KARAKTERISTIK TERMAL SISTEM TRANSMISI HIDRAULIK

Toman S. Simanjuntak [1]), *Aryadi Suwono* [2]), *Sularso* [1]), *dan H.M. Josito* [3])

RINGKASAN.

Tulisan ini mengetengahkan hasil penelitian dari karakteristik termal sebuah sistem transmisi tenaga hidraulik. Pendekatan dan prosedur yang diterapkan untuk melaksanakan diuraikan. Hasil-hasil yang penting baik yang diperoleh dari pengkajian teori maupun eksperimen dibahas.

Penelitian berhasil mengembangkan persamaan-persamaan dan prosedur perencanaan sistem transmisi hidraulik dari aspek termalnya. Persamaan-persamaan tersebut dipecahkan secara numerik dengan bantuan komputer dan diuji keandalannya dengan data eksperimen.

1. PENDAHULUAN

Sistem transmisi hidraulik telah sejak lama dikembangkan dan dewasa ini telah banyak perangkat-perangkat yang mengandalkan sistem tersebut dalam operasinya[1-5], dari yang sederhana seperti peralatan pemadat (press) dalam pembuatan bahan-bahan bangunan, sistem rem alat transportasi sampai ke peralatan yang lebih ruwet seperti mekanisme pendarat pada pesawat, mekanisme kendali satelit, peluncur missile dan sebagainya.

Dalam perencanaan sistem hidraulik selain aspek hidrauliknya sendiri, aspek termal sering merupakan faktor yang cukup dominan terutama bagi sistem hidraulik yang beroperasi secara periodik. Pengendalian termal yang kurang tepat sering dapat memberikan akibat yang cukup fatal, karena kenaikan temperatur yang berlebihan selama operasi selain dapat mengubah karakteristik dari fluida hidraulik lazimnya juga merupakan penyebab dari berkurangnya umur komponen dan ketelitian.

Dalam tulisan ini akan diketengahkan hasil penelitian yang telah dilaksanakan terhadap sistem hidraulik terutama ditinjau dari aspek termalnya. Persamaan-persamaan yang penting bagi pelaksanaan perencanaan dan metoda komputasinya berhasil dikembangkan.

2. SISTEM TENAGA HIDRAULIK

Sistem tenaga fluida menurut fluida kerjanya dibagi menjadi dua, yaitu sistem tenaga hidraulik dan sistem tenaga pneumatik. Pada sistem tenaga hidraulik untuk mentransmisi tenaga digunakan fluida kerja yang hampir dapat dikatakan inkompresibel (biasanya minyak), sedang tenaga pneumatik menggunakan fluida kerja yang relatif lebih kompresibel (biasanya udara).

Sistem tenaga hidraulik terdiri dari tiga bagian dasar menurut fungsinya, yaitu :

a. Peralatan masukan
b. Peralatan pengontrol
c. Peralatan keluaran

Bagian-bagian tersebut dan karakteristik energi fluidanya dapat dilihat pada Gambar 1.

Peralatan keluaran menerima tenaga yang ditransmisikan oleh sistem transmisi, kemudian mengubahnya ke dalam bentuk keluaran mekanik dan membawanya melalui beban sistem tenaga hidraulik. Perubah masukan sub sistem ini adalah P_4 dan Q_4 sedangkan perubah keluarannya adalah linier v_0, F_0 atau keluaran putar n_0 dan T_0.

