

DESAIN ULANG SISTEM PEMBANGKIT TEKANAN PADA MESIN *HYDROTEST* GUNA MENCAPAI STANDAR PENGUJIAN TEKANAN ASTM A53 UNTUK PIPA 3 INCH

Arif Hidayatulloh ⁽¹⁾, Mochamad Choifin ⁽²⁾

Teknik Mesin Universitas Maarif Hasyim Latif Sidoarjo

arif-hidayatulloh@student.umaha.ac.id ⁽¹⁾, Mochamad_choifin@dosen.umaha.ac.id ⁽²⁾

ABSTRAK

Mesin *hydrotest* adalah mesin digunakan untuk menguji kekuatan dan kebocoran pipa dimana pengujian ini penting untuk menjamin kualitas pipa. Pengujian ini bekerja dengan mengisi komponen pipa uji dengan cairan dan menekannya, kemudian ditahan pada jumlah waktu tertentu untuk pemeriksaan indikasi kebocoran pada pipa uji tersebut. Terdapat Mesin *hydrotest* yang khusus untuk pengujian pipa diameter 3 inch, data yang di dapat dari penelitian mesin mampu menghasilkan tekanan maksimal sebesar 63,7 bar tekanan ini masih mampu mencapai standar SNI 0039 dengan tebal 3,2 mm yang mensyaratkan minimal pengujian tekanan sebesar 50 bar, untuk meningkatkan standar mutu uji menurut standar ASTM A53 untuk pipa 3 inch dengan ketebalan 5,49 yang mensyaratkan maksimal tekanan uji sebesar 173 bar, data *cycle time* pengujian mulai dari pengisian cairan, proses penekanan hingga selesai di dapat waktu selama 35 detik. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan desain mesin *hydrotest* yang memiliki unjuk kerja lebih optimal dan sesuai standar ASTM A53. Tahapan dalam perencanaan ini adalah studi literatur yang berhubungan dengan teori tekanan hidrostatik, melakukan observasi terhadap mesin *hydrotest*, melakukan analisis desain lama, perencanaan ulang sistem hidrolik (*intensifier*) sebagai pembangkit tekanan tinggi dan penyesuaian desain dengan parameter yang direkomendasikan.

Kata kunci : ASTM A53, *Hydrotest*, *intensifier*, SNI 0039.

ABSTRACT

Hydrotest machine is a machine used to test the strength and leakage of a pipe where this test is important to guarantee the quality of the pipe. This test works by filling the test pipe components with liquid and pressing it, then held for a certain amount of time to check for indication of leakage in the test pipe. There is a hydrotest machine specifically for testing 3 inch diameter pipes, the data obtained from machine research is able to produce a maximum pressure of 63.7 bar. This pressure is still able to reach the SNI 0039 standard with a thickness of 3.2 mm which requires a minimum testing pressure of 50 bar , to improve the test quality standards according to ASTM A53 standards for 3-inch pipes with a thickness of 5.49 which requires a maximum test pressure of 173 bar, cycle time test data starting from liquid filling, pressing process until completion in 35 seconds. The purpose of this study is to obtain a hydrotest engine design that has a more optimal performance and complies with ASTM A53 standards. The stages in this plan are the study of literature relating to the theory of hydrostatic pressure, making observations of hydrotest machines, carrying out old design analysis, re-planning the hydraulic system (intensifier) as a high pressure generator and adjusting the design to the recommended parameters.

Keywords: ASTM A53, *Hydrotest*, *intensifier*, SNI 0039.

PENDAHULUAN

Desain ulang mesin merupakan salah satu metode untuk mengembangkan suatu komponen mesin atau keseluruhan sistem dari mesin, yang bertujuan untuk mendapatkan kinerja mesin yang lebih optimal, efektif, dan efisien dengan meningkatkan nilai guna dan unjuk kerjanya sesuai kebutuhan penggunaannya serta standar yang berlaku.

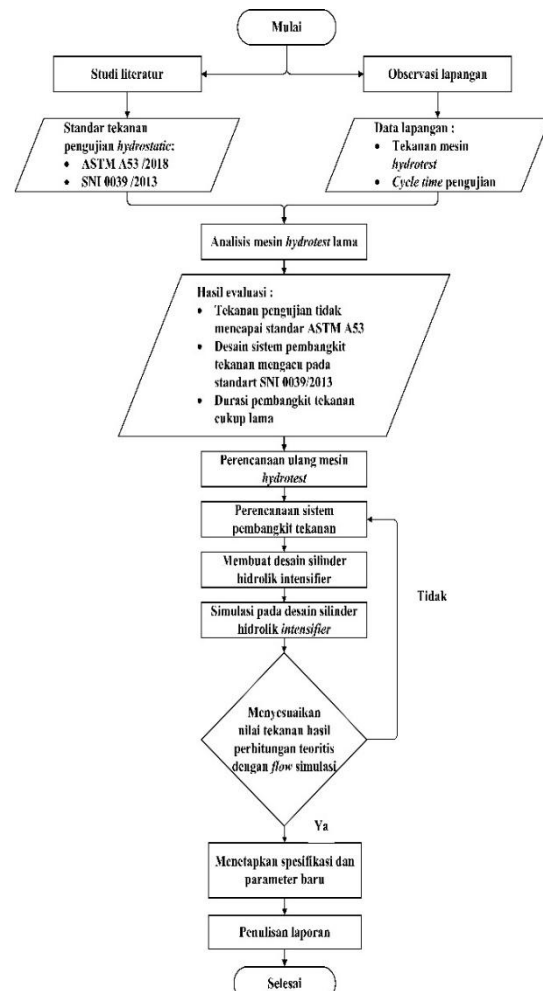
Menurut studi kasus yang dilakukan pada perusahaan pembuat pipa baja, dimana produk pipa harus sesuai dengan standar yang berlaku, salah satunya adalah ketahanan pipa terhadap tekanan tinggi dan bebas dari indikasi kebocoran terutama pada jenis pipa *welded pipe* yaitu pipa yang proses pembuatannya dari plat baja yang di lengkungan kemudian dilakukan penyambungan las ERW (*Electric Resistance Welding*).

