
PERHITUNGAN BEBAN PANAS PADA SISTEM HIDROLIK PENGGERAK STEAM CONTROL VALVE DI PT. PETROKIMIA GRESIK UNIT PABRIK III

Juan Andoni Winanda¹⁾, Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc.²⁾ Ir. Sri Bangun S., MT.³⁾

Jurusan D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri,

Institut Teknologi Sepuluh Nopember - Surabaya

Email : donandonijuan@gmail.com

Abstrak

Control valve adalah salah satu katup yang digunakan pada turbin uap untuk mengatur besarnya kapasitas uap yang akan masuk ke rotor turbin. Katup ini digerakan oleh sistem hidrolik yang berjenis electro hidrolik. Sistem hidrolik yang beroperasi pasti akan timbul panas karena fluida yang terkena kerugian mekanis. Sehingga dilakukan penelitian apakah pada sistem hidrolik control valve ini terjadi overheating atau tidak.

Penelitian dimulai dengan melakukan pengujian sistem hidrolik dengan simulasi fluidsims, untuk mengetahui cara kerja dari sistem hidrolik control valve. Selanjutnya menghitung heat load dan heat dissipation dari cooler yang kemudian dilakukan perbandingan antara keduanya, sehingga diketahui pada sistem terjadi overheating atau tidak.

Dengan dilakukan perhitungan maka didapatkan besarnya gaya pembebanan masing – masing silinder, pada pilot valve sebesar 55019.74 N, pada main cylinder sebesar 172564.21 N. selanjutnya gaya ini dilakukan untuk menghitung heat load dari sistem hidrolik. Maka didapatkan heat load total sebesar 25,238 kW. Berdasarkan data di perusahaan dari cooler hidrolik maka dapat dilakukan perhitungan heat dissipation. Sehingga didapatkan besarnya heat dissipation sebesar 26,623 kW. Maka dapat disimpulkan pada sistem tidak terjadi overheating.

Kata Kunci : Control Valve, Hidrolik, Cooler, Heat Load, Heat Dissipation.

PENDAHULUAN

Dewasa ini listrik menjadi suatu kebutuhan utama manusia dalam melakukan aktifitas sehari – hari. Saat ini banyak peralatan – peralatan yang membutuhkan energi listrik untuk dapat beroperasi sehingga hal itu dapat membantu meringankan pekerjaan manusia.

Instalasi mesin hidrolik merupakan salah satu sistem yang ada pada pembangkitan listrik tenaga uap yang ada di PT. PETROKIMIA Gresik. Untuk menggerakkan salah satu komponen bernama control valve. Control valve adalah salah satu komponen penunjang yang ada pada pembangkit listrik tenaga uap. Control valve merupakan katup yang berfungsi mengatur debit aliran uap yang masuk ke rotor turbin, dimana gerakan katup ini diatur oleh mekanisme sistem hidrolik.

Peran control valve pada suatu pembangkit listrik tenaga uap sangatlah penting karena debit uap yang masuk ke turbin diatur oleh control valve sehingga putaran turbin tetap terjaga pada putaran yang diinginkan. Mengingat begitu pentingnya peran control valve maka perlu dilakukan penelitian lebih lanjut dengan melakukan *Perhitungan beban panas pada sistem hidrolik penggerak steam control valve di PT. PETROKIMIA Gresik unit pabrik III.*

Dengan adanya penelitian ini diharapkan akan mendapatkan berbagai keuntungan yang dapat di implementasikan pada sistem hidrolik PT. PETROKIMIA Gresik. Keuntungan yang didapat antara lain :

1. Mengetahui kondisi actual instalasi sistem hidrolik dan performa control valve
2. Mengetahui permasalahan yang memetakan kondisi real setelah dilakukannya perhitungan heat load dan heat dissipation pada cooler.
3. Mengetahui apakah pada sistem terjadi overheating atau tidak