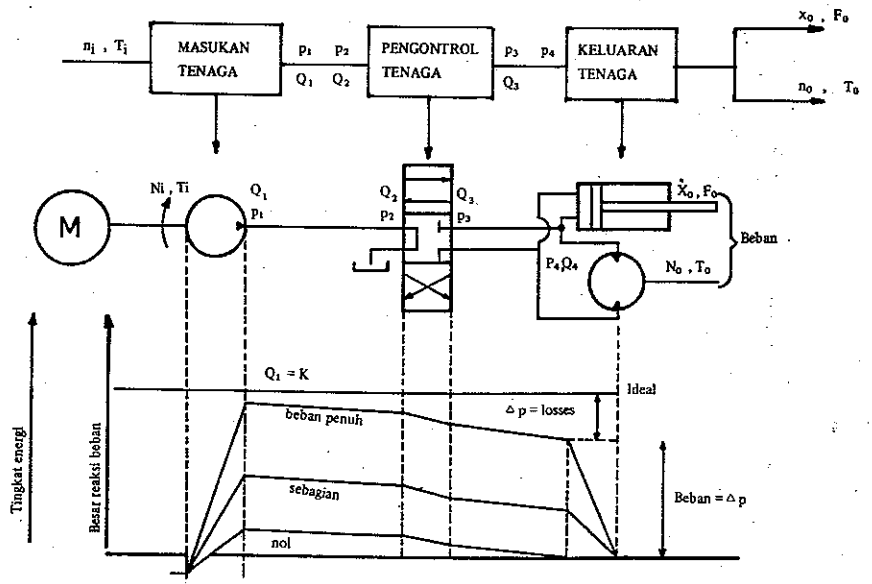
3. KARAKTERISTIK SISTEM TENAGA HIDRAULIK

Salah satu faktor penting bagi seorang perencana sistem tenaga hidraulik adalah mengetahui karakteristik penguasaan beban (Load-domination) sistem, yang merupakan sifat dasar dari sistem. Karakteristik penguasaan beban pada sistem tenaga hidraulik pada umumnya seperti ditunjukkan pada Gambar 1.

Pada suatu sistem aliran fluida, besar daya fluidanya adalah :

$$N_f = p \times Q \qquad (1)$$

1) Laboratorium Mesin Fluida, Jurusan Mesin, Institut Teknologi Bandung, Bandung.
2) Laboratorium Kriogenik, Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, Jurusan Mesin, Institut Teknologi, Bandung.
3) P.T. Cipta Hydropower Abadi, Jakarta.



Gambar 1. Karakteristik energi fluida.

Jika kapasitas aliran, Q, pada suatu sistem besarnya konstan, maka tekanan kerja, p, merupakan indikasi dari besarnya daya fluida, demikian juga berlaku sebaliknya.

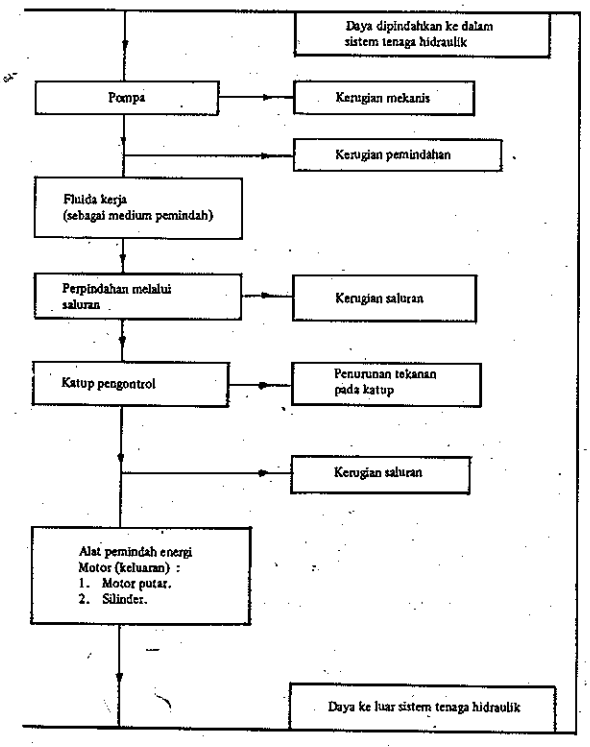
Kemampuan dari suatu sistem tenaga hidraulik lazimnya ditentukan oleh dua faktor, yaitu, laju aliran dan tekanan kerja. Kedua faktor tersebut memberikan indikasi sendiri-sendiri. Aliran memberikan indikasi kecepatan bergerak aktuator, sedangkan tekanan memberikan indikasi kekuatan atau tenaga.

Dari Gambar 1 tersebut dapat disimpulkan bahwa tidak semua energi yang masuk ke sistem dari penggerak mula dapat diubah menjadi energi (tenaga) bermanfaat tetapi sebagian digunakan untuk mengatasi hambatan transmisi yang disebut kerugian transmisi.

