, 14(1).
- Khalid, A; Raihan, H. (2016). Rancang Bangun Simulasi Sistem Pneumatik Untuk Pemindah Barang. *Jurnal INTEKNA*, 6(1), 39–41.
- Riani, N. I., Syamsuri, S., & Pratama, R. R. (2017). Simulasi Numerik Aliran Melewati Nozzle Pada Ejector Converging – Diverging Dengan Variasi Diameter Exit Nozzle. *R.E.M. (Rekayasa Energi Manufaktur) Jurnal*, 2(1), 19–24.
<https://doi.org/10.21070/r.e.m.v2i1.796>
- Sumadi, S., & Alkindi, H. (2016). Analisis Putaran Spesifik Motor Penggerak Perahu Nelayan Menggunakan Teknologi Pneumatic Berdasarkan Variasi Tekanan. *AME (Aplikasi Mekanika Dan Energi): Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, 2(2), 47–50.
- Sumadi, S., & Sutisna, S. P. (2019). Perancangan Sistem Kontrol Mobil Menggunakan Compressed Air Engine Sebagai Penggerak Mula. *Almikanika*, 1(1), 1–4.
- Tirtoatmodjo, R.; Willyanto, W. (2014). Peningkatan Performance Motor Bensin 4 Tak 3 Silinder yang Menggunakan Bahan Bakar Gas dengan Penambahan Blower dan Sistem Injeksi. *Jurnal Teknik Mesin*, 1(1), 1–7.
- Waluyo, R. (2018). Stress analysis pada horizontal wind turbin blade berbahan kayu. *AME (Aplikasi Mekanika Dan Energi): Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, 4(2), 65–75.