Untuk mengetahui kualitas pipa berdasarkan ketahanan pipa terhadap tekanan tinggi, perusahaan pembuat pipa menggunakan metode pengujian tekanan yaitu *hydrostatic test (hydrotest)* dengan menggunakan air bertekanan sebagai media pengujian. Berdasarkan studi kasus yang dilakukan mesin *hydrotest* yang bekerja khusus untuk pengujian tekanan pada pipa berdiameter 3 inch yang saat ini tekanan yang di setting pada mesin hanya mampu menghasilkan tekanan maksimal sebesar 65 kgf/cm² atau 63,7 bar dan di anggap masih mengacu pada standar SNI 0039, karena Pada standar SNI 0039 mensyaratkan tekanan maksimal pada pipa 3 inch dengan ketebalan 3,2 mm yaitu sebesar 50 bar. Harapannya standar mutu uji pipa pada mesin *hydrotest* mengacu pada standar ASTM A53 yang menetapkan maksimum uji tekanan 176 kgf/cm² atau 173 bar untuk pipa diameter 3 inch dengan ketebalan pipa sch 40 atau 5,49 mm.

METODE PENELITIAN

Prosedur Penelitian

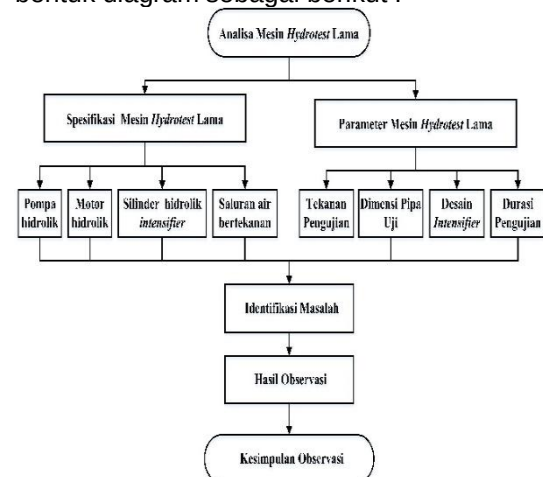
Adapun prosedur penelitian di jelaskan dalam diagram alir berikut :



Gambar 1. Diagram alir penelitian

Analisa Mesin Hydrotest Lama

Diagram alir analisa mesin *hydrotest* lama di buat guna untuk mempermudah memahami proses analisa yang di lakukan, dan dijelaskan secara terperinci dalam bentuk diagram sebagai berikut :



Gambar 2. Diagram alir analisa mesin *hydrotest* lama

Data Yang Diperoleh

Tekanan pengisian awal

Tekanan pengisian awal adalah tekanan yang di hasilkan oleh pompa pengisian air kedalam pipa uji sebesar 4 kg/cm² atau 3,9 bar yang di di bulatkan menjadi 4 bar. Tekanan dari pembangkit adalah tekanan maksimum yang mampu dihasilkan sistem pembangkit tekanan hidrolik intensifier.

Tekanan sistem pembangkit tekanan mesin hydrotetes lama

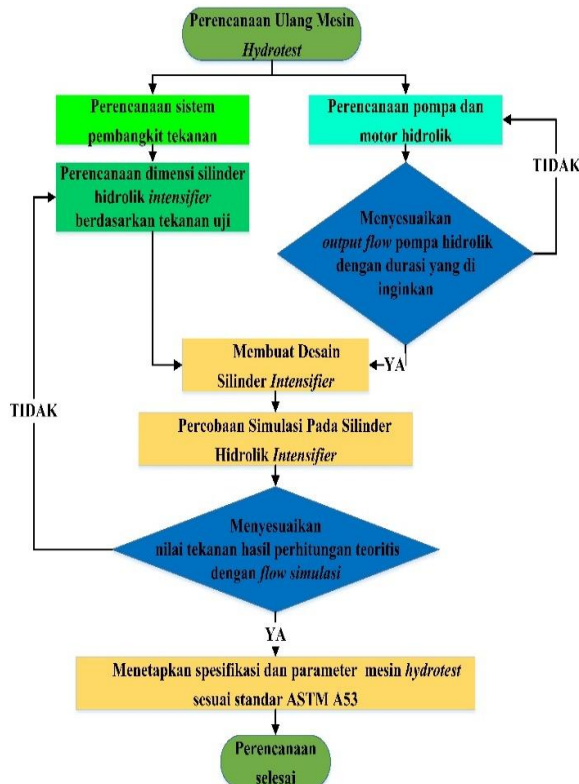
Bahwa tekanan mesin mampu memberikan tekanan maksimum sebesar 65 kg/cm² atau 63,7 bar.