Mengingat akan hukum kelestarian energi, kerugian transmisi pada sistem tak lain adalah pengubahan energi dari satu bentuk menjadi energi termal sistem, sehingga temperatur sistem akan naik. Kerugian transmisi yang besar menunjukkan ketidakefisienan sistem ditinjau dari pengubahan energi, karena itu sedapat mungkin dihindarkan.

Jika pemanasan dan pendinginan secara lokal tidak terjadi, kenaikan energi termal sistem dapat diperkirakan dengan menghitung besarnya semua kerugian (losses). Pada Gambar 2 ditunjukkan secara skematik kerugian transmisi tersebut. Pada dasarnya kerugian-kerugian tersebut dapat dikelompokkan menjadi :

1. Kerugian mekanis ;
2. Kerugian pada saluran ;
3. Kerugian pada katup-katup.



Gambar 2. Tahap perpindahan energi dan kerugiannya.

4. PEMBUANGAN PANAS SISTEM TENAGA HIDRAULIK

Sistem tenaga hidraulik akan bekerja dengan baik jika temperatur fluida kerja pada pengoperasiannya dapat dijaga pada harga sekitar 45°C. Setiap tindakan harus dilakukan untuk mencegah temperaturnya melebihi harga 60°C. Energi termal sistem dapat dikendalikan dengan merencanakan sistem yang mampu untuk membuang panas yang dicetuskan tersebut seefektif mungkin.

Setiap permukaan sistem yang langsung berhubungan (terbuka) ke udara sekeliling akan membantu tujuan tersebut. Karena itu semakin banyak (luas) permukaan sistem yang langsung berhubungan dengan udara sekeliling maka jumlah panas yang dapat dibuang dari sistem semakin besar. Dan biasanya sistem tenaga hidraulik direncanakan untuk itu. Suatu alat yaitu penukar panas hanya diperlukan bila temperatur fluida kerja melebihi temperatur yang dikehendaki, ini terjadi akibat jumlah energi termal yang dicetuskan adalah berlebihan sehingga melebihi kemampuan sistem untuk membuang panas secara alamiah.

4.1. Analisa perpindahan panas pada tangki hidraulik.

Tujuan dari analisa perpindahan panas pada tangki hidraulik adalah :

1. Untuk mengetahui kemampuan tangki untuk menghamburkan panas secara alamiah.
2. Menaksir besarnya tangki yang dapat dipakai oleh sistem dalam hubungannya dengan kerugian daya sistem.
3. Mengetahui sejarah temperatur minyak di tangki dalam hubungannya dengan daya termal yang masuk ke tangki.
4. Mengetahui pengaruh besar tangki sehubungan dengan ketiga point di atas.

Untuk maksud tersebut maka diadakan pendekatan-pendekatan, yaitu :

1. Penampang tangki berbentuk empat persegi panjang.
2. Tangki terbuat dari pelat baja.
3. Minyak mempunyai kapasitas panas, massa, konduktivitas panas yang konstan.
4. Perpindahan panas secara konduksi pada pelat tangki tidak dianalisa, yaitu dengan menganggap temperatur pelat tangki seragam di semua titik (temperatur rata-rata pelat tangki).

Analisa perpindahan panas pada tangki hidraulik dapat dijelaskan seperti pada Gambar 3.

Neraca energinya adalah,

Minyak : $$Q - h_1 A_1 (T_1 - T_2) = m_1 c_1 \left(\frac{dT_1}{d\theta}\right)$$

Pelat tangki :