TINJAUAN PUSTAKA

Control valve merupakan katup yang berfungsi untuk mengontrol laju aliran uap ke turbin untuk mengendalikan putaran turbin. Katup ini berada didalam jalur aliran uap setelah katup uap utama main stop valve dan steam chest. Control valve bekerja (membuka) sesuai dengan permintaan (kebutuhan) uap yang masuk rotor turbin untuk mempertahankan putaran turbin. Begitu katup ini bergerak, maka aliran uap ke turbin akan berubah kapasitasnya dengan demikian putaran turbin juga berubah. Control valve biasanya terdiri dari empat buah yang bekerjanya secara berurutan. Pada prinsipnya control valve dibuka oleh minyak hidrolik dengan perantaraan aktuator hidrolik (servo motor). Sedangkan untuk menutup control valve digunakan pegas penekan (return spring).



gambar 2.1 Control valve pada steam turbin
(sumber :[5])

METODOLOGI

Prosedur Penelitian

Tahapan penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Melakukan perhitungan berat jenis fluida yang digunakan dengan mencari tahu SGoil pelumas dilapangan.
2. Melakukan pengambilan gambar komponen utama sistem hidrolik control valve.
3. Mempelajari cara kerja sistem hidrolik control valve.
4. Mencari data – data yang digunakan untuk perhitungan.
5. Mendesain ulang dan menyederhanakan sistem instalasi hidrolik dari lapangan menggunakan program FluidsimH.
6. Melakukan perhitungan gaya yang dibebankan pada silinder hidrolik.
7. Melakukan perhitungan kapasitas silinder hidrolik.
8. Melakukan perhitungan kerugian perpipaian dan instalasi.
9. Menghitung head pompa.
10. Melakukan perhitungan daya pompa.
11. Melakukan perhitungan heat load pada sistem.
12. Melakukan perhitungan heat dissipation pada cooler.

