TUGAS AKHIR

TN 1701

ANALISA LAJU PENDINGINAN PADA INTERCOOLER TURBOCHARGER

Disusun oleh :

Hadyo Purnomo

4864200107

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA

1993

TUGAS AKHIR

TN 1701

ANALISA LAJU PENDINGINAN PADA INTERCOOLER TURBOCHARGER

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing

(Ir. BAMBANG SUPANGKAT)

NIP. 130 355 298

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA

1993

DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
Kampus ITS Sukolilo Surabaya Telp. 597254 & 597274 Pes. 261-262 Telex. 34224

TUGAS AKHIR (TN 1701)

Nama : HARYO. POERNOMO..... NRP : 486.420.0107....
Tahun : SARJANA..... Tahun Kuliah : 1992 / 1993.....
Tgl.diberikan Tugas: 18-..199..... Tgl.diselesaikan Tugas: 6-3-199....

Data-data untuk Tugas :

1. Type Kapal : KAPAL BARANG..... 2. Kecepatan : ...14..knot.....
3. Radius Pelayaran : JAKARTA.....IRIAN BARAT
4. Data-data lainnya : .....

JENIS TUGAS :

A. Perencanaan Kamar Mesin/Sistem Perpipaan :

I. Tugas Wajib

1. Sistem pipa kapal (ship board systems)
   1.1. Sistem pipa ballast
   1.2. Sistem pipa bilga
   1.3. Sistem pipa sanitasi
   1.4. Sistem pipa kebakaran.
2. Sistem pipa mesin (propulsion systems)
   2.1. Sistem pipa bahan bakar
   2.2. Sistem pipa pelumas
   2.3. Sistem pipa pendingin
   2.4. Sistem pipa udara tekanan tinggi.
3. Perhitungan daya motor dan gambar tata letak kamar mesin (lay-out)
   3.1. Motor induk
   3.2. Motor bantu
   3.3. Tata letak kamar mesin (lay-out).

II. Tugas Tambahan (pilihan ...)

1. Sistem pipa khusus ...
   1.1. .....
2. Gambar Isometric untuk sistem pipa :
   2.1. SANITASI AIR LAUT.....

Karya Tulis (Skripsi) :

" ANALISA LAJU PENDINGINAN PADA INTERCOOLER MOTOR DIESEL YANG MEMAKAI TURBOCHARGER "

Surabaya, ...

Dosen pembimbing, Mahasiswa, Ketua Jurusan,

F. RAMBANG S. HARYO POERNOMO RAMBANG S.
130 755 298 NRP. 486 4200107. 130 755 298

DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

Karya ini terselesaikan

Atas doa restu dan dorongan
Ayah Bunda terkasih,
Atas bantuan material dan spiritual
al akh. Farid Lahdji, Oho, Budi Prasojo,
Atas harapan yang terkasih dan
keluarga di Ketapang 184
Semoga Allah senantiasa melimpahkan
rahman dan rahimNya atas kita sekalian, Amin
laa khaula walaa quwwata illa billah

ABSTRAKSI

Hasil Reaksi pembakaran bahan bakar tak seluruhnya menjadi kerja effektif motor diesel. Sekitar 40% berupa kerugian panas pada gas buang. Rekayasa teknologi berhasil menciptakan Turbocharge, sebagai upaya memanfaatkan gas buang dalam menaikkan effektivitas kerja motor diesel. Gas buang menggerakkan turbin yang mengkopel kompressor udara isap untuk pembakaran. Guna mengkondisikan udara isap agar berat per volumenya sesuai prasyarat pembakaran, maka pada sistem turbocharge diintegrasikan alat penukar kalor yang disebut intercooler. Unjuk kerja optimum dari intercooler ditentukan secara langsung atas geometris fisis dan karakteristik aliran fluidanya. Penulisan berikut bertujuan menganalisa laju pendinginan intercooler meliputi pemenuhan syarat pressure drop dan perpindahan kalornya atas perubahan velocity dan passing fluidanya.

KATA PENGANTAR

Tiada daya upaya, tak lain hanya karena kekuasaan dan pertolonganNya semata. Dengan segenap puji syukur kehadlirat illahi, penguasa bumi dan alam semesta. Demikianlah pada akhirnya saya telah berhasil menyelesaikan Tugas Akhir berupa karya tulis berjudul *Analisa Laju Pendinginan pada Intercooler Turbocharge.*

Penulisan ini dimaksudkan guna memenuhi salah satu prasyarat penempuhan kesarjanaan dalam Jurusan Teknik Permesinan Kapal FTK - ITS.

Banyak hal yang telah membuka mata hati, menambah pengetahuan dan mampu memberi semangat baru selama penulis menyelesaikan penulisan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari kiranya pembahasan, penyusunan dan penulisan karya tulis ini ada kekurangannya sehingga menyulitkan sidang pembaca dalam memakainya. Untuk itu disampaikan permohonan maaf sedalam-dalamnya dan tak lupa koreksi, kritik yang membangun senantiasa penulis harapkan guna kesempurnaan karya tulis ini.

Segala daya dan jerih payah tak terlepas dati bantuan dan kerjasama semua pihak, maka selayaknya bila dengan segenap hati, saya mengucapkan terimakasih kepada :

1. Ir. Bambang Supangat, selaku Dosen Pembimbing dan Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal FTK - ITS.
2. Ir. S. Tondohartono, selaku Dosen Wali.
3. Ir. Andy Pratista, staf Litbang PT. PAL.
4. Yusuf R., Budi N.I., Mukhtasor, Miftakh, Aries, Pipin, santri Ribath Daruttauchid dan ikhwah di Manarul 'Ilmi.
5. Seluruh karyawan/karyawati PT. PAL Indonesia.
6. Seluruh karyawan/karyawati di lingkungan FTK - ITS.

Akhirul kalam, terimakasih atas kesediaan anda untuk meluangkan waktu membuka lembar-lembar karya tulis ini. Semoga Allah melimpahkan manfaatNya.

Surabaya, akhir Pebruari 1993

Penulis,

Hadyo Poernomo

DAFTAR ISI

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Umum

Hasil reaksi pembakaran bahan bakar dan udara pada motor Diesel tidaklah sepenuhnya menjadi kerja efektif motor. Sebagian merupakan kerugian-kerugian ,yaitu kerugian mekanis, kerugian pendinginan dan kerugian pada gas buang , sebagaimana terlukis dalam ilustrasi dibawah ini mengenai " neraca kalor " sebuah motor diesel pada daya maksimumnya .

	neraca kalor , dalam %
- kerja efektif	30 - 45
- kerugian mekanis	11 - 4
- kerugian pendinginan	25 - 11
- kerugian gas buang	34 - 40

(Wiranto Arismunandar & Koichi Tsuda, Motor Diesel Putaran Tinggi,1983)

Terlihat diatas , ternyata gas buang yang bertemperatur antara 300°C 600°C merupakan kerugian pembuangan yang cukup besar . Oleh karena itu berkat kemajuan teknologi , ada upaya-upaya para ahli untuk memperkecil kerugian tersebut sekaligus memanfaatkannya untuk menaikkan efektifitas motor diesel . Salah satu upaya untuk mengurangi kerugian buangan adalah dengan memasang turbo charge pada saluran buangan . Turbo charge terdiri atas dua komponen yaitu turbin dan kompresor (blower) yang terintegrasikan sebagai kesatuan kerja . Dalam hal ini gas buang dimanfaatkan untuk memutar turbin gas yang sekaligus turbin akan menggerakkan kompresor.

Kompresor tersebut memompa udara luar masuk kedalam silinder sehingga menaikkan tekanan dan jumlah udara yang dimasukkan kedalam silinder . Dengan demikian , maka jumlah bahan bakar yang dimasukkan kedalam silinder dapat diperbanyak yang akhirnya daya mesin dapat diperbesar .

Dengan turbo charge tersebut , kira-kira 8 ∞ 10 % dari jumlah kalor pembakaran bahan bakar dapat diselamatkan .

(Wiranto Arismunandar&KoichiTsuda,MotorDieselPutaran Tinggi , 1983)

Konsekuensi logis atas penggunaan turbo charge yaitu akan menaikkan temperatur udara yang dihisap untuk pembakaran. kenaikan temperatur udara akan menurunkan nilai berat per volume udara segar pada kondisi isap . Untuk mengatasi hal tersebut , maka pada motor-motor diesel yang memakai fasilitas turbo charge dilengkapi dengan alat pendingin udara (Heat Exchanger) yang disebut intercooler .

1.2. Tinjauan Tentang Intercooler

Intercooler adalah fasilitas penukar kalor (heat exchanger) . Alat penukar kalor ini tergolong dalam tipe penukar kalor recuperatif , yaitu memindahkan kalor dari fluida yang panas ke fluida yang lebih dingin secara langsung memalui dinding pemisah . Dinding pemisah merupakan media perantara untuk memindahkan kalor langsung secara konduksi .Dalam penukar kalor recuperatif ini tidak terjadi percampuran fluida , karena kedua fluida mengalir melalui ruangan terpisah . Beda halnya dengan tipe regeneratif , fluida yang bersuhu tinggi terlebih dahulu mengisi ruangan

penukar kalor dan selanjutnya disusul fluida yang lebih dingin , demikian seterusnya secara bergantian . Kemungkinan fluida akan bercampur dalam presentasi yang kecil akan terjadi . Secara fisik dinding-dinding penukar kalor akan menerima dan melepaskan panas secara bergantian .

Pemakaian penukar tipe ini , amatlah luas penggunaannya terutama di industri-industri kimia , power plant dengan generator sebagai sumber utamanya , dan lain-lain .

Intercooler digunakan sebagai media penukar kalor untuk fluida cair ke gas , gas ke gas . Khusus untuk penggunaannya di motor diesel yang menggunakan fasilitas turbo charge , intercooler dipasang guna mengkondisikan udara isap agar memenuhi persyaratan pembakaran .

1.3. Latar Belakang Permasalahan

Penggunaan turbo charge akan menaikkan temperatur udara isap sesaat setelah melewati kompresor , kondisi ini akan menurunkan nilai berat per volume udara segar yang terisap .

Untuk mencapai target pemenuhan syarat tentang kebutuhan udara segar untuk proses pembakaran , maka keberadaan intercooler menjadi amatlah penting atas setiap penggunaan turbo charge . Yang selanjutnya , seperti diketahui turbo charge mampu meningkatkan efisiensi pada motor diesel .

Melihat arti penting intercooler pada proses berikutnya yaitu pembakaran melalui pengkondisian udara isapnya , maka konsekuensinya adalah terhadap unjuk kerja dari intercooler tersebut . Hal mendasar yang berkait dengan unjuk kerja

intercooler adalah meliputi geometris fisik penukar kalor , sifat-sifat aliran fluidanya dan karakteristik perpindahan kalornya .

1.4. Tujuan

Penulisan karya ilmiah berikut ini adalah dimaksudkan untuk :
- mendapatkan karakteristik geometri dari intercooler
- menganalisa sifat-sifat aliran fluida (velocity , passing) dan kaitannya dengan perpindahan kalornya dan syarat pressure drop .

1.5. Batasan Masalah

1. Koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah konstan sepanjang tube .
2. Flow rate kedua fluida konstan (steady state) .
3. Selama proses perpindahan panas berlangsung , panas spesifik kedua fluida konstan .
4. Kehilangan panas dari sistim sekeliling diabaikan .
5. Temperatur fluida diluar tabung merupakan temperatur isothermal rata-rata pada penampang melintang .

1.6. Metodologi

Metodologi yang digunakan untuk penulisan ini meliputi :
- Studi pustaka , berupa pemahaman terhadap prinsip - prinsip dasar untuk perhitungan kalor dan penurunan tekanan .
- konfirmasi data lapangan guna mendapatkan kondisi batas yang memenuhi syarat .

1.7. Sistimatika Penulisan

Penulisan dalam tugas akhir ini dengan sistimatika sebagai berikut :

Bab I Pendahuluan

Mengulas latar belakang masalah , tujuan penulisan , batasan masalah , serta sistimatika dari penulisan .

Bab II Tinjauan Pustaka

Menguraikan berbagai teori-teori dasar yang menunjang pembahasan permasalahan .

Bab III Perhitungan Geometri Fisik Intercooler

Merupakan perhitungan manual untuk mendapatkan gambaran dasar .

Bab IV Komputasi Unjuk Kerja Intercooler

Suatu perencanaan untuk mendapatkan gambaran yang lebih luas terhadap permasalahan yang dibahas dalam jangkauan batasan perhitungan yang lebih lebar dengan metoda iterasi .

Bab V Kesimpulan

Menampilkan analisa baik dengan perhitungan manual sebagai acuan dasar maupun perhitungan komputasi untuk mencapai kondisi yang ideal . Menyajikan sejumlah kesimpulan yang dapat diperoleh dari semua alur kegiatan yang telah dilaksanakan .

Bab VI Penutup

Lampiran : memberikan data - data pendukung atau penunjang terhadap analisa - analisanya .

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Tipe-tipe Dasar Penukar Kalor

Beberapa tipe alat penukar panas berdasarkan :

A. Arah aliran yang melewatinya

a. cross flow

b. paralel flow

c. counter flow

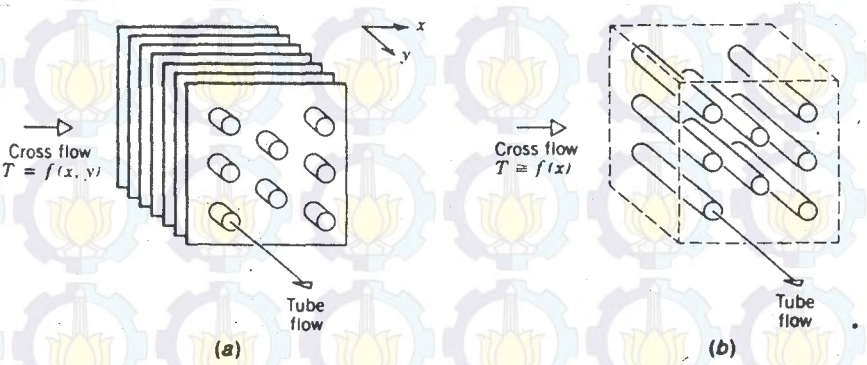
B. Konstruksi dari penukar panas :

a. shell and tube

b. consentric tube

c. compack heat exchanger

Aliran fluida dikatakan cross flow jika bergerak ke arah aliran melintang atau dengan sudut tegak lurus satu sama lainnya melalui alat penukar panas tersebut . Aliran fluida cross flow dibedakan atas dua macam yaitu kedua fluida tidak bercampur (both fluid unmixed) dan salah satu dari ke dua fluida bercampur (one fluid mixed , and other unmixed) .



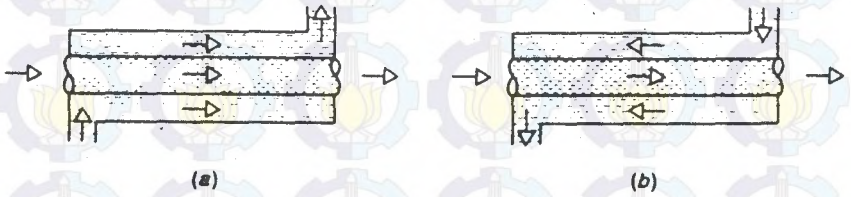
Gambar 2.1. Cross Flow Heat Exchanger

a. Kedua fluida tak bercampur

b. Salah satu fluida bercampur sedang lain tidak

Konfigurasi ini biasanya digunakan dalam pemakaian perpindahan kalor fluida cair ke gas atau sebaliknya . Gas dipaksakan mengalir diatas susunan pipa .