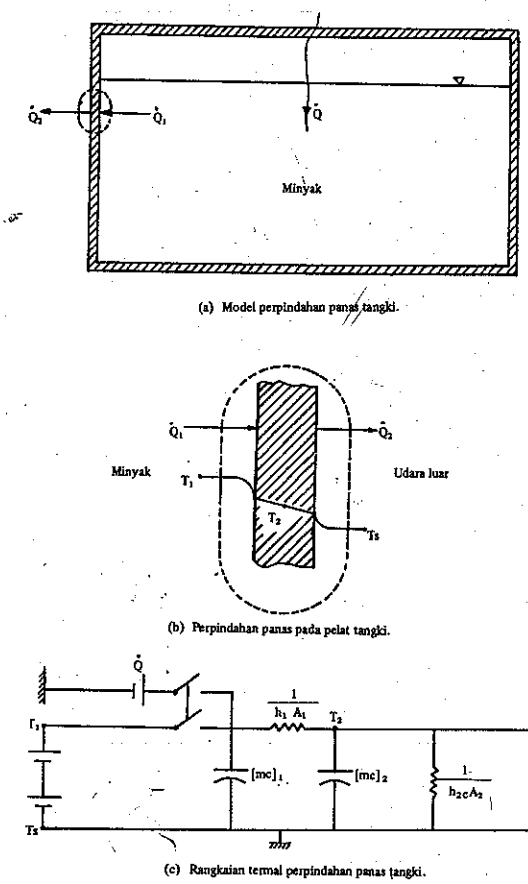
$$h_1 A_1 (T_1 - T_2) - h_2 A_2 (T_2 - T_s) - c\sigma A_2 (T_2^4 - T_s^4) = m_2 c_2 \left(\frac{dT_2}{d\theta}\right) \quad (2)$$

Di mana, Q panas yang dicetuskan oleh sistem tenaga hidraulik, $Q = \eta N$
N daya pompa hidraulik
η efisiensi pompa
h koefisien perpindahan panas konveksi permukaan tangki
A luas permukaan tangki
T Temperatur
ϵ Emitans permukaan
m massa
σ Konstanta stefan-Boltzman,

$$5{,}67 \times 10^{-8} \quad \frac{\text{watt}}{\text{m}^2\text{K}^4}$$

C Kapasitas panas jenis
θ Waktu

dan indeks 1, 2 dan s masing-masing untuk minyak, pelat tangki dan udara sekeliling.



(a) Model perpindahan panas tangki.

(b) Perpindahan panas pada pelat tangki.

(c) Rangkaian termal perpindahan panas tangki.

Gambar 3. Analisa termal tangki penampung.

Karena perpindahan panas terjadi secara konveksi bebas, orientasi permukaan akan mempengaruhi harga h, oleh karena untuk tujuan perhitungan persamaan (2) dapat ditulis dalam bentuk,

$$\frac{dT_1}{d\theta} = \frac{Q - (h_{1v} A_v + h_{1h} A_h)(T_1 - T_2)}{m_1 c_1}$$

$$\frac{dT_2}{d\theta} = \frac{(h_{1v} A_v + h_{1h} A_h)(T-T) - (h_{2v} A_v + h_{2h} A_h)}{m_2 c_2}$$

$$\frac{(T_2 - T_S) - \sigma \epsilon A_2 (T_2^4 - T_S^4)}{} \qquad (3)$$

di mana indeks v dan h masing-masing adalah untuk permukaan vertikal dan horizontal.

Koefisien perpindahan panas konveksi bebas diperoleh dari persamaan[6,7],

$$Nu = A\,(Gr.Pr)^a$$

di mana Nu - bilangan Nusselt, hL/k

A, a Konstanta

untuk pelat vertikal :
$A = 0{,}59$, $a = 0{,}25$,
$10^4 < GrPr < 10^9$

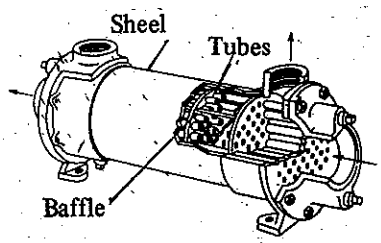
$A = 0{,}021$, $a = 0{,}4$,
$10^9 < GrPr < 10^{13}$

untuk pelat vertikal :
$A = 0{,}58$, $a = 0{,}2$,
$10^5 < GrPr < 10^{11}$

Gr bilangan Grashaof, $g \beta \Delta T L^3/\nu^2$
Pr bilangan Prandtl, ν/a
g Percepatan gravitasi
β koefisien muai ruang
L panjang pelat
ν viskositas kinematik
a difusitas panas

4.2. **Pembuangan Panas Melalui Penukar Panas.**

Penukar panas adalah alat yang digunakan untuk memindahkan energi termal dari satu fluida ke fluida yang lain.