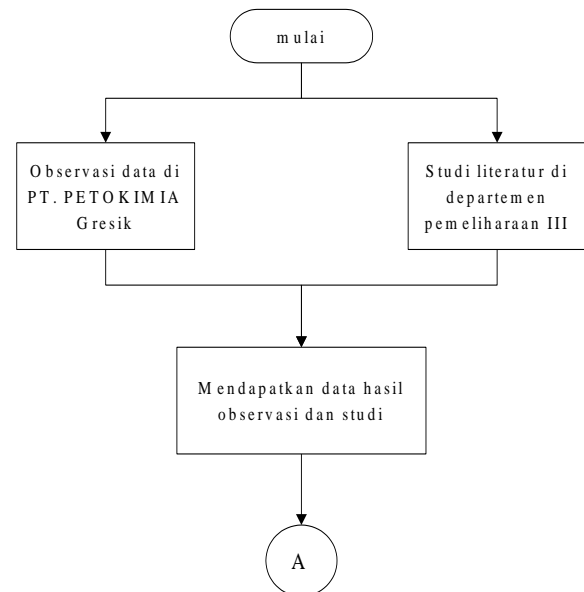
Skema Penelitian

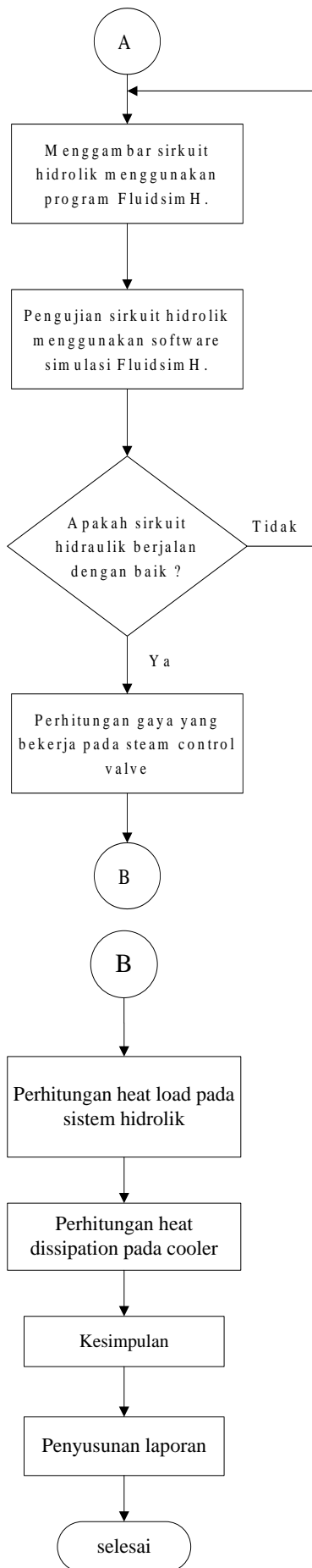
1. Observasi data di PT. PETROKIMIA Gresik.
Penelitian ini diawali dengan observasi data dengan wawancara langsung dengan mentor dan melihat langsung kondisi steam control valve di perusahaan.
2. Studi literatur.
Melakukan pencarian data yang berhubungan dengan steam control valve.
3. Perhitungan gaya yang bekerja pada silinder.
Setelah observasi data kemudian melakukan perhitungan gaya yang bekerja pada silinder steam control valve yang mempengaruhi gaya pembebanan silinder.
4. Perhitungan gaya yang dibebankan pada silinder.

Perhitungan gaya yang dibebankan pada silinder dilakukan untuk menjadi acuan perhitungan selanjutnya.

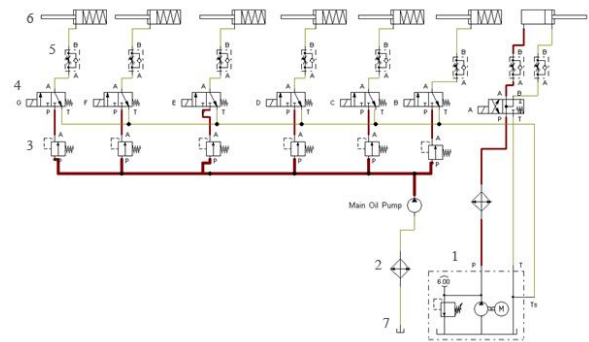
5. Perancangan ulang sirkuit hidrolik menggunakan program FluidsimH. Perancangan ulang sirkuit hidrolik dilakukan berdasarkan data sirkuit hidrolik yang didapatkan dari perusahaan.
6. Pengujian sirkuit hidrolik menggunakan program FluidsimH.
Setelah perancangan selesai maka dilakukan pengujian sirkuit hidrolik menggunakan software simulasi yaitu fluidsimeH untuk mengetahui cara kerja dari sistem hidrolik steam control valve.
7. Melakukan perhitungan heat load dan heat dissipation dengan acuan pembebanan silinder.
Perhitungan ini dilakukan untuk mengetahui pada sistem terjadi overheating atau tidak. Dengan membandingkan besarnya heat load dan heat dissipation oleh cooler.
8. Penyusunan laporan.

Prosedur dan alur penelitian pada penulisan tugas akhir ini dapat dijelaskan dengan menggunakan diagram alir (flow chart). Diagram alir ini merupakan urutan penulisan tugas akhir, mulai dari pencarian data di PT. PETROKIMIA Gresik sampai didapatkan data hasil perhitungan. Adapun urutan diagram alir adalah sebagai berikut :





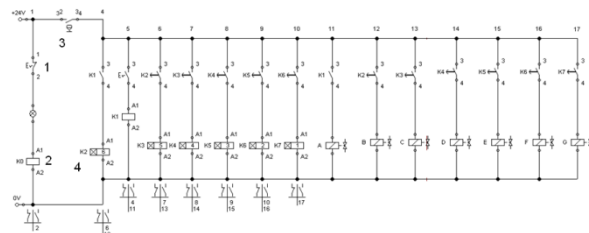
Gambar sirkuit hidrolik menggunakan program fluidsimH.