Tabel 1. Klasifikasi standar uji tekanan pipa

Standar hydrotet	Diameter	Ketebalan	Tekanan maksimum
SNI 0039	3 inch	3,2 mm	50 bar
ASTM A53	3 inch	SCH 40 (5,49 mm)	173 bar

Alur Perencanaan

Diagram alir perencanaan mesin *hydrotet* di buat guna untuk mempermudah untuk memahami proses perencanaan yang di lakukan.



Gambar 3. Diagram alir perencanaan

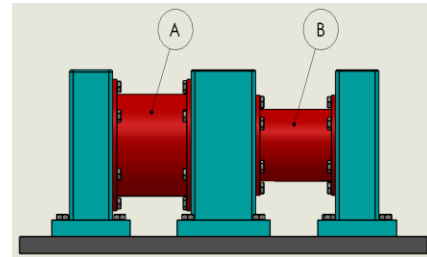
HASIL DAN PEMBAHASAN

Perencanaan Sistem Pembangkit Tekanan

Perencanaan sistem pembangkit tekanan yaitu perencanaan pada silinder hidrolik intensifier. Dimana silinder dibagi menjadi dua ruas yaitu :

sisi (A) adalah silinder hidrolik

sisi (B) adalah silinder intensifier



Gambar 4. Ruas silinder hidrolik intensifier

Menentukan Dimensi Silinder Intensifier Berdasarkan Tekanan Uji

$V_0 \text{ Total} = V_{\text{pipa uji}} + V_{\text{rongga matras}} + V_{\text{aluran air bertekanan}}$

$$V_0 \text{ total} = 27348 \text{ cm}^3 + 139,42 \text{ cm}^3 + 7934,78 \text{ cm}^3$$

$$V_0 \text{ total} = 35422,2 \text{ cm}^3$$

Jadi volume air total pada sistem saluran air bertekanan adalah 35422,2 cm³

Menghitung Jumlah volume Air Yang Mampu Mampat

Menghitung volume air yang mampu mampat adalah menghitung berapa banyak jumlah air yang dapat di kompresi atau di mampatkan di dalam sistem saat mesin bekerja dan dinyatakan dalam satuan volume. Untuk mencari jumlah volume tersebut dapat di hitung menggunakan persamaan modulus *bulk*.

$$B = \frac{\Delta P}{\Delta V / V_0}$$

$$B = \frac{\Delta P \cdot V_0}{\Delta V}$$

$$22100 \text{ bar} = \frac{169 \text{ bar} \cdot 35422,2 \text{ cm}^3}{\Delta V}$$

$$\frac{22100 \text{ bar}}{169 \text{ bar}} = \frac{35422,2 \text{ cm}^3}{\Delta V}$$

$$130,77 = \frac{35422,2 \text{ cm}^3}{\Delta V}$$

$$\Delta V = \frac{35422,2 \text{ cm}^3}{130,77}$$

$$\Delta V = 270,87 \text{ cm}^3$$

Jadi volume air yang mampu di mampatkan saat pengujian pipa secara normal (pipa bagus tanpa bocor) sebesar 280,87 cm³. Volume yang terkompresi bisa di katakan cukup kecil di bandingkan dengan total keseluruhan volume air di dalam sistem, kembali lagi ke sifat zat cair yang di golongan fluida incompressible dimana fluida tersebut zat cair yang di anggap tak mampu mampat, tapi ada

kalanya zat cair dapat di mampatkan atau di kompresikan karena pengaruh tekanan yang tinggi dan volume ruangan yang besar, semakin tinggi tekanan yang di berikan dan semakin besar volume ruangan maka volume fluida yang termampat/terkompresi semakin besar pula.