Jika aliran fluida panas dan dingin mengalir dalam arah yang sama maka dikatakan tipe alirannya paralel flow (aliran sejajar) , sedang bila kedua fluida mengalir pada arah yang berlawanan disebut counter flow (aliran lawan arah) .



Gambar 2.2.

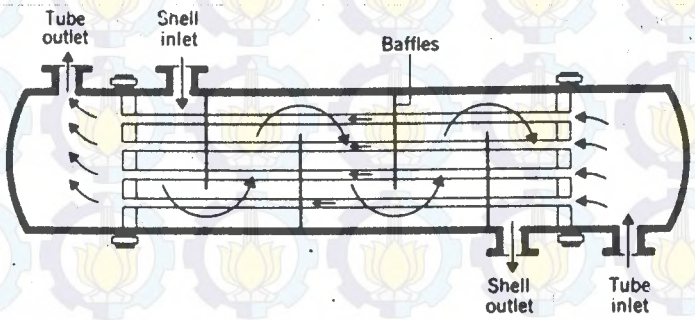
a. Paralel flow

b. Counter flow

Pada shell dan tube , konfigurasinya terdiri atas pipa-pipa bulat yang ditempatkan didalam silinder shell . Ada beberapa bentuk spesifikasi tergantung dari jumlah pipa atau jumlah shell yang dilalui . Cross bufle biasanya ditempatkan dalam alat penukar kalor tersebut untuk menimbulkan turbulensi pada fluida dalam shell , dan untuk mendapatkan komponen aliran melintang (cross flow) pada kecepatan aliran fluida yang relatif terhadap pipa-pipa .

Gabungan dari efek ini adalah menghasilkan koefisien perpindahan panas lebih tinggi untuk tube terluar . Perpindahan panas keseluruhan dapat juga dinaikkan dengan menggunakan laluan pipa (passing) dan shell yang berulang .

Tipe shell dan tube ini umum digunakan dalam proses - proses industri kimia untuk pertukaran kalor dari fluida - fluida cair ke gas , cair ke cair .



Gambar 2.3. Shell dan tube heat exchanger

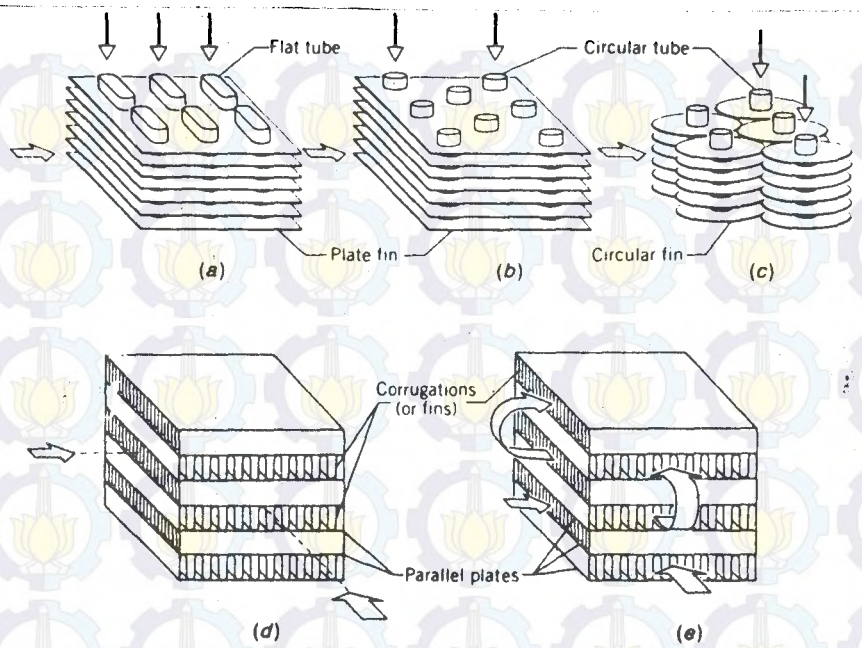
Keuntungan dari jenis ini adalah dihasilkannya koefisien perpindahan panas yang tinggi dan teknologi pembuatannya pun tidak menyulitkan . Akibat dari adanya beberapa laluan kemungkinan penurunan tekanan adalah besar sehingga memerlukan blower isap yang besar .

Tipe yang lain adalah, alat penukar kalor jenis compack. Kekhususan alat ini adalah memiliki luas perpindahan kalor yang besar persatuan volumenya . Macam alat penukar kalor jenis compack adalah :

- Finne tube
- Plat fin cores

Pemasangan finne atau sirip digunakan untuk sisi - sisi yang koefisien perpindahan panasnya kecil . Pemakaian tipe ini umumnya untuk pertukaran kalor antara fluida-fluida gas ke gas . Penukar kalor ini biasanya mempunyai luas permukaan lebih dari 650 m^2 per meter kubik volumenya .Ukuran lubang laluannya amat kecil (Dh ≤ 5 mm) dan aliran fluidanya adalah laminar .

(Incopera, Frank P & Devitt, David P, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 1981).



Gambar 2.4.

Compack Heat Exchanger Cores

2.2. Proses Perpindahan Kalor

Pada prinsipnya perpindahan panas merupakan perpindahan energi yang diakibatkan oleh karena adanya beda temperatur diantara dua buah benda . Secara umum dikenal tiga macam bentuk perpindahan panas yaitu :

a. Konduksi

b. Konveksi

c. Radiasi

2.2.1. Konduksi

Bila pada suatu benda terdapat gradien suhu , maka secara alamiah akan terjadi perpindahan energi dari bagian bersuhu tinggi ke bagian bersuhu rendah , maka dikatakan bahwa perpindahan energinya secara konduksi .

(Holman JP , Perpindahan Kalor , Penerbit Airlangga)

Tampilam matematis dari persamaan laju perpindahan kalornya ,

yaitu :

$$q = - k A \frac{\partial T}{\partial x} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.1)$$

dimana :

q = laju perpindahan kalor (W/m^3)

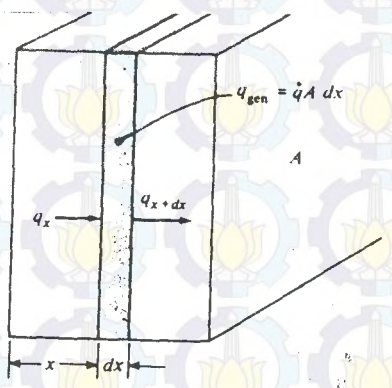
$\frac{\partial T}{\partial x}$ = gradien suhu ke arah perpindahan kalor

k = konstanta hantaran termal ($W/m\ ^oC$)

- = tanda negatif sebagai konsekuensi hukum ke II Thermodinamika , bahwa kalor mengalir ke suhu yang rendah

A = luas penampang (m^2)

Ekspresi lainnya , perpindahan kalor konduksi satu dimensi sebagaimana berikut ini :



Gambar 2.5. Konduksi Kalor Satu Dimensi

Persamaan laju perpindahan kalornya :

$$q = U A (T_{dp} - T_{dd}) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.2)$$

dimana :

U = konduktan perpindahan kalor ($W/m^2\ ^oC$)

= k/l , konstanta hantaran thermal per satuan panjang

2.2.2. Konveksi

Perpindahan secara konveksi terjadi karena adanya aliran fluida relatif terhadap suatu benda . Apabila benda padat dapat ditempatkan pada suatu aliran fluida yang mempunyai beda temperatur lebih rendah maka energi akan dibawa atau dikonversikan oleh fluida . Besarnya perpindahan panas secara konveksi adalah :

$$q = h A (T_w - T_\infty) \qquad (2.3)$$

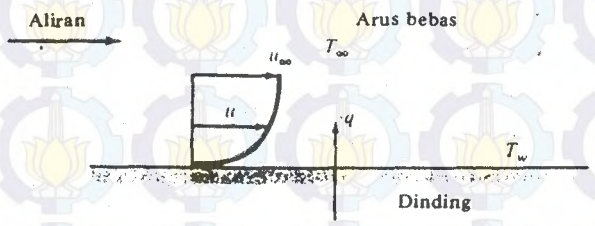
dimana :

h = konduktans film (koef.perpindahan kalor konveksi)

$T_w - T_\infty$ = beda suhu menyeluruh antara dinding dan fluida

A = luas permukaan dinding

Ekspresi fisis dari perpindahan kalor secara konveksi dapat diperhatikan dalam ilustrasi berikut :



Gambar 2.6.

Perpindahan kalor konveksi suatu plat

Pada proses perpindahan kalor secara konveksi , karakteristik aliran fluida akan mempengaruhi laju perpindahan kalornya . Untuk aliran - aliran fluida yang semakin turbulen akan memperlebar laju perpindahan kalornya .

2.2.3. Radiasi

Radiasi adalah suatu proses perpindahan kalor yang terjadi secara pancaran sinar panas atau radiasi elektromagnetik . Penyinaran ideal adalah pancaran energi benda hitam pada temperatur absolut T , dengan laju yang sebanding dengan pangkat empat dari temperatur absolut , dengan persamaan matematis :

$$q_{pancaran} = \sigma A T^4 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.4)$$

dimana :

σ = konstanta Boltzmann = $5.669\ 10^{-8}\ W/m^2\ K^4$

Besarnya laju perpindahan kalor secara radiasi yaitu :

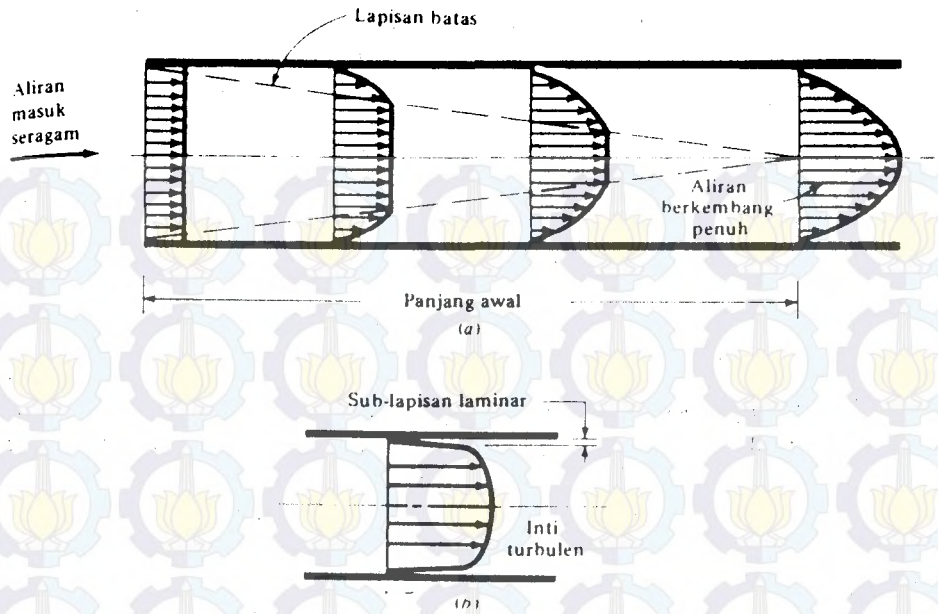
$$q = F_{1\sim2}\ A_1\ (T_1^4 - T_2^4) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.5)$$

dimana :

$F_{1\sim2}$ = faktor bentuk permukaan antara benda 1 dan benda 2

2.3. Aliran Fluida

Pengertian aliran fluida yang dimaksud adalah meliputi aliran fluida didalam tabung dan juga aliran fluida luar yang melintasi tabung . Hal mendasar yang menyangkut aliran fluida ialah kecepatan fluida itu sendiri . Perubahan kecepatan fluida akibat viskositas menampilkan dua tipe aliran yaitu laminar dan turbulen . Berikut ini merupakan tampilan profil kecepatan pada aliran didalam tabung .



Gambar 2.7.

Profil kecepatan untuk aliran laminar dan aliran turbulen

Akibat pengaruh viskositas dari fluida maka akan ter bentuk daerah aliran ditepi yang lazim disebut lapisan batas (Boundary layer) . Apabila lapisan batas ini memenuhi seluruh tabung, maka dikatakan aliran telah berkembang penuh. Profil kecepatan yang berbentuk parabola menunjukkan sifat aliran yang laminer . Bila lebih tumpul profilnya menunjukkan sifat yang turbulen . Secara matematis untuk menunjukkan tipe alirannya digunakan formulasi angka Reynolds

$$R_{ed} = \frac{Um\ d}{V} > 2300 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.6)$$

Pada kondisi diatas aliran dikatakan laminer dengan jangkauan transisinya sebesar $2000 < R < 4000$.