Keterangan :

1. Auxiliary oil pump
2. Oil cooler
3. Pressure reducer
4. Directional control valve
5. Flow control valve
6. Silinder hidrolik
7. Reservoir

Gambar sirkuit listrik



Keterangan :

1. Detent switch
2. Relay
3. Make switch
4. Relay with switch on delay

HASIL DAN PEMBAHASAN

Perhitungan Silinder Hidrolik Penggerak Pilot Valve

1. Gaya berat pilot valve

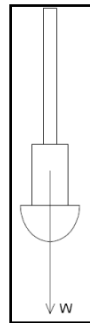
Berdasarkan keterangan pada INSTRUCTION MANUALS, FINAL DOCUMENTS VOL. 11, PHOSPORIC ACID AND BY-PRODUCTS PLANT, maka diketahui massa dari pilot valve adalah 16 kg dengan total 6 pilot valve. Dengan rumus sebagai berikut maka dapat diketahui gaya beratnya

$$W = m \cdot g$$

Dimana :

- W = gaya berat (N)
- m = massa pilot valve (kg)
- g = gravitasi (m/s^2)

Untuk memudahkan perhitungan maka dibuat free body diagram untuk pilot valve. Berikut adalah gambar free body diagram pilot valve.



Gambar 4.1 free body diagram pilot valve

Maka dengan rumus diatas kita dapatkan gaya berat untuk pilot valve sebagai berikut :

$$W = m \cdot g$$

$$W = 16 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 156,96 \text{ N}$$

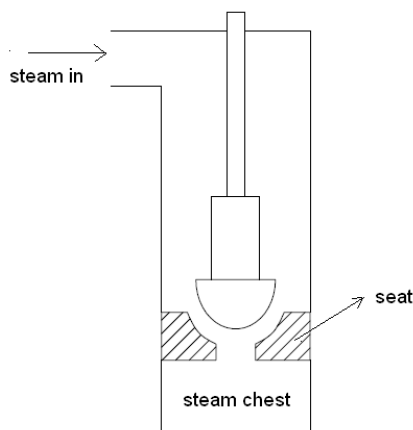
2. Gaya surface pada pilot valve
Besarnya gaya surface dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_{\text{surface}} = P \cdot A$$

Dimana :

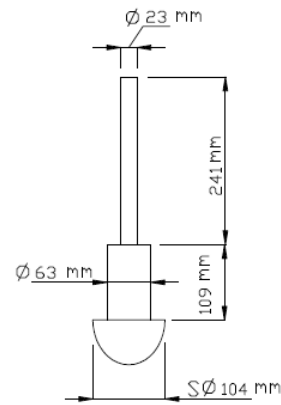
- F_{surface} = gaya yang bekerja pada permukaan valve.
- P = tekanan steam yang mengenai permukaan valve.
- A = luas permukaan valve yang terkena steam.

Berikut adalah skema laluan steam yang melewati pilot valve.



Gambar 4.2 Aliran steam pada pilot valve

Selanjutnya menghitung luasan permukaan pilot valve yang dikenai gaya surface. Berikut adalah keterangan dimensi dari pilot valve.