Menentukan Effisiensi Volume Silinder Intensifier

Menentukan efisiensi volume pada silinder intensifier bertujuan untuk mempertimbangkan jumlah air yang di kompresikan tersebut mampu untuk menahan *holding time* selama pengujian berlangsung. Adanya efisiensi volume silinder intensifier di asumsikan 50% dengan maksud menstabilkan jumlah air yang di kompresikan ke dalam pipa uji dan menanggulangi kemungkinan adanya rembesan air pada sil matras *head stock* maupun *tail stock*, besar efisiensi tersebut di anggap mampu menahan *holding time* pengujian selama 5 detik sesuai prosedur pengujian.

$$\text{eff volume} = \frac{\Delta V \times 50}{100}$$

Menghitung Volume Silinder Intensifier

Untuk menentukan volume silinder intensifier yang di hitung terdiri dari jumlah volume air yang mampu terkompresi di tambah dengan jumlah efisiensi volume.

$$V_{\text{silinder intensifier}} = V_{\text{terkompresi}} + \text{eff volume } 50\%$$

Menentukan Dimensi Silinder Intensifier

Untuk menentukan dimensi silinder intensifier yang antara lain luasan penampang silinder intensifier dan stroke piston, dengan asumsi diameter silinder intensifier sebesar 7 cm dengan volume silinder intensifier $406,305 \text{ cm}^3$.

$V_{\text{intensifier}} = A_2 \times S$ (D silinder intensifier ditentukan sebesar 7 cm)

$$406,305 \text{ cm}^3 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (7 \text{ cm})^2 \times s$$

$$s = 10,56 \text{ cm} \\ \approx 11 \text{ cm}$$

Menghitung Tekanan Yang Di Butuhkan Silinder Hidrolik

Untuk menghitung tekanan yang di butuhkan pada silinder hidrolik dengan menghendaki perbedaan tekanan antara silinder hidrolik dengan silinder intensifier yang tekanannya di tingkatkan, maka di lakukan perbandingan antara silinder hidrolik dan silinder intensifier sebagai parameter yang kemudian diasumsikan sebesar (2,5 : 1). Maka untuk menentukan tekanan yang di butuhkan pada silinder hidrolik dapat di hitung sebagai berikut :

Luas penampang silinder intensifier $A_2 = 38,465 \text{ cm}^2$

Luas penampang silinder hidrolik $A_1 = 2,5 \times A_2$

Tekanan silinder hidrolik :

$$F_1 = F_2 \\ P_1 \times A_1 = P_2 \times A_2$$

$$P_1 \times 96,16 \text{ cm}^2 = 173 \text{ bar} \times 38,465 \text{ cm}^2$$

$$P_1 \times 96,16 \text{ cm}^2 = 6654,445 \text{ bar cm}^2$$

$$P_1 = \frac{6654,445 \text{ bar cm}^2}{96,16 \text{ cm}^2}$$

$$P_1 = 69,2 \text{ bar}$$

Jadi tekanan yang di butuhkan pada silinder hidrolik yaitu sebesar 69,2 bar.

Menghitung Diameter Silinder Hidrolik

Menghitung diameter silinder hidrolik dengan diketahui luasan penampang silinder hidrolik $A_1 = 96,16 \text{ cm}^2$. Maka dapat di hitung sebagai berikut :

$$A_1 = \frac{1}{4} \pi \cdot d^2$$

$$96,16 \text{ cm}^2 = 0,785 \cdot d^2$$

$$d^2 = 122,496 \text{ cm}^2$$

$$d = \sqrt{122,49 \text{ cm}^2}$$

$$d_1 = 11,06 \text{ cm} \approx 11 \text{ cm}$$

Jadi diameter pada silinder hidrolik adalah 11 cm.

Menentukan Dimensi Silinder Hidrolik

Setelah mendapatkan luas penampang dan diameter silinder hidrolik, maka kemudian menentukan stroke silinder dan volume silinder hidrolik.

$$V_{\text{silinder hidrolik}} = A_1 \times d_1$$

$$V_{\text{silinder hidrolik}} = 96,16 \text{ cm}^2 \times 11 \text{ cm}$$

$$V_{\text{silinder hidrolik}} = 1057,76 \text{ cm}^3$$

Menghitung Gaya Tekan Yang Di Hasilkan Silinder Intensifier

Gaya tekan yang dihasilkan silinder intensifier dapat di hitung dengan rumus persamaan berikut :

$$F_2 = F_1$$

$$F_2 = P_1 \times A_1$$

$$F = 69,2 \text{ bar} \times 96,16 \text{ cm}^2$$

$$F = 66,54 \text{ kN}$$

Perencanaan Pompa dan Motor Hidrolik

Menentukan Jenis Pompa Hidrolik

Berdasarkan perhitungan, dan prinsip kerja mesin *hydrotest* klasifikasi yang di butuhkan untuk menentukan jenis pompa hidrolik adalah sebagai berikut :

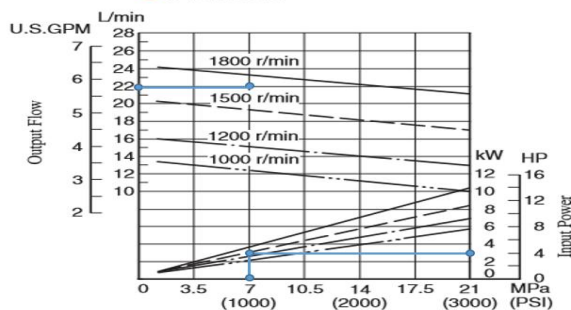
- Tekanan yang di butuhkan sebesar 69,2 bar, dengan adanya sistem hidrolik intensifier yang dapat membangkitkan tekanan, maka cukup dengan pompa yang memiliki tekanan sedang.