Gambar 4. Penukar Panas "Shell and Tube" aliran yang berlawanan.

Pada sistem tenaga hidraulik yang penggunaan peralatannya bersifat terus menerus dan air pendingin tersedia maka penukar panas jenis minyak ke air dapat diterapkan, dapat lebih memantapkan prestasi sistem tenaga hidraulik.

Di antara beberapa desain penukar panas, "Shell and Tube" seperti terlihat pada Gambar sangat umum digunakan pada sistem tenaga hidraulik. Air pendingin lazimnya mengalir dalam arah yang berlawanan dengan arah aliran minyak (Counter flow).

Kemampuan dari penukar panas untuk dapat memindahkan panas dari minyak ke air, atau banyaknya energi yang diserap dari minyak untuk suatu keadaan operasi tertentu disebut prestasi pendinginan penukar panas. Untuk menentukan prestasi pendinginan penukar panas diperlukan beberapa faktor di antaranya :

- laju aliran massa minyak
- laju aliran massa air
- temperatur minyak masuk
- temperatur air masuk
- temperatur air ke luar
- koefisien perpindahan panas total

Untuk menentukan karakteristik penukar panas ditempuh metoda pendekatan berdasarkan beberapa hasil pengukuran langsung, hasilnya adalah,

$$\dot{m} = \left[\frac{\dot{Q}_p - 12{,}7 \times (\bar{T}_o - T_r)}{2033 \times T}\right]^{1{,}19} \qquad (4)$$

$$T_{ak} = T_{am} + \frac{\dot{Q}_{minyak} - \dot{Q}_{udara}}{m \times c_a} \qquad (5)$$

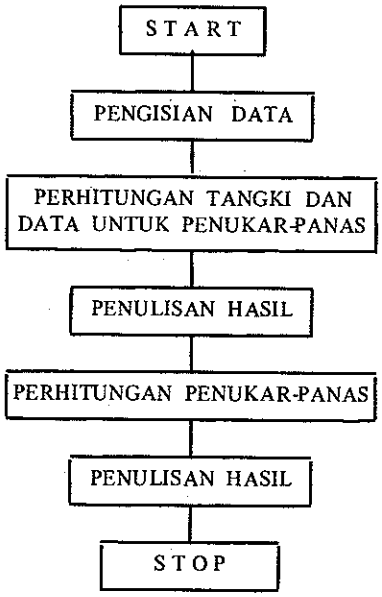
$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_{mak} - \Delta T_{min}}{Ln\left(\frac{\Delta T_{mak}}{\Delta T_{min}}\right)} \qquad (6)$$

$$Q = UA \frac{(T_{om} - T_{ak}) - (T_{ok} - T_{am})}{Ln \frac{(T_{om} - T_{ak})}{(T_{ok} - T_{am})}} \qquad (7)$$

di mana m-laju aliran massa air
Q-laju perpindahan panas yang diserap melalui penukar panas

indeks a dan m masing-masing untuk udara dan minyak.

Pemecahan keempat persamaan di atas dan persamaan-persamaan (2) dan (3) dilakukan serempak dengan bantuan komputer. Adapun diagram aliran global program komputernya dapat dilihat pada Gambar 5.

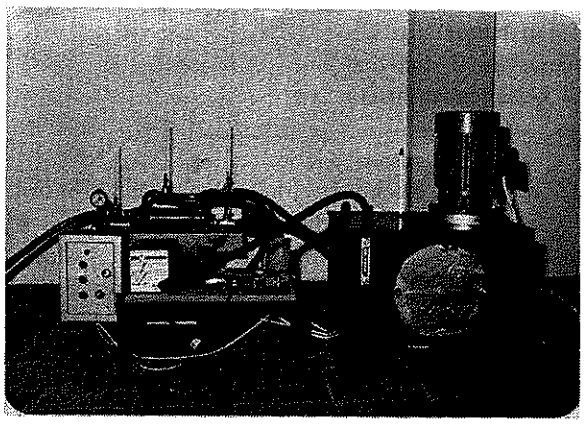


Gambar 5. Diagram aliran global program komputer.