Gambar 4.3 Dimensi pilot valve

Maka luas permukaan valve yang dikenai gaya surface besarnya :

- A_1 = setengah luas permukaan bola
 $A_1 = \frac{1}{2} \cdot (4 \cdot \pi \cdot r^2)$
 $A_1 = \frac{1}{2} \cdot (4 \cdot 3,14 \cdot (\frac{1}{2} \cdot 0,104 \text{ m})^2)$
 $A_1 = 0,00169 \text{ m}^2$
- A_2 = luas selimut tabung
 $A_2 = \pi \cdot D \cdot t$
 $A_2 = 3,14 \cdot 0,063 \text{ m} \cdot 0,109 \text{ m}$
 $A_2 = 0,02156 \text{ m}^2$
- A_3 = luas selimut tabung stem
 $A_3 = \pi \cdot D \cdot t$
 $A_3 = 3,14 \cdot 0,023 \text{ m} \cdot 0,214 \text{ m}$
 $A_3 = 0,01545 \text{ m}^2$
- A_4 = luas permukaan lingkaran bawah
 $A_4 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_1^2 - \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_2^2$
 $A_4 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,104 \text{ m}^2 - \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,063 \text{ m}^2$
 $A_4 = 5,374 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
- A_5 = luas permukaan lingkaran atas
 $A_5 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_2^2 - \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_3^2$
 $A_5 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,063 \text{ m}^2 - \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,023 \text{ m}^2$
 $A_5 = 2,699 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

Maka total luas permukaan pilot valve yang terkena gaya surface besarnya $A_T = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0,0466 \text{ m}^2$. Berdasarkan pada INSTRUCTION MANUALS, FINAL DOCUMENTS VOL. 11, PHOSPORIC ACID AND BY-PRODUCTS PLANT, diketahui tekanan desain dari silinder hidrolik penggerak steam pilot valve sebesar 1600 Kpa

Maka besarnya gaya surface pada pilot valve adalah

$$F_{\text{surface}} = P \cdot A$$

$$F_{\text{surface}} = 1600000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,0466 \text{ m}^2$$

$$F_{\text{surface}} = 74560 \text{ N}$$

Setelah diketahui gaya surface dan gaya berat pada pilot valve maka gaya pembebanan dapat ditentukan

dengan penjumlahan keduanya. Maka gaya pembebanan pada pilot valve adalah 74716,96 N.

Selanjutnya gaya sebesar 74716,96 N. ini digunakan untuk melakukan perhitungan silinder hidrolik, dimana diketahui data – data sebagai berikut :

- Diameter piston = 208 mm
- Stroke = 167 mm
- Piping size = 32,46 mm
- Effisiensi silinder = 0.85
- Max operating pressure = 25 bar

Berdasarkan perencanaan silinder yang digunakan adalah single acting, pada tekanan kerja maksimum dari silinder tersebut maka akan diperoleh besar gaya silinder teoritis sebesar

$$F = P \cdot A$$

$$F = 25 \text{ bar} \cdot \frac{1}{4} \cdot 3.14 \cdot 0.208^2 \text{ m}$$

$$F = 84905.6 \text{ N}$$

Sehingga gaya teoritis silinder sebesar 84905.6N ini bisa menggerakkan pilot valve yang miliki gaya pembebanan 74716,96 N sehingga silinder dapat digunakan.

Berdasarkan hasil pengamatan yang dilakukan di lapangan didapatkan waktu pembukaan pilot valve selama 9 detik. Maka diperoleh kecepatan pembukaan katup sebagai berikut :

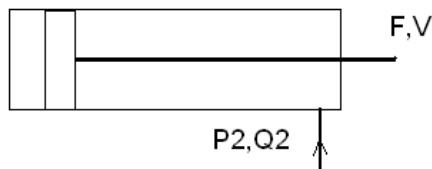
$$v = \frac{s}{t} = \frac{0.167 \text{ m}}{9 \text{ s}} = 0.0185 \text{ m/s}$$

Dari hasil perhitungan gaya pembebanan silinder sebesar 55019.74 N dan diameter silinder 208 mm maka dapat dihitung tekanan pada silinder sebagai berikut :

$$P_2 = \frac{F}{A} = \frac{74716,96 \text{ N}}{\frac{1}{4} \pi (0.208 \text{ m})^2} = 2200000,94 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Di tinjau dari rumus efisiensi silinder didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\eta_{sh} = \frac{FV}{P_2 Q_2}, \text{ dengan asumsi efisiensi silinder hidrolik } 0.85.$$