- Volume silinder sebesar $1057,76 \text{ cm}^3$ dengan durasi yang di tentukan selama 3 detik, maka cukup dengan pompa berkapasitas debit sedang.
- Prinsip kerja aliran fluida yang di butuhkan tidak kontinue, tidak membutuhkan kecepatan aliran fluida yang tinggi.
- Kecepatan putaran pompa mengikuti kecepatan putaran motor dan ideal pada kecepatan putar 1720 rpm.
- Prinsip kerja mesin *hydrotest* yaitu menahan tekanan sesuai *holding time* yang di tentukan selama 5 detik, maka perlu pompa hidrolik yang mampu menahan tekanan dengan stabil dan memiliki kevakuman yang baik. Berdasarkan karakteristik pompa yang di butuhkan, pendekatan pemilihan pompa hidrolik lebih tepat pada salah satu katalog merek yuken dengan jenis *vane pump* dengan nomor model PV2R1-14.

Menentukan Motor Pompa Hidrolik

Jika diketahui data tekanan output pompa 1000 psi (68,9 bar), maka untuk menentukan model motor yang di gunakan dapat menyesuaikan dengan grafik berikut :

● PV2R1-14



Grafik 1. Penyesuaian motor dengan pompa

Bila tekanan dinyatakan 1000 psi, berdasarkan grafik *input power* memiliki daya 3 – 4 kW, dan bila kecepatan putaran 1720 rpm pada tekanan 1000 psi maka *output flow* 22 l/min. Untuk menentukan spesifikasi motor hidrolik dapat melihat tabel berikut.

Tabel 3. penunjuk pemilihan motor hidrolik

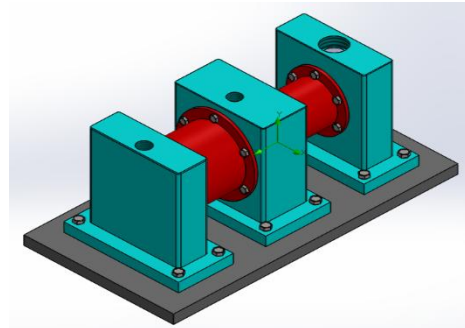
Specifications							
Model Number	Power Output	Voltage* Hertz V Hz	Rated Current A	Initial Current A	Revolution r/min	Insulation Grade	Weight kg
M1-0.75-30	0.75 kW X 4P	200-50	3.9	20.6	1410	B	14.3
		200-60	3.4	19.7	1690		
		220-60	3.3	21.7	1710		
M1-1.5-30	1.5 kW X 4P	200-50	6.3	34.4	1410	B	20
		200-60	6.0	32.3	1700		
		220-60	5.5	35.5	1720		
M1-2.2-30	2.2 kW X 4P	200-50	9.7	64.0	1410	B	26
		200-60	8.9	58.2	1700		
		220-60	8.4	64.0	1720		
M1-3.7-30 M2-3.7-30	3.7 kW X 4P	200-50	15.6	108	1410	B	29
		200-60	14.6	96.0	1700		
		220-60	13.6	106	1720		

Berdasarkan grafik penyesuaian motor dengan pompa dan tabel spesifikasi motor, maka motor yang sesuai yaitu merek yuken dengan *serial number* M1-3.7 -30. Dengan

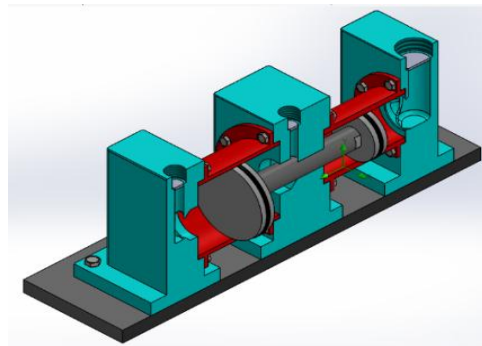
power output 3.7 kW x 4 pole, 220 Volt 60 Hezt, 13,6 Ampere, 1720 rpm.

Membuat Desain Silinder Hidrolik Intensifier

Membuat gambar desain 3-Dimensi untuk silinder hidrolik intensifier menggunakan aplikasi software desain grafis yaitu solidwork 2017. Untuk membuat satu unit assembly silinder intensifier yang terdiri dari beberapa komponen.