(Holman JP , Perpindahan Kalor , 1988 , Penerbit Airlangga)

2.3.1. Aliran Dalam Tabung

Sebagaimana telah diungkapkan sebelumnya , perpindahan kalor secara konveksi didalam tabung (pers . 2.3) dimana Tw

2.3.1. Aliran Dalam Tabung

Sebagaimana telah diungkapkan sebelumnya , perpindahan kalor secara konveksi didalam tabung (pers . 2.3) dimana T_w adalah suhu dinding dan T_∞ adalah suhu limbah (fluida) , maka setelah mengambil suhu dari fluida yang energinya dirata-ratakan terhadap seluruh penampang tabung dapat diekspresikan profil suhu yang terbentuk dengan angka Nusselt :

$$Nud = \frac{h\ do}{k} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.7)$$

Kaitannya dengan angka Reynold dan Prantdal, pada aliran turbulen berkembang penuh :

$$Nud = 0{,}023\ Red^{0{,}8} . Pr^{n}$$

Persamaan diatas sifat-sifat ditentukan atas suhu limbah, nilai eksponennya :

$n = 0{,}4$ untuk pemanasan

$n = 0{,}3$ untuk pendinginan

dengan angka Prandtl-nya antara 0.6 - 100

2.3.2. Aliran Silang Melintas Silinder

Saat suatu aliran bergerak sepanjang bagian depan silinder, maka dibagian belakang akan terjadi perubahan tekanan yang hal ini akan menyebabkan bertambahnya kecepatan aliran dibagian depan silinder dan berkurang dibagian belakang. Kondisi ini mengakibatkan terpisahnya aliran, dimana akan terjadi turbulensi di bagian belakang silinder. Knudsen dan Katztelah menemukan formulasi untuk kondisi seperti diatas guna menggambarkan secara matematis koefisien

kalor rata-ratanya :

$$\frac{hd}{kf} = C \left(\frac{Un.d.}{rf}\right) Pr^{1/2} \qquad (2.8)$$

dimana :

Un = kecepatan fluida

rf = viscositas kinematis kaudisi limbak

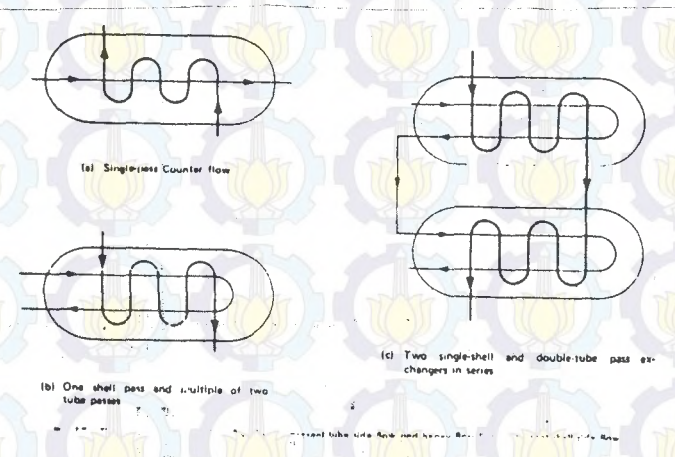
C dan n = konstanta yang dapat diperoleh dari tabel ini

Tabel 2.1 Konstanta untuk formulasi

Re_{df}	C	n
0,4–4	0,989	0,330
4–40	0,911	0,385
40–4000	0,683	0,466
4000–40,000	0,193	0,618
40.000–400.000	0,0266	0,80[illegible]

2.3.3. Konfigurasi Laluan Aliran

Karena harus dipenuhinya prasyarat dimensi alat penukar kalor menyangkut berat, biaya pembuatan dan volume ruang yang yang harus ditempatinya mengakibatkan orientasi perencanaan terbatas luasan permukaan pertukaan kalor. Untuk tetap mencapai laju perpindahan panas yang tinggi maka ditempuh upaya membuat konfigurasi laluan aliran (flow passing). Berbagai konfigurasi flew passing dapat dilihat berikut ini,

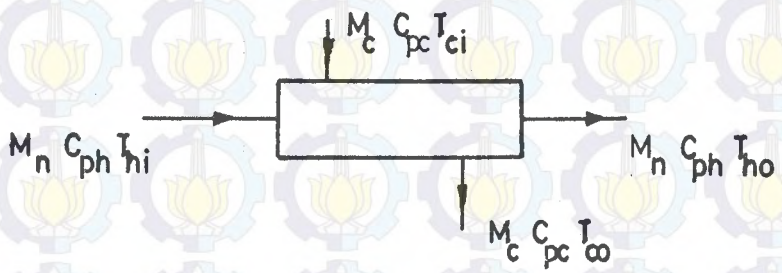


Gambar : 2.8

Konfigurasi Flow Passing

2.4. Heat Balance pada Penukar Kalor

Terjadinya proses pemanasan dan pendinginan fluida didalam heat exchanger diakibatkan adanya perpindahan energi panas dari satu fluida ke fluida lainnya, dimana panas yang diserap sama dengan panas yang dilepaskan.



Gambar : 2.9

Balance Energi pada Heat Exchanger

Ilustrasi persamaan matematis untuk heat balance pada heat exchanger, yaitu :

$$Q_h = Q_c$$

$$M_h * C_{ph} * (T_{hi} - T_{ho}) = M_c * C_{pc} * (T_{co} - T_{ci}) \quad (2.9)$$

dimana :

Q_h = laju aliran panas dari fluida panas (Kcal /jam)

Q_c = laju aliran panas dari fluida dingin (Kcal /jam)

M_n = laju aliran massa fluida panas (kg/jam)

M_c = laju aliran massa fluida dingin (kg/jam)

T_{hi} = temperatur masuk fluida panas (^oC)

T_{ho} = temperatur keluar fluida panas (^oC)

T_{ci} = temperatur masuk fluida dingin (^oC)

T_{co} = temperatur keluar fluida dingin (^oC)

C_{ph} = panas spesifik fluida panas (Kcal /kg ^oC)

C_{pc} = panas spesifik fluida dingin (Kcal /kg ^oC)

2.5. Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh

Laju aliran massa fluida dan luas permukaan perpindahan kalor akan mempengaruhi koefisien perpindahan kalor secara keseluruhan pada kedua fluida. Untuk luas permukaan perpindahan kalor yang diketahui maka besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat diperoleh dari :

$$U = (Q/A) * dT \qquad (2.10)$$

dimana :

Q = laju aliran panas (Kcal /jam)

A = luas permukaan perpindahan panas (m^2)

dT = beda temperatur sebenarnya (^oC)

Bila luas permuakaan perpindahan panas tidak diketahui maka untuk mencari harga koefisien perpan menyeluruh (U) dapat dicari dengan persamaan :

$$U = \frac{(hio * ho)}{(hio + ho)} \qquad (2.11)$$

dimana :

hio = koefisien film pada sisi tabung yang berhubungan langsung dengan luas permukaan luar (Kcal /jam.m .^oC)

ho = koefisien film pada sisi luar tabung (Kcal / jam m^o C)

2.5.1. Koefisien Film pada Sisi Dalam Tabung

Untuk aliran laminer :

$$hi = 1.86 \frac{k}{Di} \left[\frac{Di\ G}{L} \quad \frac{Cp\ \mu}{k} \quad \frac{Di}{L} \right]^{0.33} \left[\frac{\mu}{\mu m} \right]^{0.14}$$

Untuk aliran turbulen :

$$h_i = 0.027\frac{k}{D_i}\left[\frac{D_i\ G}{\mu}\right]^{0.8}\left[\frac{C_p\ \mu}{k}\right]\left[\frac{D_i}{L}\right]^{0.33}\left[\frac{\mu}{\mu_m}\right]^{0.14} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.13)$$

dimana :

C_p = panas spesifik fluida pada temperatur rata-rata (Kkal/kg ^oC)

D_i = diameter dalam tabung (m)

G = laju aliran massa tiap satuan luas (Kkal/jam m^2)

k = konduktifitas thermal fluida pada temperatur rata-rata (Kkal/kg m ^oC)

L = panjang tabung (m)

μ = viskositas dinamik pada temperatur rata - rata (kg/m jam)

μ_m = viskositas dinamik pada temperatur dinding tabung (kg/m jam)

Untuk hubungan koefisien sisi dalam tabung terhadap permukaan luar sebagai berikut :

$$h_{io} = h_{ix}\ (D_i/D_o) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.14)$$

dimana :

D_o = diameter luar tabung (m)

2.5.2. Koefisien Film Pada Sisi Luar Tabung

Koefisien film sisi luar tabung ditentukan dengan persamaan berikut :

$$h_o = 0.36\ (k/D_e)\ (D_e\ G_s/\mu)^{0.55}\ (C_p\ \mu/k)^{0.33} \quad \ldots (2.15)$$

dimana :

C_p = panas spesifik fluida diluar tabung (kkal/kg ^oC)

D_e = diameter ekuivalen (m)

G_s = laju aliran massa tiap satuan luas (kkal/jam m^2)

k = konduktifitas thermal fluida pada luar tabung (kkal/kg m ^oC)

$$D_e = \frac{4\,(P_t^2 - \pi\, D_o^2/4)}{\pi\, D_o} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.16)$$

- Untuk tabung-tabung yang tersusun dalam satu garis (square pitch)

$$D_e = \frac{4\,(0.43\, P_t^2 - 0.5\, D_o^2/4)}{\pi\, 0.5\, D_o} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.17)$$

- Untuk tabung-tabung yang tersusun segitiga (triangular pitch)

Besar laju aliran massa dalam selongsong

$$G_s = W/a_s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.18)$$

$$a_s = \frac{ID\, C'\, B}{P_t} \times 1/n \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.19)$$

dimana :

a_s = luas permukaan silang (cross flow)area dalam selongsong (m^2)

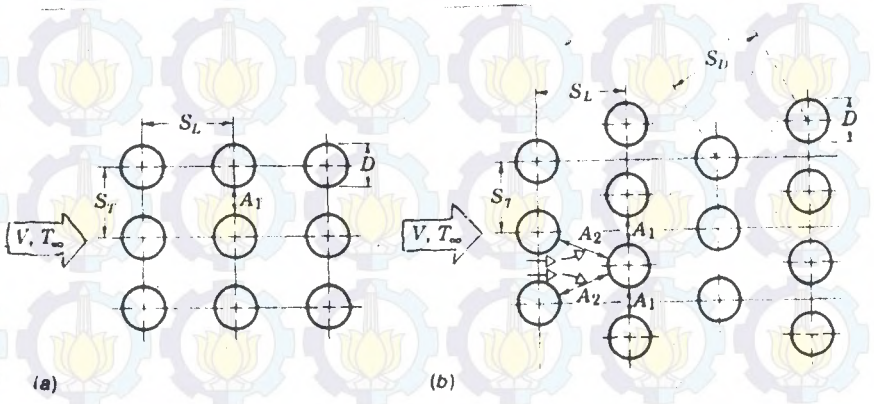
ID = diameter shell (m)

C' = jarak antar dua tabung dari sisi luarnya (m)

P_t = tube pitch (jarak dua tabung dari pusatnya)

B = jarak baffles (m)

n = jumlah passes



Gambar 2.10. Untaian/susunan tabung-tabung

a. square pitch

b. triangular pitch

Besarnya temperatur dinding untuk daerah yang dilalui fluida panas yaitu :

$$T_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.20)$$

- untuk fluida panas yang mengalir dalam tabung

$$T_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.21)$$

dimana :

T_w = temperatur dinding tabung (°C)

T_c = temperatur caloric fluida panas (°C)

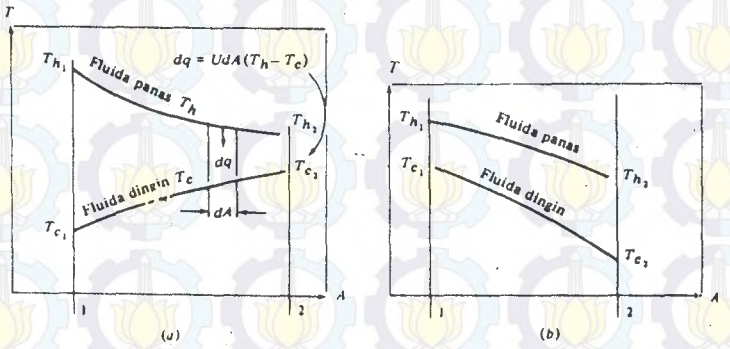
t_w = temperatur caloric fluida dingin (°C)

2.6. Beda Suhu Rata-rata Log (LMTD)

LMTD adalah beda suhu pada satu ujung penukar kalor dikurangi beda suhu pada ujung yang lainnya dibagi dengan

logaritma ilmiah daripada perbandingan kedua beda suhu tersebut dan persamaannya :

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln (T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})} \quad \ldots\ldots\ldots (2.22)$$



Gambar 2.11.

Profil suhu untuk aliran sejajar dan aliran berlawan arah dalam penukar kalor concentrik

Penggambaran perpindahan kalor totalnya dengan beda suhu rata-ratanya antara fluida panas dan dingin adalah :

$$q = U\ A\ \Delta T_m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.23)$$

dimana :

U = koef. perpindahan kalor menyeluruh

A = luas permukaan

ΔT_m = beda suhu rata-rata

Persamaan untuk alat penukar kalor tipe yang lain adalah :

$$q = U\ A\ F\ \Delta T_m$$

dimana :

F = faktor koreksi untuk beda suhu rata-rata , yang harganya dapat diperoleh dari Grafik Faktor Koreksi pada lembar lampiran

2.7. Efektifitas Penukar Kalor

Apabila ternyata suhu masuk atau suhu keluar yang harus dicari maka pemakaian formulasi LMTD akan menyulitkan karena harus menempuh iterasi . Untuk kasus yang demikian digunakan metode efektifitas penukar kalor yang secara umum digambarkan :

$$\varepsilon = \frac{\Delta T \text{ (fluida min)}}{\text{Beda suhu max dalam penukar kalor}} \quad \ldots\ldots\ldots (2.24)$$

Efektifitas untuk penukar kalor aliran sejajar , dengan fluida panas merupakan fluida minimum , maka formulasinya :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-UA/C_{min})(1 + C_{min}/C_{max})}{1 + C_{min}/C_{max}} \quad \ldots (2.25)$$

dimana :

C_{max} = nilai C untuk laju kapasitas

C_{min} = nilai C untuk fluida panas

Untuk penukar kalor aliran berlawan arah , efektifitas digambarkan dengan formulasi berikut :

$$\varepsilon = \frac{1-\exp(-UA/C_{min})(1-C_{min}/C_{max})}{1-(C_{min}/C_{max})\exp[(-UA/C_{min})(1-C_{min}/C_{max})]} \quad (2.26)$$

dimana :

UA/C_{min} = disebut sebagai NTU , jumlah satuan perpindahan

Tipe - tipe aliran yang lain , efektifitas penukar kalornya dapat dilihat pada gambar lampiran .

2.8. Penurunan Tekanan (Pressure Drop)

Model aliran fluida , baik yang didalam tabung atau diluarnya , akan mengalami penurunan tekanan akibat adanya flow passing , buffle , tipe aliran dan daerah turn arround . Penurunan tekanan pada masing-masing fluida dikelompokkan atas dua macam , yaitu penurunan tekanan pada aliran didalam tabung dan penurunan tekanan pada aliran diluarnya .