Gambar 4.4 definisi efisiensi silinder hidrolik

Berdasarkan gambar 4.4 diatas maka besar kapasitas Q_2 dapat ditentukan menggunakan rumus efisiensi silinder hidrolik, sehingga persamaannya menjadi :

$$Q_2 = \frac{FV}{P_2 \eta_{sh}}$$

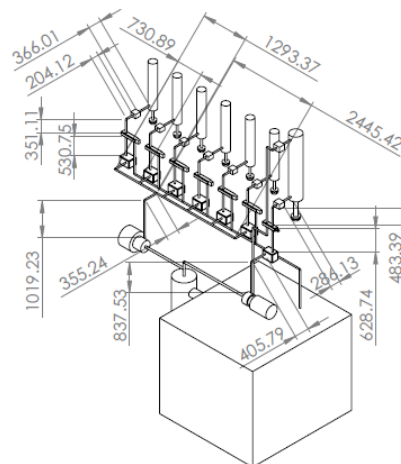
$$\text{Sehingga, } Q_2 = \frac{55019.74 \text{ N} \cdot 0.0185 \text{ m/s}}{2200000,94 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0.85}$$

$$Q_2 = 5,44 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Kapasitas tersebut merupakan kapasitas yang dibutuhkan untuk menggerakkan pilot valve sesuai dengan keinginan.

Perhitungan Kerugian Perpipaan Pilot Valve

Perhitungan kerugian perpipaan dapat dihitung dengan meninjau instalasi perpipaan. Berikut adalah gambar instalasi perpipaan pada pilot valve



Gambar 4.5 instalasi perpipaan isometrik

Kerugian perpipaan yang dihitung adalah

- a. Head loss mayor
 - Head loss mayor daerah suction pompa.
 - Head loss mayor daerah discharge pompa.
- b. Head loss minor
 - Head loss minor daerah suction pompa.
 - Head loss minor daerah discharge pompa.

Dari data diatas maka head loss pada instalasi perpipaan hidrolik penggerak pilot valve besarnya

$$\begin{aligned} \Sigma HL_{total} &= \Sigma HL_{mayor} + \Sigma HL_m \\ \Sigma HL_{total} &= 0,869 \text{ m} + 26,45 \text{ m} \\ \Sigma HL_{total} &= 27,31 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan Head Pompa

Dengan meninjau skema instalasi sistem hidrolik pada bab 3 maka dengan acuan titik 1 merupakan titik permukaan fluida hidrolik dalam reservoir dan titik 2 merupakan titik fluida masuk silinder hidrolik. Maka menggunakan persamaan energy dapat dihitung head pompa sebagai berikut :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_m - Hl = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Dengan asumsi :

- $P_1 = 1 \text{ atm} = 1,01325 \text{ bar}$

- $v_1 = 0$
- $H_m = 0$ (karena tidak ada motor hidrolik diantara titik 1 dan 2)

Maka persamaan diatas menjadi

$$H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + \Sigma HL_{total}$$

Dari data – data yang diketahui di bab 3 maka didapatkan nilai – nilai dari head pressure, head velocity, dan head elevation dengan persamaan sebagai berikut :

1. Head pressure , $\frac{P_2}{\gamma}$

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{1620.026 \text{ pa} - 101.325 \text{ pa}}{10820 \frac{N}{m^3}}$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = 0.14 \text{ m}$$

2. Head velocity , $\frac{v_2^2}{2g}$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{(0.893 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.0406 \text{ m}$$