Gambar 6. Isometri desain assembly silinder hidrolik intensifier



Gambar 7. Isometri silinder hidrolik intensifier dengan piston

Simulasi Pada Silinder Hidrolik

Pressure Simulation

Jika diketahui gaya tekan yang di hasilkan sebesar 66,5kN, dan luas penampang piston/silinder hidrolik sebesar 96,16 cm². Untuk mengetahui tekanan yang bekerja adalah:

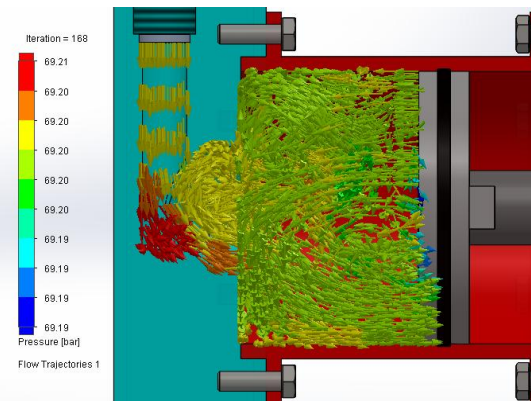
$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{66,54 \text{ kN}}{96,16 \text{ cm}^2}$$

$$P = 0,6919 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

$$P = 69,19 \text{ bar}$$

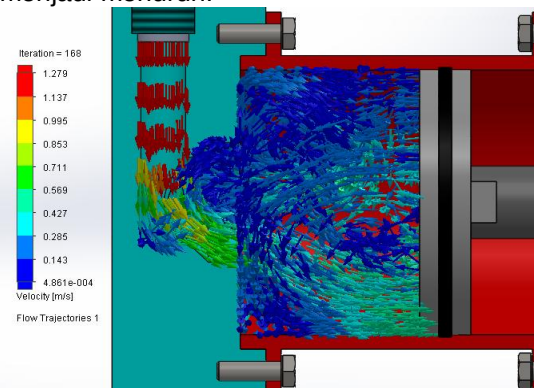
Sedangkan berdasarkan hasil simulasi menunjukan tekanan stabil pada 69,20 bar. Jadi tekanan hasil perhitungan secara teoritis dengan simulasi di anggap sesuai.



Gambar 8. Simulasi tekanan silinder hidrolik saat piston pada batas maksimum kompresi

Velocity Simulation

Kecepatan fluida saat piston pada batas maksimum kompresi Berdasarkan hasil simulasi menunjukkan kecepatan masuk fluida 1,279 m/s kemudian terus menurun yang disebabkan piston bergerak ke kanan maka beban untuk menekan semakin besar yang mengakibatkan kecepatan aliran fluida menjadi menurun.



Gambar 9. Simulasi velocity silinder hidrolik saat piston pada batas maksimum kompresi

Type flow simulation

Tipe aliran fluida saat piston pada batas maksimum kompresi

Diketahui : $v = 1,279 \text{ m/s} = 127,9 \text{ cm/s}$

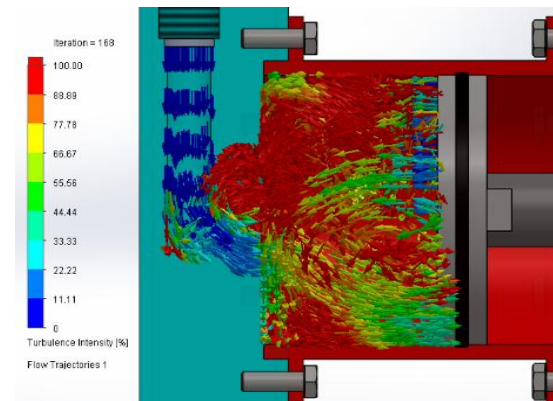
$$d = 11 \text{ cm}$$

$\nu = 32 \text{ cSt} = 0,32 \text{ cm}^2/\text{s}$ (viskositas kinematik oli hidrolik pada temperatur 40°C)

$$Re = \frac{127,9 \text{ cm/s} \cdot 11 \text{ cm}}{0,32 \text{ cm}^2/\text{s}} = 157547,59$$

$$Re = 4396,56 \text{ (tipe aliran turbulen)}$$

Berdasarkan perhitungan menunjukkan bahwa aliran fluida turbulen, Berdasarkan simulasi menunjukkan intensitas turbulen sangat tinggi dengan melihat warna merah yang merupakan titik intensitas terjadinya turbulen yang paling tinggi.



Gambar 10. Simulasi tipe aliran fluida pada silinder hidrolik saat piston pada batas maksimum kompresi

Simulasi Pada Silinder Intensifier

Pressure Simulation

Tekanan air saat piston pada batas maksimum kompresi pada silinder intensifier. Jika diketahui gaya tekan yang dihasilkan sebesar 66,5 kN dan luas penampang piston/silinder intensifier sebesar 38,45 cm². Untuk mengetahui tekanan yang bekerja adalah :

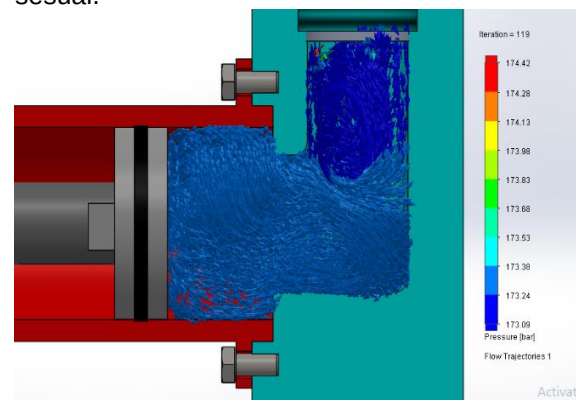
$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{66,54 \text{ kN}}{38,45 \text{ cm}^2}$$

$$P = 1,7305 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

$$P = 173,05 \text{ bar}$$

Sedangkan berdasarkan hasil simulasi menunjukkan tekanan stabil pada 173,24 bar–173,38 bar. Jadi tekanan hasil perhitungan secara teoritis dengan simulasi di anggap sesuai.