A. Penurunan tekanan pada aliran didalam tabung (tube) dibagi atas empat bagian yaitu :

- ΔP_n , penurunan tekanan dibagian inlet dan outlet

$$\Delta P_{n_{in}} = [\ K_a + (S_n/S_o)^2 - 1\ ]\ \frac{P}{2}\ \frac{V_n^2}{g_c} \quad \ldots\ldots\ldots (\ 2.27\ )$$

dimana $K_a = (\ 1 - S_n/S_o\ )^2$, S_n dan S_o luasan pada daerah nozel dan dibawahnya .

$$\Delta P_{n_{out}} = [\ 1 - (S_n/S_u)^2 + \lambda\ K_c\ ]\ \frac{P}{2}\ \frac{V_n^2}{g_c} \quad \ldots\ldots\ldots (\ 2.28\ )$$

dimana S_u = luasan sebelum nozel

λ , K_c didapat dari lampiran

- ΔP_d , penurunan tekanan akibat keadaan masuk dan keluar

$$\Delta P_d = (\ k_1 + k_2\ )\ P/2\ \frac{V^2}{g_c} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (\ 2.29\ )$$

dimana :

k_1 , k_2 = koef. yang tergantung geometri aliran

P = kerapatan fluida rata-rata dalam aliran

V = kecepatan fluida rata-rata

- ΔP_u , penurunan tekanan dalam pipa

$$\Delta P_u = f\ \frac{L}{D}\ \frac{P}{2}\ \frac{V^2}{g_c} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (\ 2.30\ )$$

dimana :

f = faktor gesekan

V = kecepatan fluida rata-rata

L = panjang pipa

D = diameter pipa

- ΔP_r , penurunan tekanan didaerah turn arround .

$$\Delta P_r = (k_1 + k_2) \frac{\rho}{2} \frac{V^2}{g_c} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.31)$$

dimana : V = kecepatan fluida didaerah turn arround

Sehingga total penurunan tekanan pada aliran didalam tabung adalah : $\Delta P_t = \Delta P_n + \Delta P_d + \Delta P_u + \Delta P_r$

B. Penurunan tekanan didaerah aliran silang ,

- ΔP_c, penurunan tekanan didaerah aliran silang,

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (N_b - 1) (R_b) (R_l) \ldots\ldots\ldots (2.32)$$

- ΔP_w , penurunan tekanan didaerah bukaan baffle , untuk aliran turbulen $Re_d > 100$.

$$\Delta P_w = N_b [(2 + 0.6 N_{tcw}) (m_w)^2 / 2\rho \, 10^{-3}] R_l \, . (2.33)$$

$$\text{dimana } m_w = \frac{M_s}{(S_m S_w)^{1/2}} 10^6 \qquad (kg/m^2 \ s)$$

Untuk aliran laminer , $Re_d \leq 100$

$$\Delta P_w = N_b \left[26 \frac{(m_w)\mu_s}{\rho_s} \left[\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - D_t} + \frac{L_{bc}}{(D_w)^2} \right] + \left[2 \frac{m_w}{2\rho_s} \right] \right]$$

$$\times R_l \, 10^{-3} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.34)$$

- ΔP_e , penurunan didaerah inlet dan outlet

$$\Delta P_e = \Delta P_{bi} (1 + N_{tcw}/N_{tcc}) R_b R_s \ldots\ldots (2.35)$$

Sehingga total penurunan tekanan aliran diluar tabung ,

$$\Delta P_h = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e$$

2.9. Faktor Pengotoran

Kemampuan heat exchanger , pada selang waktu tertentu akan mengalami penurunan . Hal ini diakibatkan adanya lapisan endapan , korosi dan lain-lain . Pengaruh menyeluruh dari hal tersebut dikenal sebagai Fouling factor , yang ditunjukkan dengan :

$$Rd = \frac{Uc \times Ud}{Uc + Ud} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.36)$$

Beberapa nilai Rd dapat dilihat pada daftar berikut :

Tabel 2.2

Daftar Faktor pengotoran

Fluid	R_d	
	$ft^2 \cdot hr \cdot °R/BTU$	$(m^2 \cdot K)/W$
Seawater and distilled water	0.0005–0.001	0.000 1–0.000 2
Engine oil	0.001	0.000 2
Alcohol vapors	0.0005	0.000 1
Steam (oil free)	0.0005	0.000 1
Refrigerant vapors	0.002	0.000 4
Refrigerant liquids	0.001	0.000 2
Air	0.002	0.000 4
Diesel engine exhaust	0.01	0.002
Organic vapors	0.0005	0.000 1

BAB III
ESTIMASI PERENCANAAN

3.1. Pemilihan Penukar Kalor

Dalam perencanaan ini dipilih penukar kalor tipe shell and tube. Fluida dingim mengalir di dalam tube sedangkan fluida panas mengalir pada shell. Selanjutnya ditentukan geometri shell and tubenya, yaitu :.....
(dari tabel a).

<u>Tube Dimensi</u> :

Jenis BWG - 10

Diameter dalam (IDt) = 0,48"

Diameter luar (ODt) = 0,75"

PAnjang pipa (L) = 2,78 ft

Dipilih konfigurasi tube dalam shell untuk penukar ini adalah : "Triangular pitch", dengan

<u>Shell Dimensi</u> : (dari tabel b)

Diameter dalam shell (Ds) = 29"

Baffle spacing (B) = 5"

Tube pitch (St) = 0,9375"

Jarak antara tube (C') = 0,125"

3.2 Data Untuk Perancangan

Asumssi

- Koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah konstan sepanjang tube.
- Flowrate kedua fluida konstan selama proses berlangsung.
- Panas spesifik kedua fluida konstan selama proses berlangsung.
- Kehilangan panas dari sistem ke sekeliling diabaikan.

Data fluida

- fluida panas : udara dengan T masuk (T_{in}) = 80° C
  T keluar (T_{out}) = 32° C, mass flow ($\dot{m}h$) = 6,4 kg/s .
- Fluida dingin: Air, dengan T masuk (T_{in}) = 30° C
- Data-data yang diestimasikan dengan iterasi, adalah mass flow air, ($\dot{m}c$); suhu keluar air (T_{out}).

3.3 Flow Chart Perhitungan Matematis Untuk Heat exchangers Tipe Shell And Tube, Dan Contoh Prosedur Pemasukan Data.

Perforfmansi hitungan untuk tube and shell, maka guna untuk memindahkan penulisan, untuk pembahsan selanjutnya tubscrits; t = tube, S = shell.

3.3.1 Mencari Luasan Yang Dilalui Aliran

a. Di dalam tube (At)

$At = Nt \cdot \Pi \cdot (ID_t)^2/4 \cdot Np$

$At = 1.5\ 10^{-3} m^2$

b. Didalam shell (As)

$As = Ds.C.B/St$

$As = 0,497\ m^2$

3.3.2 Menghitung Diameter Equivqlent (De), Untuk "Squarepitch".

$De = 4\ [\ St - \underline{\pi(ODt)}\ ] \cdot 1/\pi(ODt)$

$De = 0,0239\ m$

3.3.3 Menentukan Reunolds Number Dan Nu Numbers

Sebelumnya, ditentukan terlebih dahulu properties untuk masing-masing fluida, yaitu :

a. Air pada 303° K

$Cp = 4,176 \cdot 10^3$ J/Kg.K

$\rho = 995,3\ kg/m^3$

$\mu = 8,03 \cdot 10^{-4}$ Kg/m.s

$Ks = 0,619\ W/m.^oC$

$Prs = 5,41$

$\upsilon_s = 0,832 \cdot 10^{-6}\ m^2/s$

Sehingga penentuan bilangan reinold bagi aliran dalam tube adalah :

$$Ret = \frac{mt \cdot ID_t}{\rho t.At.vt} = \frac{\upsilon_t.ID_t}{\upsilon_t}$$

Diasumsikan, υ_t kecepatan air = 0,3 m/s

Re_t = 4399 , Turbulen !

Sedangkan untuk sisi shell

$$Re_s = \frac{m_s \cdot Dee}{\rho_s . A_s . v_s} = \frac{V_s . De}{\upsilon_s}$$

Dengan terlebih dahulu menentukan properties udara pada suhu, T = 329° K, yaitu :

ρ = 1,0733 kg/m^3

Cp= 1,00762 10^3 J/kg.^{o}C

μ = 1,978 10^{-5} kg/m.s

k = 0,0284 W/m.^{o}C

Pr= 0,701

υ = 18,63 10^{-6} m^2/s

maka Res = 10186,2

<u>Angka Nusselt</u>

- Tube side :

Laminar flow, Ret < 2200

$$Nut = \frac{hi.IDt}{kt} = 1,86 \left[\frac{IDt.Ret.Prt}{L} \right]^{0,6}$$

Syarat , 0,48 < Pr = υ/α < 16700

μ adalah ditentukan pada perubahan temperatur yang moderat.

- Turbulent flow, Ret > 10000

$$- Nut = \frac{hi.IDt}{kt} = 0,023\ Ret^{0,8}\ Prt^{n}$$

Bila proses pemanasan , n = 0,4 ; dan proses pendinginan n = 0,3 . Syarat $0,7 < Pr = \mu/\alpha < 160$; $L/D > 60$

- Shell side :

$$Nus = \frac{ho.De}{ks} = 0,36\ Res^{0,55}\ Pr^{0,33}$$

Syarat, $2\ 10^{3} < Res = Vs\ Ds/\mu s < 1\ 10^{6}$; $Pr = \mu/\alpha > 0$

Dari harga-harga Raynolds Number pada pembahasan diatas, diperoleh Nut = 0,3176 ; Nus = 10186,2

3.3.4. Perhitungan Koefisien Konfeksi

$$hi = \frac{Nut.kt}{IDt}$$

hi = 16,084

$$hio = \frac{hi.IDt}{ODt}$$

hio = 10,273

$$ho = \frac{Nus.ks}{De} = 12103,87$$

3.3.5. Perhitungan Koefisien Menyeluruh Penukar Kalor

$1/Uo = 1/hio + 1/ho$

$1/Uo = 0,0974$

3.3.6. Pendekatan Dalam Penentuan Parameter Tak terketahui Dalam Perencanaan Intrcooler

Tak jarang dlam usaha mengetahui perpindahan kalor dari suatu penukar kalor beberapa faktor tak terketahui, misal, suhu keluar fluida dingin/ panas , mass flow dan lain-lain. berikut ini akan ditampilkan metoda iterasi untuk mengetahuinya, seperti berikut ini .

- Menentukan outlet temperatur (C) = fluida dingin, (h) = fluida panas, maka dengan menggunakan grafik .....

  $s=t2 - t1/T1 - t1$ dan hitung $Uo.Ao/mc.Cpc$

  dimana $Ao = Nt\pi\ (ODt)\ L$; $R = \dot{m}\ Cpc/mh\ Cph$

  sehingga $t2 = S\ [T1 - t1] + t1$

  $T2 = T1 - R\ [t2 - t1]$

- Menentukan head balance

  $$LMTD = \frac{[T1 - t2] - [T2 - t1]}{\ln\ [(T1 - t2)/(T2 - t1)]}$$

  maka tentukan faktor Ft, dari grafik figur.....

  sehingga $Q = \dot{m}\ Cph\ [T1 - T2] = Uo.Ao.Ft.LMTD$

- Luasan pada perpindahan panas

  $1/U = 1/Uo + Rdi + Rdo$

  sehingga $Ao = Q\ /\ U.Ft.LMTD$

  $L = Ao\ /\ [Nt\pi.(ODt)]$

3.4. Penentuan Pressure Drop

3.4.1. Faktor gesek

Ret , ε/IDt , or smoot-wall tubing

Res , sehingga didapat fs = exp [0,576 - 0,19 ln Res]

3.5 Kecepatan Aliran

- Didalam tube, Vt
- Di dalam shell, Vs

3.6 Menentukan Harga Pressure Drop

Untuk sisi tube ;

$$\Delta Pt = \frac{Pt.Vt}{2gc} \left[\frac{ft.L.Np}{IDt} + 4\ Np \right]$$

Untuk sisi shell ;

$$\Delta Ps = \frac{\rho s.Vs^2.Ds}{2gcDe}\ fs\ [Nb + 1]$$

BAB IV
ANALISA HASIL

Bab ini membahas analisa hasil iterasi dengan kondisi batas sebagaimana telah ditetapkan pada pembahasan-pembahasan sebelumnya. Kesalahan penglihatan sebagaimana umumnya dalam pembahacaan dalam grafik atau tabel sedikit banyak akan berpengaruh terhadap hasil yang diberikan.

Sebagaimana telah diuraikan terdahulu, perjalanan perhitungan secara matematis sebagian besar menggunakan kecermatan dalam menentukan suatu nilai dari grafik atau tabel.

4.1. Kondisi Ideal Perencanaan

Unjuk kerja penukar kalor hasil dari suatu perencanaan dapat ditinjau kembali kemampuannya berdasar prasyarat design. Pada umumnya, beberapa literatur / Industri pembuat HE, menetapkan syarat-syarat design dan perancangan sistem yang menggunakan penukar kalor sebagai salah satu komponennya. Syaratdesign itu meliputi : pressure drop; efektifitas; dan analisa fouling factor.

Yaitu : Kondisi Ideal

Δp max = 0,5 bar (dari data mesin mitshui)

Rd > 0,001

Qreq $\leq$ Qactual

(HandBook Heat Exchanger Design,Bab 3.3.4.1)

Daftar untuk Cooler dengan 1 Shell Pass dan 2 Tube Pass

No	Vt (m/det)	Uc (Btu/ft2.F)	Pres.Drop Shell (bar)	Pres.Drop Tabung (bar)	Faktor Kotor(Rd)
1	0,02595	61	0,026135	0,000173	0,009
2	0,03014	62,84	0,026135	0,000179	0,005998
3	0,030977	62,84	0,026135	0,000184	0,005406
4	0,042028	68,164	0,026135	0,00018	0,000234

Daftar untuk Cooler dengan 2 Shell Pass dan 4 Tube Pass

No	Vt (m/det)	Uc (Btu/ft2.F)	Pres.Drop Shell (bar)	Pres.Drop Tabung (bar)	Faktor Kotor(Rd)
1	0,0578	79,48	0,1045	0,000563	0,00968
2	0,0629	81,418	0,1045	0,000619	0,006179
3	0,068	83,3	0,1045	0,000678	0,006926
4	0,13446	117,45	0,1045	0,001713	0,001069

Daftar untuk Cooler dengan 4 Shell Pass dan 8 Tube Pass

No	Vt (m/det)	Uc (Btu/ft2.F)	Pres.Drop Shell (bar)	Pres.Drop Tabung (bar)	Faktor Kotor(Rd)
1	0,1251	98,07423	0,41816	0,00316	0,01039
2	0,1361	104,316	0,1045	0,003342	0,009337
3	0,1472	110,158	0,1045	0,00383	0,008427
4	0,3975	183,18	0,1045	0,01975	0,00102

BAB V

DISKUSI DAN KESIMPULAN

5.1 Diskusi

Peralatan perpindahan panas (penukar kalor) berfungsi untuk memindahkan panas dari suatu fluida yang lebih panas ke fluida yang lebih dingin. Secara umum persamaan perpindahannya adalah :

$q = U\ A\ \Delta Tm$

q = Jumlah panas (kkal/g)

U = Koefisien perpindahan panas (kkal/m^2 ^oK)

ΔTm = Beda temperatur rata-rata

Dari rumusan umum diatas, maka didalam perencanaan penukar kalor perlu diperhatikan parameter yang berpengaruh terhadap jumlah panas yang dipindahkan dalam hal ini adalah :

- Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U), kaitannya adalah dengan kecepatan aliran fluidanya koefisien perpindahan panas menyeluruh akan meningkat bila aliran fluida kecepatannya dinaikkan. Perubahan kecepatan aliran berpengaruh terhadap angka Reynold dan Prantdl. Sedangkan Re dan Pr adalah fungsi dari perpindahan panas.

$h \longrightarrow f\ (Re, Pr)$

$Re,\ Pr \longrightarrow f\ (V) \longrightarrow$ Aliran makin turbulen, akan tetapi kenaikan kecepatan harus dibatasi dengan prasyarat ΔP (Pressure Drop), karena kenaikkan kecepatan juga berpengaruh terhadap kenaikkan pressure drop.

$\Delta P \longrightarrow f\ (V)$.

Agar aliran lebih turbulen pada kecepatan yang tetap, maka dalam penukar kalor dipasang Battle.

- Luas permukaan perpindahan kalor

Seperti dijelaskan diatas, koefisien perpindahan menyeluruh berpengaruh terhadap naiknya unjuk kerja penukar kalor, selain itu faktor lain yang juga termasuk menentukan adalah luasan penukar kalor menyeluruh.