3. Head elevation ($Z_2 - Z_1$)

$$Z_2 - Z_1 = 2.279 \text{ m}$$

Maka head pompa dapat dihitung dengan persamaan

$$H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + \Sigma HL_{total}$$

$$H_p = 0.14 \text{ m} + 0.0406 \text{ m} + (2.279 \text{ m}) + 27,31 \text{ m}$$

$$H_p = 29,76 \text{ m}$$

Perhitungan Daya Pompa Penggerak Pilot Valve

Sebelum melakukan perhitungan daya pompa maka perlu diketahui besarnya tekanan pompa P_{pump} yang besarnya :

$$P_{pump} = \gamma \cdot H_p$$

$$P_{pump} = 10820 \frac{N}{m^3} \cdot 29,76 \text{ m}$$

$$P_{pump} = 322003,2 \frac{N}{m^2}$$

Maka besarnya daya pompa penggerak pilot valve :

$$BHP = \frac{P_{pump} \cdot Q}{\eta_{pump}}$$
 , dengan kapasitas auxilliary oil

pump 2800 L/memit. asumsi $\eta_{pump} = 0.85$ maka besarnya daya pompa adalah

$$BHP = \frac{322003,2 \frac{N}{m^2} \cdot 0.04677 \frac{m^3}{s}}{0.85}$$

$$BHP = 17717,75 \text{ J/s}$$

Perhitungan Heat Sistem Hidrolik Penggerak Pilot Valve

Besarnya heat yang di timbulkan pada sistem hidrolik penggerak pilot valve dapat dihitung menggunakan persamaan

$$HEAT = BHP - FV$$

Dimana :

- F = gaya silinder hidrolik (N)

- V = kecepatan gerak silinder hidrolik (m/s)

Sehingga besarnya heat adalah

$$HEAT = BHP - FV \text{ (6 silinder)}$$

$$HEAT = 17717,75 \text{ J/s}$$

$$- 74716,96 \text{ N} \cdot 0.0185 \frac{m}{s} \text{ (6)}$$

$$HEAT = 9424,167 \text{ J/s}$$

Dengan cara yang sama seperti diatas maka besarnya heat load untuk main cylinder dapat diketahui besarnya

Perhitungan Heat Load Sistem Hidrolik Penggerak Pilot Valve

Besarnya heat yang di timbulkan pada sistem hidrolik penggerak pilot valve dapat dihitung menggunakan persamaan

$$HEAT = BHP - FV$$

Dimana :

- F = gaya silinder hidrolik (N)

- V = kecepatan gerak silinder hidrolik (m/s)

Sehingga besarnya heat adalah

$$HEAT = BHP - FV$$

$$HEAT = 14737,425 \text{ J/s}$$

$$- 234263,35 \text{ N} \cdot 0,00795 \text{ m/s}$$

$$HEAT = 12875,03 \text{ J/s}$$

Heat Load Total Sistem Hidrolik

Dari perhitungan sistem hidrolik diatas maka didapatkan heat yang di hasilkan masing – masing instalasi dengan total heat sebesar

$$HEAT_{TOTAL} = HEAT_1 + HEAT_2$$

$$HEAT_{TOTAL} = 9424,167 \text{ J/s} + 12875,03 \text{ J/s}$$

$$HEAT_{TOTAL} = 22299,19 \text{ J/s} = 22,29 \text{ KW}$$

Perhitungan Heat Dissipation pada Oil Cooler

Berdasarkan keterangan pada INSTRUCTION MANUALS, FINAL DOCUMENTS VOL. 11, PHOSPORIC ACID AND BY-PRODUCTS PLANT, dan di temperature gage diketahui temperatur oil masuk cooler adalah 140 °F dan keluar cooler pada temperatur 110 °F dan kapasitas pendinginan 55 L/m. maka laju pendinginan pada cooler dapat diketahui dengan persamaan :

$$q = \frac{Q \cdot \Delta T}{34.5}$$

(Brendan casey, solving hydraulic overheating 2011)

Dimana :

- q = heat dissipation (KW)

- Q = kapasitas pendinginan (L/m)

- ΔT = perbedaan temperatur oli masuk dan keluar cooler ($^{\circ}\text{C}$)