5. PENGUJIAN

Tujuan pengujian untuk mengetahui keandalan hasil perhitungan sebelum diterapkan dalam sistem tenaga hidraulik yang lebih umum.

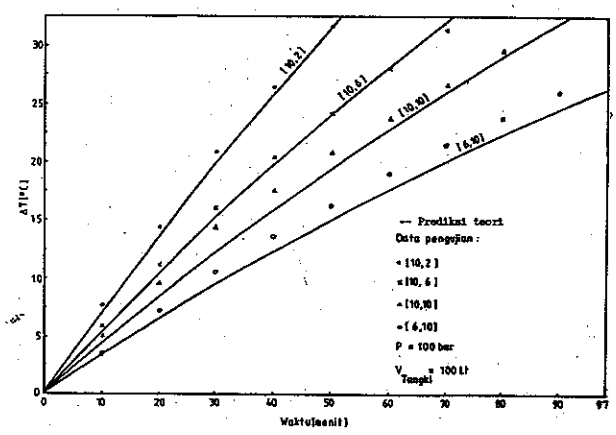
Instalasi pengujian berupa sistem tenaga hidraulik tanpa dihasilkan kerja luar (kerja bermanfaat). Di sini sistem dibebani dengan cara menekan minyak dengan membuka menutup saluran dari yang menghubungi katup pengaman dengan solonoid secara tiba-tiba. Gambar instalasi pengujian ini dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Instalasi Pengujian.

1. Tangki berisi minyak, pompa roda gigi dan saringan
2. Motor penggerak
3. Penukar panas
4. Katup pengaman
5. Solenoid
6. Pressure-gauge
7. Pewaktu (timer)
8. Termometer minyak di tangki
9. Termometer recorder pelat-tangki
10. Watt-meter
11. Penunjuk permukaan minyak di tangki

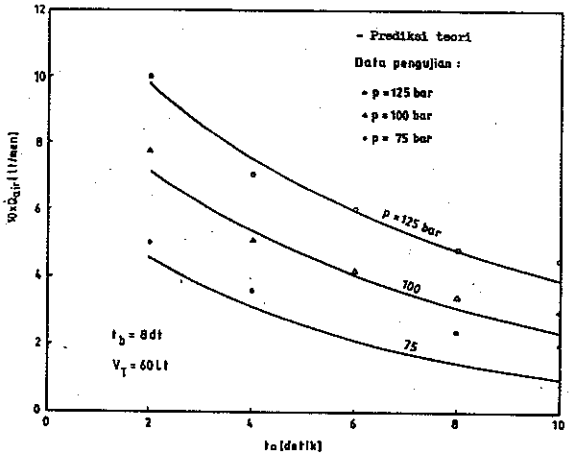
Beberapa hasil pengujian disajikan dalam Gambar 7 sampai dengan Gambar 10. Gambar 7 menunjukkan sejarah temperatur dari minyak dalam tangki mulai dari saat sistem dioperasikan. Pembebanan sistem dilakukan secara periodik, bilangan dalam tanda kurung menunjukkan waktu pembebanan dan waktu tanpa beban y, (x, y) masing-masing dalam detik. Dapat dilihat bahwa semakin lama pembebanan dilakukan semakin cepat temperatur minyak akan naik dan sebaliknya semakin lama perioda tanpa kenaikan temperatur terlihat lebih lambat. Yang menarik adalah ternyata bahwa prediksi teoritik dengan persamaan (2) cukup memberikan hasil yang baik dan mendekati hasil pengujian dengan kesalahan yang wajar yang masih dalam rangkuman kesalahan alat ukur.



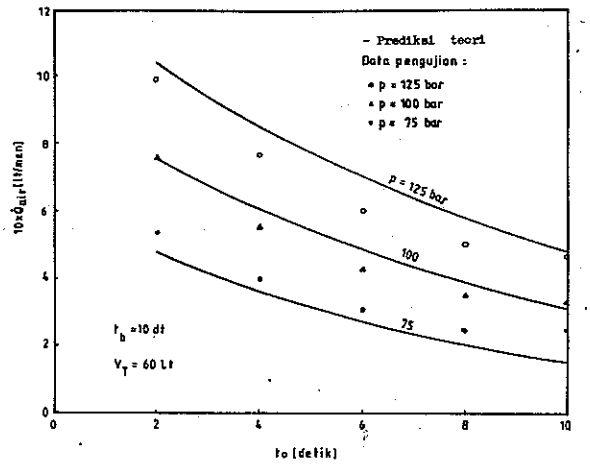
Gambar 7. Kenaikan temperatur minyak di tangki terhadap waktu.