$q \longrightarrow f\ (A)$

Bila $A \longrightarrow$ naik, maka $q \longrightarrow$ naik

Akan tetapi biasanya penukar kalor diinginkan dengan dimensi yang relatif kecil hal ini mengingat pemakaian ruangan atau penempatan. Disamping itu meningkatnya luasan akan semakin menambah berat alat dan meningkatkan biaya pembuatan. Upaya untuk tetap mendapatkan unjuk kerja alat yang tinggi dengan tetap mempertahankan luasan penukar kalor adalah dengan menambah jumlah tube dan jumlah flow

passing seperti terlihat :

$At = Nt\ \pi\ (Dt^2)/4Np$

dimana Nt = jumlah tabung

Np = jumlah passis

- Beda emperatur rata-rata

  Untuk tujuan memperbesar jumlah panas yang akan dipindahkan tentunya bisa dicapai dengan meningkatkan beda temperatur sebesar mungkin. Tetapi hal ini dibatasi oleh adanya fungsi dari peralatan perpindahan panas yang dirancang selain juga cara dialirkan kedua fluida (paralel flow, counter flow, ataupun cross flow). Pertimbangan-pertimbangan di atas gunanya meningkatkan efisiensi penukar kalor.

5.2 Kesimpulan

Pertama mengingat akan kebutuhan udara pembakaran pada motor diesel yang memiliki prasyarat terbatas tentang tekanan dan suhunya, maka pengkondisian udara isap atau pembakaran melalui intercooler juga terbatas sampai pada kondisi itu. Artinya laju perpindahan kalor harus disesuaikan hingga udara mencapai kondisi sesuai syarat untuk pembakaran.

Kedua, seluruh analisa pada penulisan karya ilmiah ini didasrkan atas syarat kondisi sebagaimana telah diestimasikan semula. Akhirnya berdasarkan berbagai iterasi yang telah penulis cobakan hal ini ditempuh

karena terbatasnya data-data tentang dimensi intercooler yang amat dibutuhkan maka dari pembsahasan analisa dapat disimpulkan :

1. Karakteristik Geometri

   Tipe penukar kalor shell dan tube, diambil triangular :

   Shell Diameter : 28"

   Jarak Buffle : 5"

   Jarak antar Tube : 0,125"

   Pitch : 0,9375"

   Outer Tube Diameter : 0,75"

   Jumlah Passes Tabung : 4

   Jumlah Passes Shell : 2

   untuk mat
   Disel.

2. Perubahan Kecepatan

   V naik → U naik

   V naik → ΔP naik

3. Perubahan Passes

   Jumlah Passes tabung naik → ΔP tabung naik

BAB VI
PENUTUP

6.1. SARAN

Kepada para pembaca yang tertarik terhadap pembahasan permasalahan ini, ada baiknya permasalahan dianalisa dengan tipe penukar panas yang lain. Adalah sangat penting, mengingat pengalaman penulis. Untuk terlebih dahulu mengumpulkan data-data penunjang yang lebih komplit.

6.2. Penutup

Sadar akan keterbatasan dan pula mengingat kurangnya data-data penunjang, penulis merasa penulisan tentang analisa laju pendinginan Inter Cooler ini, amatlah jauh dari kesempurnaan, maka kepada Allah SWT lah kembali segala urusan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Holman, JP, Perpindahan kalor, Peenerbit Erlangga, 1984.
2. Janna, S.William, Engineering Heat Transfer, PWS Publishers, 1986.
3. Kern, D.Q, Process Heat Transfer, Mc Graw-Hill Inf. Book Company.
4. Arismunandar, Wiranto dan Koichi Tsuda, Motor Diesel Putaran Tinggi, 1983

Perubahan passes, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	154,1438	F
W =	50688	w =	15500	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(Lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Bu/(ft.F)
		V =	0,025954	m/sec

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	21,85619	(a)
t2-t1 =	68,14380	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b =	18,25619	(c)
ln d =	1,8	a/b =	6,071165	(d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hr
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   w =68,14380 Lbs/hr

2. true temp. difference
   R =1,267906
   S =0,757153
   LMTD = c/(ln d)
   =10,14233 F
   Ft = 0,4 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =4,056932 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 120,0719 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 1	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 721
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 2
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,836159 ft2
= 0,134259 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 377538,2 lb/(hr.ft	= 18537,12 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
eqivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 482865,6

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 450

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 448,9647

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 121,0680 F

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 286,9260

13. koefisien total bersih
Uc = hioxho/(hio+ho)
= 61,00817

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 520,2396

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 5,2

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
hi/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 56,96116

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 49,51823

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=1,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 77,48317

14. tentukan koefisien ktr
a'' = 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft = 0,834834 m
A = a''xLxNt ft2
= 393,4597
Ud = Q/(A.Dt)
= 39,29956

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,009054 dibuat tetap diatas 0.001

pressure drop

1. untuk Re = 482865,6
dari fig.29 didapat harga
koef. gesek f = 0,0009

2. jumlah crosses N+1
jml bfls =
N + 1 = 12xL/B
= 6,672

3. DPress.shell
Dp = fxG^2xDx(N+1)/
(5,22x10^10xDxsxthetas)
= 0,384189 psi

Dp = 0,026135 bar

1. untuk Re = 520,2396
dari fig.26 didapat harga
koef. gesek f = 0,00096

2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/
(5,22x10^10xIDxsxthetat)
Dp = 0,000988 psi

3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/
(sx2xg'x144)
V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002
=0,001562 psi

4. total Dpress. tabung
=0,002550 psi
=0,000173 bar

Perubahan passes, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	143,0934	F
W =	50688	w =	18500	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(Lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Bu/(ft.F)
		V =	0,030977	m/sec

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	52,90654	(a)
t2-t1 =	57,09345	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b =	29,30654	(c)
ln d =	2,208	a/b =	9,140705	(d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hr
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   w =57,09345 Lbs/hr

2. true temp. difference
   R =1,513308
   S =0,634371
   LMTD = c/(ln d)
   =13,27289 F
   Ft = 0,4 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =5,309156 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 114,5467 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 1	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 721
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 2
Pt = 0,3375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,836159 ft2
= 0,134259 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 377538,2 lb/(hr.ft	= 22124,95 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
equivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 482865,6

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 450

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 448,9647

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 115,5869 F

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 286,9260

13. koefisien total bersih
Uc = hioxho/(hio+ho)
= 62,84073

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 620,9311

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 5,4

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
h1/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 59,15197

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 51,42278

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 80,46329

14. tentukan koefisien ktr
a''= 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft = 0,834834 m
A = a''xLxNt ft2
= 393,4597
Ud = Q/(A.Dt)
= 46,90593

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,005406 dibuat tetap diatas 0.001

pressure drop

1. untuk Re = 482865,6 dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 620,9311 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,00078
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,001143 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 0,384189 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 =0,001562 psi
Dp = 0,026135 bar	4. total Dpress. tabung =0,002706 psi =0,000184 bar

Perubahan passes, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	144,6793	F
W =	50688	w =	18000	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(Lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Bu/(ft.F)
		V =	0,030140	m/sec

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	31,32061	(a)
t2-t1 =	58,67938	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b =	27,72061	(c)
ln d =	2,16	a/b =	8,700170	(d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hr
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   w =58,67938 Lbs/hr

2. true temp. difference
   R =1,472407
   S =0,651993
   LMTD = c/(ln d)
   =12,83361 F
   Ft = 0,4 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =5,133446 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 115,3396 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 1	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 721
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 2
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,836159 ft2
= 0,134259 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 377558,2 lb/(hr.ft	= 21526,98 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
equivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 482865,6

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 450

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x((cxu/k)^0,333)/D
= 448,9647

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 116,3727 F

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 286,9260

13. koefisien total bersih
Uc = hiexho/(hio+ho)
= 62,84073

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 604,1492

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 5,4

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
hi/thetat =(jhxk
x((cxu/k)^0,333)/D
= 59,15197

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 51,42278

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 80,46329

14. tentukan koefisien ktr
a''= 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft = 0,834834 m
A = a''xLxNt ft2
= 393,4597
Ud = Q/(A.Dt)
= 45,63820

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,005998 dibuat tetap diatas 0.001

pressure drop

1. untuk Re = 482865,6 dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 604,1492 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,00078
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,001082 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 0,384189 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 =0,001562 psi
Dp = 0,026135 bar	4. total Dpress. tabung =0,002645 psi =0,000179 bar

Perubahan passes, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	128,0808	F
W =	50688	w =	25100	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(Lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Bu/(ft.F)
		V =	0,042028	m/sec

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	47,91916	(a)
t2-t1 =	42,08083	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b =	44,31916	(c)
ln d =	2,59	a/b =	13,31087	(d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hr
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   w =42,08083 Lbs/hr

2. true temp. difference
   R =2,053191
   S =0,467564
   LMTD = c/(ln d)
   =17,11164 F
   Ft = 0,4 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =6,844658 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 107,0404 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 1	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 721
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 2
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,856199 ft2
= 0,134259 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 377538,2 lb/(hr.ft	= 30018,18 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
eqivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 482865,6

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 450

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 448,9647

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 108,1410 F

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 286,9260

13. koefisien total bersih
Uc = hioxho/(hio+ho)
= 68,16426

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 842,4525

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 6

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
h1/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 65,72441

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 57,13642

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 89,40366

14. tentukan koefisien ktr
a''= 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft = 0,834834 m
A = a''xLxNt ft2
= 393,4597
Ud = Q/(A.Dt)
= 63,63994

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,001042 dibuat tetap diatas 0.001

pressure drop

1. untuk Re = 482865,6
dari fig.29 didapat harga
koef. gesek f = 0,0009

2. jumlah crosses N+1
jml bfls =
N + 1 = 12xL/B
= 6,672

3. DPress.shell
Dp = fxG^2xDx(N+1)/
(5,22x10^10xDxsx
xthetas)
= 0,384189 psi

Dp = 0,026135 bar

1. untuk Re = 842,4525
dari fig.26 didapat harga
koef. gesek f = 0,0007

2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/
(5,22x10^10xIDxsxthetat)
Dp = 0,001889 psi

3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/
(sx2xg'x144)
V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002
=0,001562 psi

4. total Dpress. tabung
=0,003452 psi
=0,000234 bar

Tugas Akhir, Hadyo Purnomo 1993

Perubahan passing, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.

Cooler Type : 2 shell/4 tube passes

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	148,1311	F
W =	50688	w =	17000	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Btu/(ft.F)
		v =	0,057870	m/sec (kec. maximum)

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	27,86888	(a)
t2-t1 =	62,13111	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b =	24,26888	(c)
ln d =	2,046	a/b =	7,741356	(d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hour
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   Dt =62,13111 F

2. true temp. difference
   R =1,390607
   S =0,690345
   LMTD = c/(ln d)
   =11,86162 F
   Ft = 0,4 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =4,744649 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 117,0655 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 2	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 692
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 4
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,401263 ft2
= 0,067129 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 755076,4 lb/(hr.ft	= 42366,13 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
eqivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14*ODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 965731,2

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp := 0,8
u := 2,42 x cp
:= 1,936
Re := DxGo/u
:= 1188,994

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 650

7. dapatkan jh dari fig.24
jh := 6,6

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

8. pada Tc dapatkan c dan k
c := 1
k := 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
:= 1,792954

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 648,5045

9. thetat = 1
hi/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 72,29686

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 118,0997

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 62,85007

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

11. dapatkan uw
uw := 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 414,4487

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 98,34402

13. koefisien total bersih
Uc = hioxho/(hio+ho)
= 79,48348

14. tentukan koefisien ktr
a''= 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft
A = a''xLxNt ft2
= 377,6340
Ud = Q/(A.Dt)
= 44,90908

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,009685

pressure drop

1. untuk Re = 965731,2 dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 1188,994 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,00048
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,005161 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 1,536758 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 =0,003125 psi
Dp = 0,104541 bar	4. total Dpress. tabung =0,008286 psi =0,000563 bar

Perubahan passing, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.
Cooler Type : 2 shell/4 tube passes

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	143,0934	F
W =	50688	w =	18500	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Btu/(ft.F)
		v =	0,062976	m/sec (kec. maximum)

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	32,90654 (a)
t2-t1 =	57,09345	T2-t1 =	3,6 (b)
T1-t1 =	90	a-b =	29,30654 (c)
ln d =	2,21	a/b =	9,140705 (d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hour
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   Dt =57,09345 F

2. true temp. difference
   R =1,513308
   S =0,634371
   LMTD = c/(ln d)
   =13,26087 F
   Ft = 0,4 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =5,304351 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 114,5467 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 2	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 692
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 4
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,401263 ft2
= 0,067129 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 755076,4 lb/(hr.ft	= 46104,32 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
eqivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 965731,2

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 650

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 648,5045

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 115,6008

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 414,4487

13. koefisien total bersih
Uc = hioxho/(hio+ho)
= 81,41890

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 1293,905

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 6,8

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
hi/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 74,48767

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 64,75461

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 101,3241

14. tentukan koefisien ktr
a''= 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft
A = a''xLxNt ft2
= 377,6340
Ud = Q/(A.Dt)
= 48,97164

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,008179

pressure drop

1. untuk Re = 965731,2
dari fig.29 didapat harga
koef. gesek f = 0,0009

2. jumlah crosses N+1
jml bfls =
N + 1 = 12xL/B
= 6,672

3. DPress.shell
Dp = fxG^2xDx(N+1)/
(5,22x10^10xDxsx
xthetas)
= 1,536758 psi

Dp = 0,104541 bar

1. untuk Re = 1293,905
dari fig.26 didapat harga
koef. gesek f = 0,00047

2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/
(5,22x10^10xIDxsxthetat)
Dp = 0,005985 psi

3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/
(sx2xg'x144)
V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002
=0,003125 psi

4. total Dpress. tabung
=0,009110 psi
=0,000619 bar

Perubahan passing, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.
Cooler Type : 2 shell/4 tube passes

shell Hot fluid		tabung Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	138,8114	F
W =	50688	w =	20000	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Btu/(ft.F)
		v =	0,068083	m/sec (kec. maximum)

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	37,18855	(a)
t2-t1 =	52,81144	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b =	33,58855	(c)
ln d =	2,33	a/b =	10,33015	(d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hour
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   Dt =52,81144 F

2. true temp. difference
   R =1,636008
   S =0,586793
   LMTD = c/(ln d)
   =14,41568 F
   Ft = 0,4 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =5,766274 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 112,4057 F

Hot fluid, shell side
Jumlah passes = 2

4. Flow area, ao
   ID = 29 inch
   C' = 0,125 inch
   B = 5 inch
   Pt = 0,9375 inch
   ao = ID x C' x B/(144 x Pt x P)
   = 0,067129 ft2

5. Kecepatan alir massa
   Go = W / ao
   = 755076,4 lb/(hr.ft

Cold fluid, tube side

4. Flow area, a1
   jml tabung (e) = 692
   flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
   jml passes (g) = 4
   a1 = e x f / (144xg)
   = 0,401263 ft2

5. Kecepatan alir massa
   G1 = w / a1
   = 49842,51 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
equivalen diameter dari shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 965731,2

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 650

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk x(cxu/k)^0,333)/D
= 648,5045

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/(hio/thetat)+(ho/thetas)) x(Tc-tc)
= 113,4770

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 414,4487

13. koefisien total bersih
Uc = hioxho/(hio+ho)
= 83,33209

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 1398,817

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 7

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
hi/thetat =(jhxk x(cxu/k)^0,333)/D
= 76,67848