Sehingga besar laju pendinginan adalah

$$q = \frac{55 \frac{\text{L}}{\text{m}} \cdot (60 - 43.3) ^{\circ}\text{C}}{34.5}$$

$$q = 26,623 \text{ kW} = 26623,18 \text{ J/s}$$

Dengan cara yang berbeda yakni menggunakan prinsip log mean temperature different maka besarnya heat dissipation dari cooler dapat dihitung sebagai berikut :

Diketahui data – data di lapangan :

- Temperature oil masuk cooler : 140 F = 333 K
- Temperature oil keluar cooler : 110 F = 316,3 K
- Temperature air masuk cooler : 34 C = 307 K
- Temperature air keluar cooler : 40 C = 313 K
- Diameter tube : 49,25 mm
- Jumlah tube : 28

$$\begin{aligned} \text{Luas tube} &= \text{keliling tube} \times \text{panjang tube} \\ &= \pi \cdot D \times \text{panjang tube} \\ &= 3,14 (0,04925) \text{ m} \times 1,820 \text{ m} \\ &= 0,284 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Karena ada 28 tube maka total luas tube = 28 x 0,284 $\text{m}^2 = 7,952 \text{ m}^2$.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(333 - 316,3)K - (313 - 307)K}{\ln \left(\frac{(333-316,3)K}{(313-307)K} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{10,7 \text{ K}}{1,023} = 10,45 \text{ K}$$

Maka harga U didapatkan dari tabel nilai representative heat transfer koefisien sebesar 350 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$. Sehingga :

$$q = U \times A \times \Delta T_{lm}$$

$$q = 350 \text{ W}/\text{m}^2\text{K} \times 7,952 \text{ m}^2 \times 10,45 \text{ K}$$

$$q = 29,082 \text{ kW}$$

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan yang dilakukan maka dapat disimpulkan :

1. Gaya pembebanan pada silinder sebesar 55019.74 N pada pilot valve dan 172564.21 N main cylinder.
2. Berdasarkan hasil perhitungan instalasi dan head pompa maka didapatkan heat load total dari sistem sebesar 25238,04 J/s.
3. Berdasarkan analisa temperature pelumas hidraulik yang masuk dan keluar cooler maka dengan dilakukan perhitungan didapatkan besarnya heat dissipation dari cooler sebesar 26623,18 J/s.

4. Dengan perbandingan besarnya heat load total dan heat dissipation maka dapat disimpulkan pada sistem tidak terjadi overheating.

SARAN

Berdasarkan perhitungan analisis dan kesimpulan maka dapat di ambil beberapa saran untuk PT. PETROKIMIA Gresik dan untuk penelitian selanjutnya.

1. Sistem maintenance pelumasan dan operasi yang sekarang digunakan oleh PT. PETROKIMIA Gresik unit pabrik III perlu di tingkatkan mengingat banyaknya gangguan saat control valve beroperasi.
2. Sistem penyimpanan minyak pelumas pada tangki perlu dilakukan perawatan yang lebih rutin untuk mencegah terjadinya kebocoran dan kontaminasi dari air.
3. Perlu dilakukan penggantian komponen – komponen yang sudah tua seperti sensor dan temperature gauge sehingga sistem dapat dimonitoring dengan lebih akurat.
4. Karena minimnya pegawai dari PT. PETROKIMIA Gresik yang memahami sistem hidraulik maka perlu dilakukan pelatihan khusus untuk pegawai yang terkait.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., dan Dewitt D.P. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*. John Wiley & sons, inc.
- [2] Casey Brendan. *Solving Hydraulic Overheating Problem*.2004
- [3] Esposito Anthony, *Fluid Power with Aplicaton Seven Edition*. Pearson longman
- [4] Robert Fox and Mc Donald, *introducing fluid mechanic six edition*
- [5] Tom Huff, Turbinologist, http://turbinecontrolservices.com/mhc_systems.html