Gambar 11. Simulasi tekanan silinder intensifier saat piston pada batas maksimum kompresi

Velocity Simulation

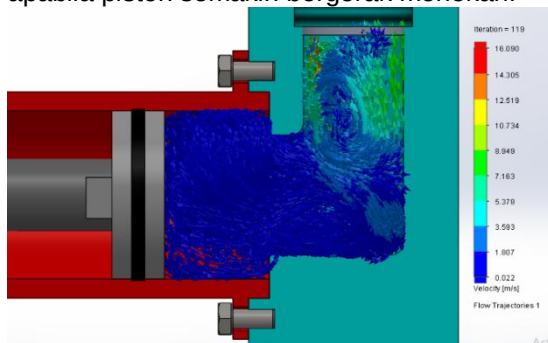
Kecepatan fluida pada silinder intensifier saat sistem hidrolik bekerja

Diketahui :

$$\text{Volume yang terkompresi} = 270,87 \text{ cm}^3$$

Tempo pengujian = 3 detik
 Luas penampang piston *intensifier* = $38,45 \text{ cm}^2$
 $Q = \frac{V}{t}$
 $Q = \frac{270,87 \text{ cm}^3}{3 \text{ s}}$
 $Q = 90,29 \text{ cm}^3/\text{s}$
 $v = \frac{Q}{A}$
 $v = \frac{90,29 \text{ cm}^3/\text{s}}{38,45 \text{ cm}^2}$
 $v = 2,348 \text{ cm/s}$
 $v = 0,02348 \text{ m/s}$

Jadi kecepatan aliran air saat sistem hidrolik bekerja hingga pada batas kompresi yaitu $0,02348 \text{ m/s}$. Sedangkan berdasarkan hasil simulasi menunjukan aliran fluida memiliki kecepatan pada silinder intensifier $0,022 \text{ m/s}$ dan akan semakin meningkat apabila piston semakin bergerak menekan.



Gambar 12. Simulasi velocity silinder intensifier saat piston pada batas maksimum kompresi

Type Flow Simulation

Tipe aliran fluida saat piston pada batas maksimum kompresi

Diketahui :

$$v = 123 \text{ cm/s} \text{ (kecepatan gerak piston)}$$

$$d = 7 \text{ cm}$$

$$\nu = 0,890 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 0,890 \times 10^{-2} \text{ cm}^2/\text{s}$$

(viskositas kinematik air saat pada temperatur normal 25°C)

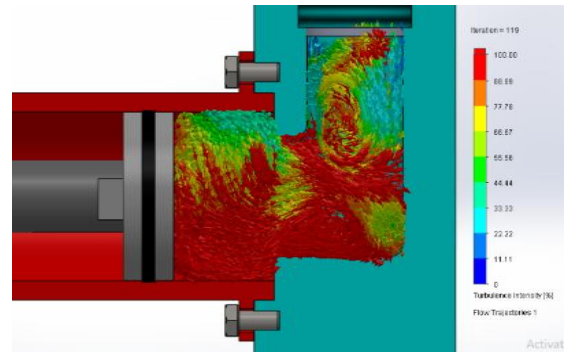
$$Re = \frac{123 \text{ cm/s} \cdot 7 \text{ cm}}{0,890 \times 10^{-2} \text{ cm}^2/\text{s}}$$

$$=$$

$$= 96741$$

$$Re = 96741 \text{ (tipe aliran turbulen)}$$

Berdasarkan perhitungan menunjukan bahwa aliran fluida turbulen. Berdasarkan simulasi menunjukan intensitas turbulen sangat tinggi dengan melihat warna merah yang merupakan titik intensitas terjadinya turbulen yang paling tinggi.



Gambar 13. Simulasi tipe aliran fluida pada silinder intensifier saat piston pada batas maksimum kompresi

Menetapkan Spesifikasi dan Parameter Sistem Pembangkit Tekanan Pada Mesin Hydrotest Sesuai Standar ASTM A53

Spesifikasi Mesin Hydrotest Yang Sesuai Standar ASTM A53

Tabel 4. Spesifikasi mesin hydrotest sesuai standar ASTM A53

No	Komponen	Spesifikasi	Qty	Deskripsi
1	Pompa hidrolik	Yuken single Vane pump PV2R1-14	1	Pressure 68,9 bar, 22 l/min
2	Motor hidrolik	M1-3.7 -30	1	3.7 kW, 220V, 60 hz, 13.6 A, 1720 rpm
3	Silinder hidrolik	Intensifier dua silinder	1	perbandingan penampang 1:2,5
4	Saluran fluida bertekanan	Pipa galvanis 1,5 inch	7m	