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 66,65916

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 104,3042

14. tentukan koefisien ktr
a'' = 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft
A = a''xLxNt ft2
= 377,6340
Ud = Q/(A.Dt)
= 52,83421

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,006926

pressure drop

1. untuk Re = 965731,2 dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 1398,817 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,00046
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,006846 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 1,536758 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 =0,003125 psi
Dp = 0,104541 bar	4. total Dpress. tabung =0,009971 psi =0,000678 bar

Perubahan passing, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.
Cooler Type : 2 shell/4 tube passes

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	112,7399	F
W =	50688	w =	39500	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Btu/(ft.F)
		v =	0,134464	m/sec (kec. maximum)

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	63,26002	(a)
t2-t1 =	26,73997	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b =	59,66002	(c)
ln d =	2,866	a/b =	17,57222	(d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hour
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   Dt =26,73997 F

2. true temp. difference
   R =3,231117
   S =0,297110
   LMTD = c/(ln d)
   =20,81647 F
   Ft = 0,4 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =8,326591 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 99,36998 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 2	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 692
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 4
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,401263 ft2
= 0,067129 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 755076,4 lb/(hr.ft	= 98438,96 lb/(hr.ft2)

14. tentukan koefisien ktr
a'' = 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft
A = a''xLxNt ft2
= 377,6340
Ud = Q/(A.Dt)
= 104,3475

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,001069

pressure drop

1. untuk Re = 965731,2 dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 2762,663 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,00038
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,022061 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 1,536758 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 =0,003125 psi
Dp = 0,104541 bar	4. total Dpress. tabung =0,025186 psi =0,001713 bar

6. bilangan reynold
equivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 1931462,

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 450

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 449,9647

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 118,0014

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 286,9260

13. koefisien total bersih
Uc = hiexho/(hio+ho)
= 98,07428

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 2571,200

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 10

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
h1/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 109,5408

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 95,22737

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 149,0061

14. tentukan koefisien ktr
s''= 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft
A = s''xLxNt ft2
= 349,2569
Ud = Q/(A.Dt)
= 48,55794

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,010397

pressure drop

1. untuk Re = 1931462, dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 2571,200 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,0004
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,040230 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 6,147034 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 = 0,00625 psi
Dp = 0,413165 bar	4. total Dpress. tabung =0,046480 psi =0,003161 bar

Perubahan passing, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.
Cooler Type : 4 shell/8 tube passes

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	143,0934	F
W =	50688	w =	18500	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(lbs.F)
S =	0,06678	s =	1,024	
K =	0,01647	k =	0,354	Btu/(ft.F)
		v =	0,136187	m/sec (kec. maximum)

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	32,90654	(a)
t2-t1 =	57,09345	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b	=29,30654	(c)
ln d =	2,21	a/b	=9,140705	(d)

1. heat ballance Q
   hot fluid, Q = W . DT . C
   = 1053694, Btu/hour
   cold fluid, Q = q = w . Dt . c
   Dt =57,09345 F

2. true temp. difference
   R =1,513308
   S =0,634371
   LMTD = c/(ln d)
   =13,26087 F
   Ft = 0,85 lihat fig.18
   Dt = LMTD x Ft
   =11,27174 F

3. caloric temperatur Tc dan tc
   Fc = 0,5 lihat fig.17
   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)
   = 132,8 F
   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)
   = 114,5467 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 4	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 640
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 8
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,185555 ft2
= 0,033564 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 1510152, lb/(hr.ft	= 99700,59 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
eqivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 1931462,

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 450

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 448,3647

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 115,4867

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 286,9260

13. koefisien total bersih
Uc = hioxho/(hio+ho)
= 104,3160

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 2798,071

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 11

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
hi/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 120,4947

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 104,7501

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 163,9067

14. tentukan koefisien ktr
a'' = 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft
A = a''xLxNt ft2
= 349,2569
Ud = Q/(A.Dt)
= 52,84246

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,009337

pressure drop

1. untuk Re = 1931462, dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 2798,071 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,00036
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,042878 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 6,147034 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 = 0,00625 psi
Dp = 0,418165 bar	4. total Dpress. tabung =0,049128 psi =0,003342 bar

Perubahan passing, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.

Cooler Type : 4 shell/8 tube passes

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	138,8114	F
W =	50688	w =	20000	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(lbs.F)
s =	0,06678	s =	1,024	
k =	0,01647	k =	0,354	Btu/(ft.F)
		v =	0,147229	m/sec (kec. maximum)

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	37,18855 (a)
t2-t1 =	52,81144	T2-t1 =	3,6 (b)
T1-t1 =	90	a-b =	33,58855 (c)
ln d =	2,33	a/b =	10,33015 (d)

1. heat ballance Q

   hot fluid, Q = W . DT . C

   = 1053694, Btu/hour

   cold fluid, Q = q = w . Dt . c

   Dt =52,81144 F

2. true temp. difference

   R =1,636008

   S =0,586793

   LMTD = c/(ln d)

   =14,41568 F

   Ft = 0,4 lihat fig.18

   Dt = LMTD x Ft

   =5,766274 F

3. caloric temperatur Tc dan tc

   Fc = 0,5 lihat fig.17

   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)

   = 132,8 F

   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)

   = 112,4057 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 4	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 640
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 8
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,185555 ft2
= 0,033564 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 1510152, lb/(hr.ft	= 107784,4 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
equivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 1931462,

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 450

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 448,9647

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 113,3474

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 286,9260

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 3024,941

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 12

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
hi/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 131,4488

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 114,2728

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 178,8073

13. koefisien total bersih
Uc = hiexho/(hio+ho)
= 110,1584

14. tentukan koefisien ktr
a''= 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft
A = a''xLxNt ft2
= 349,2569
Ud = Q/(A.Dt)
= 57,12699

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,008427

pressure drop

1. untuk Re = 1931462, dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 3024,941 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,00036
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,050113 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 6,147034 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 = 0,00625 psi
Dp = 0,418165 bar	4. total Dpress. tabung =0,056363 psi =0,003834 bar

Tugas Akhir, Hadyo Purnomo 1993

Perubahan passing, temperatur keluar fluida pendingin dan kecepatan fluida pendingin.

Cooler Type : 4 shell/8 tube passes

shell		tabung		
Hot fluid		Cold fluid		
T1 =	176	t1 =	86	F
T2 =	89,6	t2 =	105,5597	F
W =	50688	w =	54000	Lbs/hr
C =	0,2406	c =	0,9976	Btu/(lbs.F)
S =	0,06678	s =	1,024	
K =	0,01647	k =	0,354	Btu/(ft.F)
		v =	0,397520	m/sec (kec. maximum)

T1-T2 =	86,4	T1-t2 =	70,44020	(a)
t2-t1 =	19,55979	T2-t1 =	3,6	(b)
T1-t1 =	90	a-b =	66,84020	(c)
ln d =	2,97	a/b =	19,56672	(d)

1. heat ballance Q

   hot fluid, Q = W . DT . C

   = 1053694, Btu/hour

   cold fluid, Q = q = w . Dt . c

   Dt =19,55979 F

2. true temp. difference

   R =4,417225

   S =0,217331

   LMTD = c/(ln d)

   =22,50511 F

   Ft = 0,85 lihat fig.18

   Dt = LMTD x Ft

   =19,12935 F

3. caloric temperatur Tc dan tc

   Fc = 0,5 lihat fig.17

   Tc = T2 + Fc.(T1 - T2)

   = 132,8 F

   tc = t1 + Fc.(t2 - t1)

   = 95,77989 F

Hot fluid, shell side	Cold fluid, tube side
Jumlah passes = 4	
4. Flow area, ao	4. Flow area, a1
ID = 29 inch	jml tabung (e) = 640
C' = 0,125 inch	flow area/tabung (f) = 0,334 inch2
B = 5 inch	jml passes (g) = 8
Pt = 0,9375 inch	a1 = e x f / (144xg)
ao = IDxC'xB/(144xPtxP)	= 0,185555 ft2
= 0,033564 ft2	
5. Kecepatan alir massa	5. Kecepatan alir massa
Go = W / ao	G1 = w / a1
= 1510152, lb/(hr.ft	= 291017,9 lb/(hr.ft2)

6. bilangan reynold
equivalen diameter dari
shell Do
ODt = 0,75 inch
IDt = 0,652 inch
De = 4x(Pt2-3,14xODt2/4
)/(3,14xODt)
= 0,061902 ft

dapatkan u pada Tc
cp = 0,02
u = 2,42 x cp
= 0,0484
Re = DexGo/u
= 1931462,

7. dapatkan jh dari fig.28
jh = 450

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 0,45
k = 0,104
hitung (c.u/k)^0,33
= 0,596950

9. dapatkan ho/thetas
ho/thetas =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 448,9647

10. suhu tube-wall,tw
tw = tc+((ho/thetas)/
(hio/thetat)+(ho/thetas))
x(Tc-tc)
= 96,58546

11. dapatkan uw
uw = 1,185
thetas = (u/uw)^0,14
= 0,639083

12. koreksi koefisien, hc
ho = (ho/thetas)xthetas
= 286,9250

13. koefisien total bersih
Uc = hiexho/(hio+ho)
= 183,1809

6. bilangan reynold
dapatkan D dari tabel 10, ft
D = 0,054333 ft

dapatkan u pada tc
cp = 0,8
u = 2,42 x cp
= 1,936
Re = DxGo/u
= 8167,343

7. dapatkan jh dari fig.24
jh = 34

8. pada Tc dapatkan c dan k
c = 1
k = 0,33
hitung (c.u/k)^0,33
= 1,792954

9. thetat = 1
hi/thetat =(jhxk
x(cxu/k)^0,333)/D
= 372,4383

10. thetat = 1
hio/thetat=(hi/thetat)x(ID/OD)
= 323,7730

11. dapatkan uw
uw = 1,1185
thetat = (u/uw)^0,14
=0,639083

12. koreksi koefisien, hio
hio = (hio/thetat)xthetat
= 506,6207

14. tentukan koefisien ktr
a''= 0,1963
(adalah luas permukaan luar
,dari tbl 10 append.)
L = 2,78 ft
A = a''xLxNt ft2
= 343,2569
Ud = Q/(A.Dt)
= 154,2428

15. Faktor dirt Rd
Rd = (Uc-Ud)/(UdxUc)
= 0,001024

pressure drop

1. untuk Re = 1931462, dari fig.29 didapat harga koef. gesek f = 0,0009	1. untuk Re = 8167,343 dari fig.26 didapat harga koef. gesek f = 0,00028
2. jumlah crosses N+1 jml bfls = N + 1 = 12xL/B = 6,672	2. Dpress.tab.= fxGt^2xLxn/ (5,22x10^10xIDxsxthetat) Dp = 0,284143 psi
3. DPress.shell Dp = fxG^2xDx(N+1)/ (5,22x10^10xDxs xthetas) = 6,147034 psi	3. Dpress.r = 4xnxV^2x62,5/ (sx2xg'x144) V^2x62,5/(2xg'x144) = 0,0002 = 0,00625 psi
Dp = 0,418165 bar	4. total Dpress. tabung =0,290393 psi =0,019754 bar

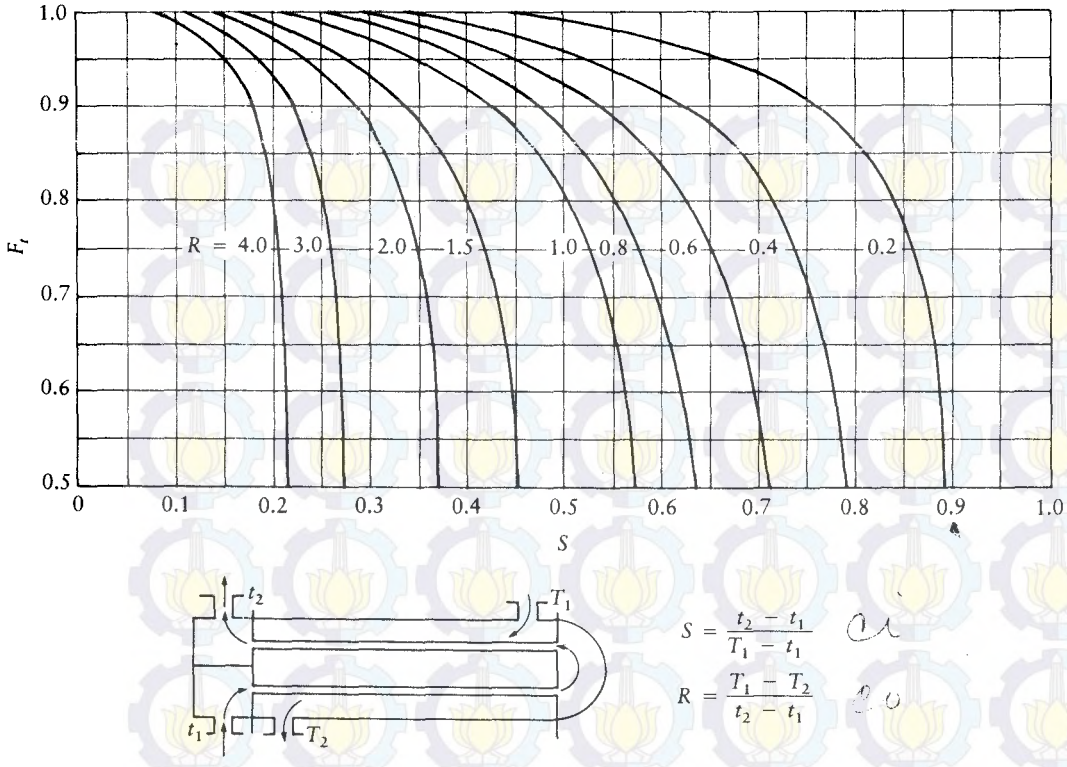


Figure 11.12 Correction factor F_t for a shell-and-tube heat exchanger—1 shell pass and 2 or more tube passes. (Reprinted from "Mean Temperature Difference" by R. A. Bowman, A. C. Mueller, and W. M. Nagle, *Trans. ASME*, v. 62, 1940, pp. 283–294.)