Gambar 8 dan 9 menunjukkan hubungan antara debit air yang dibutuhkan untuk pendinginan, tekanan kerja perioda waktu pembebanan dan waktu pembebanan dan waktu tanpa beban, bila temperatur minyak hidraulik harus dipertahankan 50°C. Di sini dapat terlihat pula adanya kesesuaian antara hasil prediksi dan data eksperimen. Gambar 10 adalah serupa dengan Gambar 7 yaitu menunjukkan sejarah temperatur bila digunakan penukar panas.

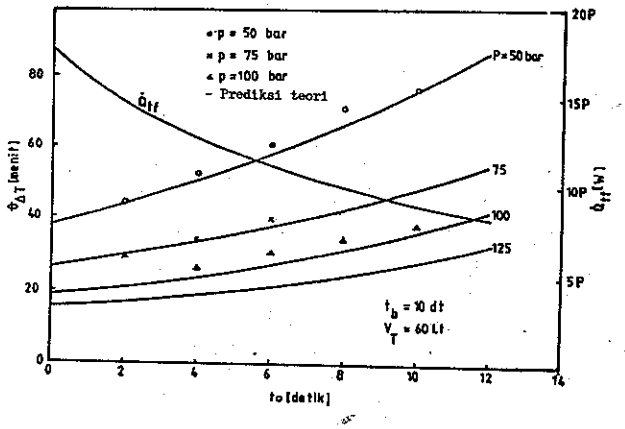
Pembahasan yang lebih terperinci dari data yang diperoleh dan prosedur perhitungan yang diterapkan dapat dipelajari dari pustaka (9).



Gambar 8. Debit air pendingin untuk temperatur minyak di tangki tetap 50°C terhadap lamanya waktu lepas.



Gambar 9. Debit air pendingin untuk temperatur minyak di tangki tetap 50°C terhadap lamanya waktu lepas.



Gambar 10. Waktu untuk kenaikan temperatur minyak di tangki sebesar 25°C dan masukan energi termal ke tangki terhadap lamanya waktu lepas.

6. DISKUSI DAN KESIMPULAN

Kenaikan energi termal sistem tenaga hidraulik terjadi akibat pemompaan yang berlebih, yaitu pengubahan energi potensial tekanan fluida menjadi energi dalam. Kemampuan sistem untuk membuang panas tergantung pada perlengkapan tambahan seperti tangki dan atau penukar panas. Penukar panas hanya diperlukan jika temperatur sistem di luar harga batas yang dikehendaki. Metoda perhitungan memberikan keandalan yang lebih dibandingkan dengan cara pengujian karena dapat menghemat biaya dan waktu untuk pengujian.

DAFTAR PUSTAKA

1. John Pippenger, Tyler Hicks, Industrial Hydraulics, edisi ketiga, Mc.Graw Hill Book Kogakusha, 1979.
2. Ernest C. Pitch., Jr, Fluid Power and Control Systems, Mc. Graw Hill Book Co, 1966.
3. Ing. Grad. A. Schmitt, The Hydraulic Trainer.
4. Russel W. Henke, Fluid Power System & Circuit, Hydraulics and Pneumatics Magazine, 1980-1983.
5. James A. Sullivan, Fluid Power Theory and Applications, Reston Publishing Co, Inc. A Prentice-Hall, 1975.
6. F. Kreith, Principles of Heat Transfer, Intext Educational Publisher, 1973.
7. J.A. Adams and D.F. Rogers, Computer Aided Heat Transfer Analysis, Mc. Graw Hill Kogakusha, 1973.
8. Toman S. Simanjuntak, Karakteristik Termal Sistem Tenaga Hidraulik Tugas Sarjana, Jurusan Mesin ITB, 1983.