Parameter Mesin Hydrotest Yang Sesuai Standar ASTM A53

Tabel 5. Parameter mesin hydrotest desain baru

No	Parameter	Nilai	Satuan
1	Tekanan pengujian	173	Bar
2	Gaya tekan	66,5	kN
3	Dimensi Pipa uji	3	Inch
4	Desain silinder hidrolik intensifier	2,5 : 1	
5	durasi total pengujian	25	detik

PENUTUP

Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang dilakukan yang berkaitan dengan “Desain Ulang Sistem Pembangkit Tekanan pada Mesin *Hydrotest* Guna Mencapai Standar Pengujian Tekanan ASTM A53 Untuk Pipa 3 Inch”, dapat ditarik beberapa kesimpulan yaitu secara perhitungan teoritis tekanan yang bekerja sebesar 173,05 bar, dan di buktikan secara simulasi menunjukkan tekanan uji yang bekerja stabil pada tekanan antara 173,24 bar– 173,38 bar. Jadi disimpulkan bahwa tekanan hasil perhitungan secara teoritis dengan simulasi di anggap sesuai dengan standar yang telah di tentukan. Berdasarkan parameter pada tabel *cycle time* pengujian bahwa durasi saat sistem pembangkit tekanan bekerja yaitu selama 13 detik, kemudian di lakukan perencanaan pada pompa dan motor hidrolik agar mampu mencapai tekanan sebesar 173 bar dalam waktu 3 detik. Dan hasil dari perencanaan mendapatkan tekanan sebesar 173 bar hanya dalam waktu 2,88 detik yang di simpulkan lebih cepat dari parameter yang sudah di tentukan, maka perencanaan tersebut bisa di anggap sesuai.

Saran

Untuk menangani mesin yang kurang produktif, dapat di lakukan modifikasi, *upgrade*, maupun desain ulang namun harus tetap memperhatikan standar dan parameter mesin. Apabila melakukan desain ulang untuk mengupgrade komponen pada mesin harus memperhatikan ketersediaan *part* yang ada di pasaran berdasarkan katalog yang ada. Apabila suatu desain diperlukan adanya simulasi khusus nya pada *flow simulation* bahwa sangat terbatas hanya dapat melakukan simulasi per segment part saja, tidak dapat di lakukan simulasi satu sistem mesin secara menyeluruh. Dengan keterbatasan tersebut penulis merekomendasikan menggunakan aplikasi grafis lain yang lebih bagus dan lengkap yang tentu saja harus di dukung dengan program dan spesifikasi komputasi yang lebih unggul.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih penulis ucapkan kepada Tuhan YME, orang tua, keluarga, dan berbagai pihak yang telah memberikan semangat dan dukungan.

REFERENSI

- Afifah, Yunita Nur. (2019). *Analysis of Unsteady Magneto Hydro Dinamic (MHD) Nano Fluid Flow Past A Sliced Sphere*. International Conference on Mechanical Engineering Research and Application. Malang.
- Anis, Samsudin dan Karnowo. (2008) *Dasar Pompa*. Textbook. Universitas Negeri Semarang.
- ASTM A53. (2018). *Standard Specification for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped, Zinc-Coated, Welded and Seamless*. United States.
- Bakrie Pipe Industries. (2018) *Steel line pipe ASTM A53-B*. Jakarta Selatan
- Basri, Hasan. (1990). *Optimasi Desain Dimensi Silinder Sistem Hidrolik Pada Hydraulic Excavator*. Jurnal Ilmiah TEKNOBIZ.
- Catalogue Yuken. (2005). *M Series Electric Motors*.
- Catalogue Yuken. (2005). *PV2R24A/34A Series Double Vane Pumps*.
- Catalogue Yuken. (2005). *Variable Displacement Single Vane Pump*.
- Choifin, Mochamad. (2014) *Studi Eksperimental Karakteristik Getaran Dan Energi Listrik Bangkitan Dari Hidraulic –Mekanik- Elektro Magnetic Shock Absorbser Akibat Variasi Pembebanan Listrik*. Master thesis, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- D. Merkle, B.Schrader, M.Thomas. (2003) *Hydraulics Basic Level*. Textbook.
- JMC Steel Group. (2018). *Standard Pipe A53 CW and ERW*. Beachwood.
- Kiefner, F. John and Maxey A. Willard. (2013). *The Benefits and Limitations of Hydrostatic Testing*. Projet D'Inversion De La Canalisation.
- McKay, S. Kyle and Fischenich J. Craig. (2016). *Rapid Hydraulic Assessment for Stream Restoration*. Journals.
- Primadhani, M. Rizqi. (2011) *Simulasi Aliran Fluida Pada Pipa Bergelombang Dengan Metode Computational Fluid Dynamic*.
- Tugas Akhir. Universitas Diponegoro, Semarang.
- SNI 0039. (2013). *Pipa baja saluran air dengan atau tanpa lapisan seng*. Badan Standardisasi Nasional