As with double-pipe exchangers, shell-and-tube-exchanger surfaces are subject to fouling. The fouling factors of Table 11.1 apply, and the overall heat-transfer coefficient becomes

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_o} + R_{di} + R_{do} = \frac{1}{U_o} + R_d \tag{11.24}$$

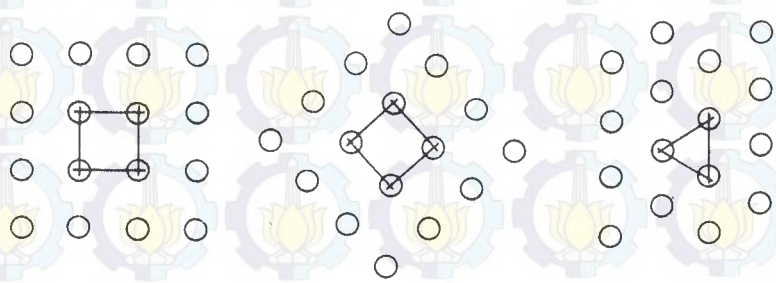
In a number of cases involving shell-and-tube equipment the inlet temperatures of the fluid streams are known, and the outlet temperatures are to be determined. By appropriately combining the defining equation for the correction factor F_t (Equation 11.33) with the definition of the log-mean temperature difference and the overall heat-transfer coefficient,

Table 11.3 *Tube counts for shell-and-tube equipment. (Reprinted from* Process Heat Transfer *by D. Q. Kern, McGraw-Hill Book Co., 1950, pp. 841–842, with permission from the publisher.)*

Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
$\frac{3}{4}$-in.-OD tubes on 1-in. square pitch					
8	32	26	20	20	
10	52	52	40	36	
12	81	76	68	68	60
$13\frac{1}{4}$	97	90	82	76	70
$15\frac{1}{4}$	137	124	116	108	108
$17\frac{1}{4}$	177	166	158	150	142
$19\frac{1}{4}$	224	220	204	192	188
$21\frac{1}{4}$	277	270	246	240	234
$23\frac{1}{4}$	341	324	308	302	292
25	413	394	370	356	346
27	481	460	432	420	408
29	553	526	480	468	456
31	657	640	600	580	560
33	749	718	688	676	648
35	845	824	780	766	748
37	934	914	886	866	838
39	1049	1024	982	968	948
1-in.-OD tubes on $1\frac{1}{4}$-in. square pitch					
8	21	16	14		
10	32	32	26	24	
12	48	45	40	38	36
$13\frac{1}{4}$	61	56	52	48	44
$15\frac{1}{4}$	81	76	68	68	64
$17\frac{1}{4}$	112	112	96	90	82
$19\frac{1}{4}$	138	132	128	122	116
$21\frac{1}{4}$	177	166	158	152	148
$23\frac{1}{4}$	213	208	192	184	184
25	260	252	238	226	222
27	300	288	278	268	260
29	341	326	300	294	286
31	406	398	380	368	358
33	465	460	432	420	414
35	522	518	488	484	472
37	596	574	562	544	532
39	665	644	624	612	600
$\frac{3}{4}$-in.-OD tubes on $\frac{15}{16}$-in. triangular pitch					
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
$13\frac{1}{4}$	127	114	96	90	86
$15\frac{1}{4}$	170	160	140	136	128
$17\frac{1}{4}$	239	224	194	188	178

Table 11.2 *Physical dimensions of condenser tubes in terms of BWG. (Reprinted from* Process Heat Transfer *by D. Q. Kern, McGraw-Hill Book Co., 1950, p. 843, with permission from the publisher.)*

Tube OD in in.	(cm)	BWG	ID in in.	(cm)
$\frac{1}{2}$	(1.27)	12	0.282	(0.716)
		14	0.334	(0.848)
		16	0.374	(0.940)
		18	0.402	(1.02)
		20	0.435	(1.09)
$\frac{3}{4}$	(1.91)	10	0.482	(1.22)
		11	0.510	(1.29)
		12	0.532	(1.35)
		13	0.560	(1.42)
		14	0.584	(1.48)
		15	0.606	(1.54)
		16	0.620	(1.57)
		17	0.634	(1.61)
		18	0.652	(1.66)
1	(2.54)	8	0.670	(1.70)
		9	0.704	(1.79)
		10	0.732	(1.86)
		11	0.760	(1.93)
		12	0.782	(1.99)
		13	0.810	(2.06)
		14	0.834	(2.12)
		15	0.856	(2.17)
		16	0.870	(2.21)
		17	0.884	(2.25)
		18	0.902	(2.29)



(a) Square (b) Square rotated (c) Triangular

Figure 11.6 Possible condenser-tube orientations.

Pipe and Tubing Tables

Table F.1 *Dimensions of wrought-steel and wrought-iron pipe**

	Outside diameter			Internal diameter		Flow area	
Pipe size	in.	cm	Schedule	ft	cm	ft^2	cm^2
$\frac{1}{8}$	0.405	1.029	40 (STD)	0.02242	0.683	0.0003947	0.3664
			80 (XS)	0.01792	0.547	0.0002522	0.2350
$\frac{1}{4}$	0.540	1.372	40 (STD)	0.03033	0.924	0.0007227	0.6706
			80 (XS)	0.02517	0.768	0.0004974	0.4632
$\frac{3}{8}$	0.675	1.714	40 (STD)	0.04108	1.252	0.001326	1.233
			80 (XS)	0.03525	1.074	0.0009759	0.9059
$\frac{1}{2}$	0.840	2.134	40 (STD)	0.05183	1.580	0.002110	1.961
			80 (XS)	0.04550	1.386	0.001626	1.508
			160	0.03867	1.178	0.001174	1.090
			(XXS)	0.02100	0.640	0.0003464	3.217
$\frac{3}{4}$	1.050	2.667	40 (STD)	0.06867	2.093	0.003703	3.441
			80 (XS)	0.06183	1.883	0.003003	2.785
			160	0.05100	1.555	0.002043	1.898
			(XXS)	0.03617	1.103	0.001027	9.555
1	1.315	3.340	40 (STD)	0.08742	2.664	0.006002	5.574
			80 (XS)	0.07975	2.430	0.004995	5.083
			160	0.06792	2.070	0.003623	3.365
			(XXS)	0.04992	1.522	0.001957	1.815
$1\frac{1}{4}$	1.660	4.216	40 (STD)	0.1150	3.504	0.01039	9.643
			80 (XS)	0.1065	3.246	0.008908	8.275
			160	0.09667	2.946	0.007339	6.816
			(XXS)	0.7467	2.276	0.004379	4.069
$1\frac{1}{2}$	1.900	4.826	40 (STD)	0.1342	4.090	0.01414	13.13
			80 (XS)	0.1250	3.810	0.01227	11.40
			160	0.1115	3.398	0.009764	9.068
			(XXS)	0.09167	2.794	0.006600	6.131
2	2.375	6.034	40 (STD)	0.1723	5.252	0.02330	21.66
			80 (XS)	0.1616	4.926	0.02051	19.06
			160	0.1406	4.286	0.01552	14.43
			(XXS)	0.1253	3.820	0.01232	11.46
$2\frac{1}{2}$	2.875	7.303	40 (STD)	0.2058	6.271	0.03325	30.89
			80 (XS)	0.1936	5.901	0.02943	27.35
			160	0.1771	5.397	0.02463	22.88
			(XXS)	0.1476	4.499	0.01711	15.90
3	3.500	8.890	40 (STD)	0.2557	7.792	0.05134	47.69
			80 (XS)	0.2417	7.366	0.04587	42.61
			160	0.2187	6.664	0.03755	34.88
			(XXS)	0.1917	5.842	0.02885	26.80

* Dimensions in English units obtained from ANSI B36.10-1979, *American National Standard Wrought Steel and Wrought Iron Pipe*, and reprinted with permission from the publisher: American Society of Mechanical Engineers. *Notes*: STD implies Standard; XS is extra strong; XXS is double extra strong.

Gas Property Tables

Table D.1 *Properties of gases at atmospheric pressure (101.3 kPa = 14.7 psia):* **Air** [*Gas constant = 286.8 J/(kg·K) = 53.3 ft·*
$\gamma = c_p/c_v = 1.4$].*

Temp, T		Density, ρ		Specific heat, c_p		Kinematic viscosity, ν		Thermal conductivity, k		Thermal diffusivity, α	
				J/kg·K	BTU/lbm·°R			W/m·K	BTU/hr·ft·°R		
K	°R	kg/m³	lbm/ft³			m²/s	ft²/s			m²/s	ft²/hr
100	180	3.601	0.225	1 026.6	0.245	1.923×10^{-6}	2.070×10^{-5}	0.009 246	0.005342	$0.025\,01 \times 10^{-4}$	0.0969
150	270	2.368	0.148	1 009.9	0.241	4.343	4.674	0.013 735	0.007936	0.057 45	0.223
200	360	1.768	0.110	1 006.1	0.240	7.490	8.062	0.018 09	0.01045	0.101 65	0.394
250	450	1.413	0.0882	1 005.3	0.240	9.49	10.2	0.022 27	0.01287	0.131 61	0.510
300	540	1.177	0.0735	1 005.7	0.240	15.68	16.88	0.026 24	0.01516	0.221 60	0.859
350	630	0.998	0.0623	1 009.0	0.241	20.76	22.35	0.030 03	0.01735	0.298 3	1.156
400	720	0.883	0.0551	1 014.0	0.242	25.90	27.88	0.033 65	0.01944	0.376 0	1.457
450	810	0.783	0.0489	1 020.7	0.244	28.86	31.06	0.037 07	0.02142	0.422 2	1.636
500	900	0.705	0.0440	1 029.5	0.245	37.90	40.80	0.040 38	0.02333	0.556 4	2.156
550	990	0.642	0.0401	1 039.2	0.248	44.34	47.73	0.043 60	0.02519	0.653 2	2.531
600	1080	0.589	0.0367	1 055.1	0.252	51.34	55.26	0.046 59	0.02692	0.751 2	2.911
650	1170	0.543	0.0339	1 063.5	0.254	58.51	62.98	0.049 53	0.02862	0.857 8	3.324
700	1260	0.503	0.0314	1 075.2	0.257	66.25	71.31	0.052 30	0.03022	0.967 2	3.748
750	1350	0.471	0.0294	1 085.6	0.259	73.91	79.56	0.055 09	0.03183	1.077 4	4.175
800	1440	0.441	0.0275	1 097.8	0.262	82.29	88.58	0.057 79	0.03339	1.195 1	4.631
850	1530	0.415	0.0259	1 109.5	0.265	90.75	97.68	0.060 28	0.03483	1.309 7	5.075
900	1620	0.393	0.0245	1 121.2	0.268	99.3	107	0.062 79	0.03628	1.427 1	5.530
950	1710	0.372	0.0232	1 132.1	0.270	108.2	116.5	0.065 25	0.03770	1.551 0	6.010
1 000	1800	0.352	0.0220	1 141.7	0.273	117.8	126.8	0.067 52	0.03901	1.677 9	6.502
1 100	1980	0.320	0.0120	1 160	0.277	138.6	149.2	0.073 2	0.0423	1.969	7.630
1 200	2160	0.295	0.0184	1 179	0.282	159.1	171.3	0.078 2	0.0452	2.251	8.723
1 300	2340	0.271	0.0169	1 197	0.286	182.1	196.0	0.083 7	0.0484	2.583	10.01
1 400	2520	0.252	0.0157	1 214	0.290	205.5	221.2	0.089 1	0.0515	2.920	11.32
1 500	2700	0.236	0.0147	1 230	0.294	229.1	246.6	0.094 6	0.0547	3.262	12.64
1 600	2880	0.221	0.0138	1 248	0.298	254.5	273.9	0.100	0.0578	3.609	13.98
1 700	3060	0.208	0.0130	1 267	0.303	280.5	301.9	0.105	0.0607	3.977	15.41
1 800	3240	0.197	0.0123	1 287	0.307	308.1	331.6	0.111	0.0641	4.379	16.97
1 900	3420	0.186	0.0115	1 309	0.313	338.5	364.4	0.117	0.0676	4.811	18.64
2 000	3600	0.176	0.0110	1 338	0.320	369.0	397.2	0.124	0.0716	5.260	20.38
2 100	3780	0.168	0.0105	1 372	0.328	399.6	430.1	0.131	0.0757	5.715	22.15
2 200	3960	0.160	0.0100	1 419	0.339	432.6	465.6	0.139	0.0803	6.120	23.72
2 300	4140	0.154	0.00955	1 482	0.354	464.0	499.4	0.149	0.0861	6.540	25.34
2 400	4320	0.146	0.00905	1 574	0.376	504.0	542.5	0.161	0.0930	7.020	27.20
2 500	4500	0.139	0.00868	1 688	0.403	543.5	585.0	0.175	0.101	7.441	28.83

* *Source*: Data taken from a number of sources. See references at end of text.

Table C.10 *Properties of saturated liquids:* **Sulfur dioxide SO_2.***

Temp, T °C	Temp, T °F	Specific gravity	Specific heat, c_p J/kg·K	Specific heat, c_p BTU/lbm·°R	Kinematic viscosity, ν m²/s	Kinematic viscosity, ν ft²/s	Thermal conductivity, k W/m·K	Thermal conductivity, k BTU/hr·ft·°R	Thermal diffusivity, α m²/s	Thermal diffusivity, α ft²/hr	Prandtl number, Pr	β 1/K	β 1/
−50	−58	1.560	1 359.5	0.3247	0.484×10^{-6}	0.521×10^{-5}	0.242	0.140	1.141×10^{-7}	4.42×10^{-3}	4.24		
−40	−40	1.536	1 360.7	0.3250	0.424	0.456	0.235	0.136	1.130	4.38	3.74		
−30	−22	1.520	1 361.6	0.3252	0.371	0.399	0.230	0.133	1.117	4.33	3.31		
−20	−4	1.488	1 362.4	0.3254	0.324	0.349	0.225	0.130	1.107	4.29	2.93		
−10	14	1.463	1 362.8	0.3255	0.288	0.310	0.218	0.126	1.097	4.25	2.62		
0	32	1.438	1 363.6	0.3257	0.257	0.277	0.211	0.122	1.081	4.19	2.38		
10	50	1.412	1 364.5	0.3259	0.232	0.250	0.204	0.118	1.066	4.13	2.18		
20	68	1.386	1 365.3	0.3261	0.210	0.226	0.199	0.115	1.050	4.07	2.00	1.94×10^{-3}	1
30	86	1.359	1 366.2	0.3263	0.190	0.204	0.192	0.111	1.035	4.01	1.83		
40	104	1.329	1 367.4	0.3266	0.173	0.186	0.185	0.107	1.019	3.95	1.70		
50	122	1.299	1 368.3	0.3268	0.162	0.174	0.177	0.102	0.999	3.87	1.61		

Table C.11 *Properties of saturated liquids:* **Water H_2O.***

Temp, T °C	Temp, T °F	Specific gravity	Specific heat, c_p J/kg·K	Specific heat, c_p BTU/lbm·°R	Kinematic viscosity, ν m²/s	Kinematic viscosity, ν ft²/s	Thermal conductivity, k W/m·K	Thermal conductivity, k BTU/hr·ft·°R	Thermal diffusivity, α m²/s	Thermal diffusivity, α ft²/hr	Prandtl number, Pr	β 1/K	β 1/
0	32	1.002	4 217	1.0074	1.788×10^{-6}	1.925×10^{-5}	0.552	0.319	1.308×10^{-7}	5.07×10^{-3}	13.6		
20	68	1.000	4 181	0.9988	1.006	1.083	0.597	0.345	1.430	5.54	7.02	0.18×10^{-3}	0.
40	104	0.994	4 178	0.9980	0.658	0.708	0.628	0.363	1.512	5.86	4.34		
60	140	0.985	4 184	0.9994	0.478	0.514	0.651	0.376	1.554	6.02	3.02		
80	176	0.974	4 196	1.0023	0.364	0.392	0.668	0.386	1.636	6.34	2.22		
100	212	0.960	4 216	1.0070	0.294	0.316	0.680	0.393	1.680	6.51	1.74		
120	248	0.945	4 250	1.015	0.247	0.266	0.685	0.396	1.708	6.62	1.446		
140	284	0.928	4 283	1.023	0.214	0.230	0.684	0.395	1.724	6.68	1.241		
160	320	0.909	4 342	1.037	0.190	0.204	0.680	0.393	1.729	6.70	1.099		
180	356	0.889	4 417	1.055	0.173	0.186	0.675	0.390	1.724	6.68	1.004		
200	392	0.866	4 505	1.076	0.160	0.172	0.665	0.384	1.706	6.61	0.937		
220	428	0.842	4 610	1.101	0.150	0.161	0.652	0.377	1.680	6.51	0.891		
240	464	0.815	4 756	1.136	0.143	0.154	0.635	0.367	1.639	6.35	0.871		
260	500	0.785	4 949	1.182	0.137	0.148	0.611	0.353	1.577	6.11	0.874		
280	537	0.752	5 208	1.244	0.135	0.145	0.580	0.335	1.481	5.74	0.910		
300	572	0.714	5 728	1.368	0.135	0.145	0.540	0.312	1.324	5.13	1.019		

TABLE 5. THERMAL CONDUCTIVITIES OF GASES AND VAPORS.*—(*Continued*)

Substance	°F	k
Hydrogen and nitrogen	32	
0% H_2	.....	0.0133
20%	.....	0.0212
40%	.....	0.0313
60%	.....	0.0438
80%	.....	0.0635
Hydrogen and nitrous oxide	32	
0% H_2	.....	0.0002
20%	.....	0.0170
40%	.....	0.0270
60%	.....	0.0410
80%	.....	0.0650
Hydrogen sulphide	32	0.0076
Mercury	392	0.0197
Methane	−148	0.0100
	−58	0.0145
	32	0.0175
	122	0.0215
Methyl alcohol	32	0.0063
	212	0.0128
Acetate	32	0.0050
	68	0.0066
Methyl chloride	32	0.0053
	118	0.0072
	212	0.0094
	362	0.0130
	412	0.0148
Methylene chloride	32	0.0039
	118	0.0049
	212	0.0063
	412	0.0095
Nitric oxide	−94	0.0103
	32	0.0138
Nitrogen	−148	0.0095
	32	0.0140
	122	0.0160
	212	0.0180
Nitrous oxide	−98	0.0067
	32	0.0087
	212	0.0128
Oxygen	−148	0.0095
	−58	0.0119
	32	0.0142
	122	0.0164
	212	0.0186
Pentane (n-)	32	0.0074
	68	0.0083
(iso-)	32	0.0072
	212	0.0127
Propane	32	0.0067
	212	0.0151
Sulphur dioxide	32	0.0050
	212	0.0069
Water vapor	118	0.0120
	212	0.0137
	392	0.0187
	572	0.0248
	752	0.0315
	932	0.0441

* From Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

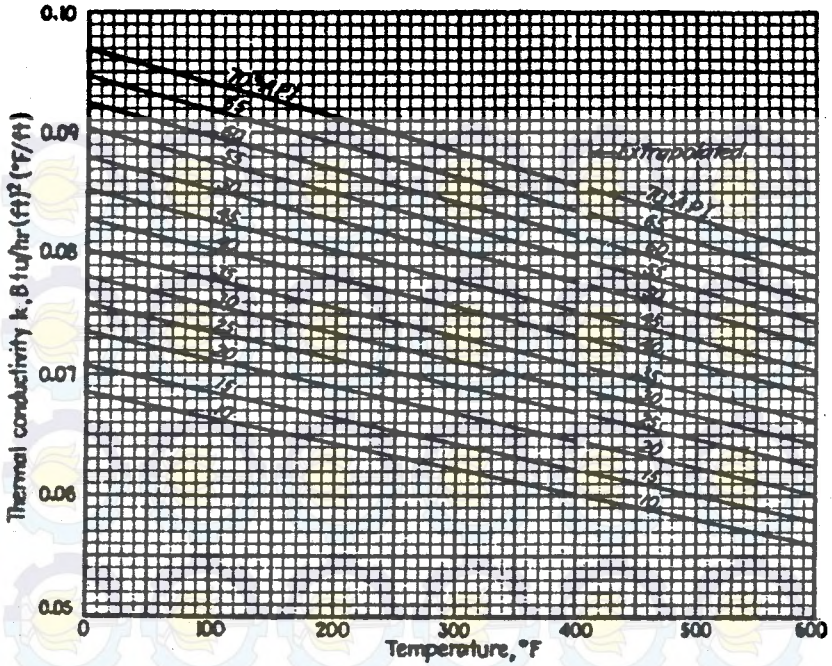
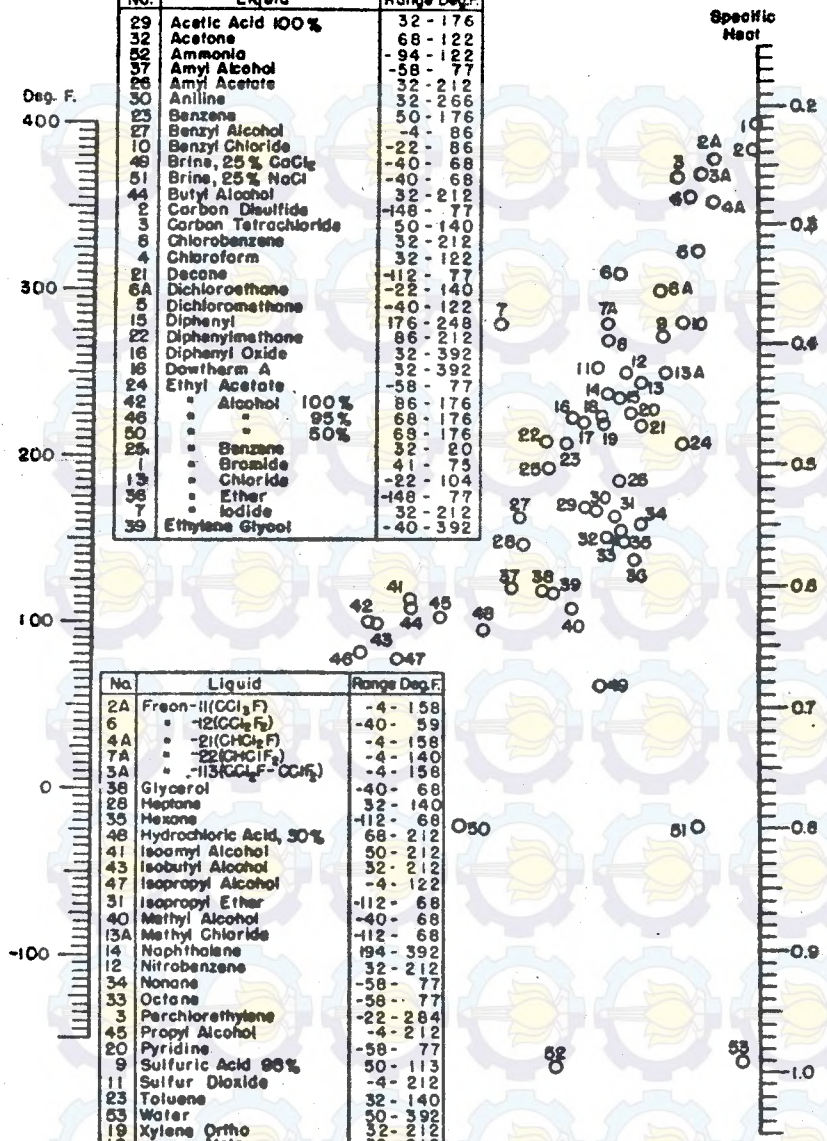


FIG. 1. Thermal conductivities of hydrocarbon liquids. (*Adopted from Natl. Bur. Standards Misc. Pub. 97.*)

Specific heat = Btu/(lb.)(Deg. F.)

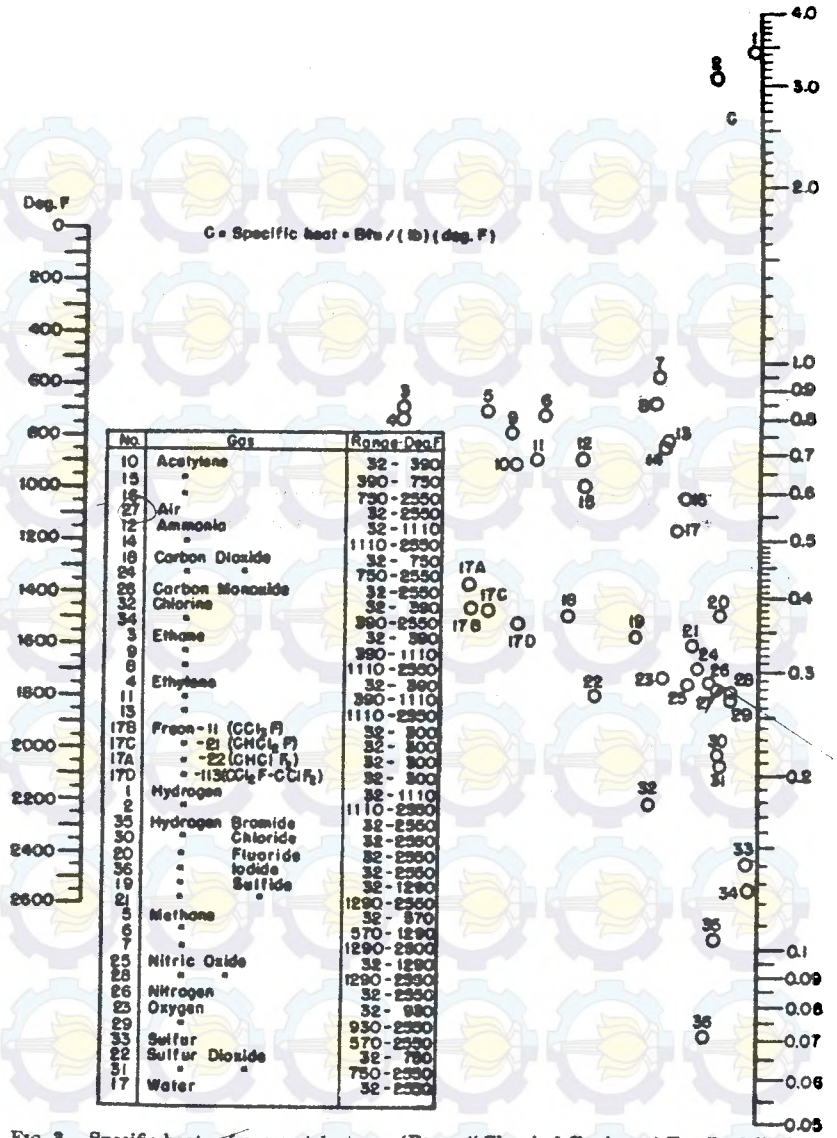


No.	Liquid	Range Deg.F.
29	Acetic Acid 100%	32 - 176
32	Acetone	68 - 122
52	Ammonia	-94 - 122
37	Amyl Alcohol	-58 - 77
26	Amyl Acetate	32 - 212
30	Aniline	32 - 266
23	Benzene	50 - 176
27	Benzyl Alcohol	-4 - 86
10	Benzyl Chloride	-22 - 86
49	Brine, 25% $CaCl_2$	-40 - 68
51	Brine, 25% NaCl	-40 - 68
44	Butyl Alcohol	32 - 212
2	Carbon Disulfide	-148 - 77
3	Carbon Tetrachloride	50 - 140
8	Chlorobenzene	32 - 212
4	Chloroform	32 - 122
21	Decane	-112 - 77
6A	Dichloroethane	-22 - 140
5	Dichloromethane	-40 - 122
15	Diphenyl	176 - 248
22	Diphenylmethane	86 - 212
16	Diphenyl Oxide	32 - 392
18	Dowtherm A	32 - 392
24	Ethyl Acetate	-58 - 77
42	" Alcohol 100%	86 - 176
46	" " 95%	68 - 176
50	" " 50%	68 - 176
25	" Benzene	32 - 20
1	" Bromide	41 - 75
13	" Chloride	-22 - 104
36	" Ether	-148 - 77
7	" Iodide	32 - 212
39	Ethylene Glycol	-40 - 392

No.	Liquid	Range Deg.F.
2A	Freon-11(CCl_3F)	-4 - 158
6	" -12(CCl_2F_2)	-40 - 59
4A	" -21($CHCl_2F$)	-4 - 158
7A	" -22($CHClF_2$)	-4 - 140
3A	" -113(CCl_2F-$CClF_2$)	-4 - 158
38	Glycerol	-40 - 68
28	Heptane	32 - 140
35	Hexane	-112 - 68
48	Hydrochloric Acid, 30%	68 - 212
41	Isoamyl Alcohol	50 - 212
43	Isobutyl Alcohol	32 - 212
47	Isopropyl Alcohol	-4 - 122
31	Isopropyl Ether	-112 - 68
40	Methyl Alcohol	-40 - 68
13A	Methyl Chloride	-112 - 68
14	Naphthalene	194 - 392
12	Nitrobenzene	32 - 212
34	Nonane	-58 - 77
33	Octane	-58 - 77
3	Perchlorethylene	-22 - 284
45	Propyl Alcohol	-4 - 212
20	Pyridine	-58 - 77
9	Sulfuric Acid 98%	50 - 113
11	Sulfur Dioxide	-4 - 212
23	Toluene	32 - 140
53	Water	50 - 392
19	Xylene Ortho	32 - 212
18	" Meta	32 - 212
17	" Para	32 - 212

FIG. 2. Specific heats of liquids. (*Chilton, Colburn, and Vernon, based mainly on data from International Critical Tables. Perry, "Chemical Engineers' Handbook," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York,* 1950.)

C = Specific heat = Btu/(lb)(deg. F)



No.	Gas	Range Deg.F.
10	Acetylene	32 - 390
15	"	390 - 750
16	"	750 - 2550
27	Air	32 - 2550
12	Ammonia	32 - 1110
14	"	1110 - 2550
18	Carbon Dioxide	32 - 750
24	" "	750 - 2550
28	Carbon Monoxide	32 - 2550
32	Chlorine	32 - 390
34	"	390 - 2550
3	Ethane	32 - 390
9	"	390 - 1110
8	"	1110 - 2550
4	Ethylene	32 - 390
11	"	390 - 1110
13	"	1110 - 2550
17B	Freon-11 (CCl_3F)	32 - 300
17C	" -21 ($CHCl_2F$)	32 - 300
17A	" -22 ($CHClF_2$)	32 - 300
17D	" -113(CCl_2F-$CClF_2$)	32 - 300
1	Hydrogen	32 - 1110
2	"	1110 - 2550
35	Hydrogen Bromide	32 - 2550
30	" Chloride	32 - 2550
20	" Fluoride	32 - 2550
36	" Iodide	32 - 2550
19	" Sulfide	32 - 1290
21	" "	1290 - 2550
5	Methane	32 - 570
6	"	570 - 1290
7	"	1290 - 2800
25	Nitric Oxide	32 - 1290
28	" "	1290 - 2550
26	Nitrogen	32 - 2550
23	Oxygen	32 - 930
29	"	930 - 2550
33	Sulfur	570 - 2550
22	Sulfur Dioxide	32 - 750
31	" "	750 - 2550
17	Water	32 - 2550

FIG. 3. Specific heats of gases at 1 atm. (*Perry, "Chemical Engineers' Handbook," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York,* 1950.)

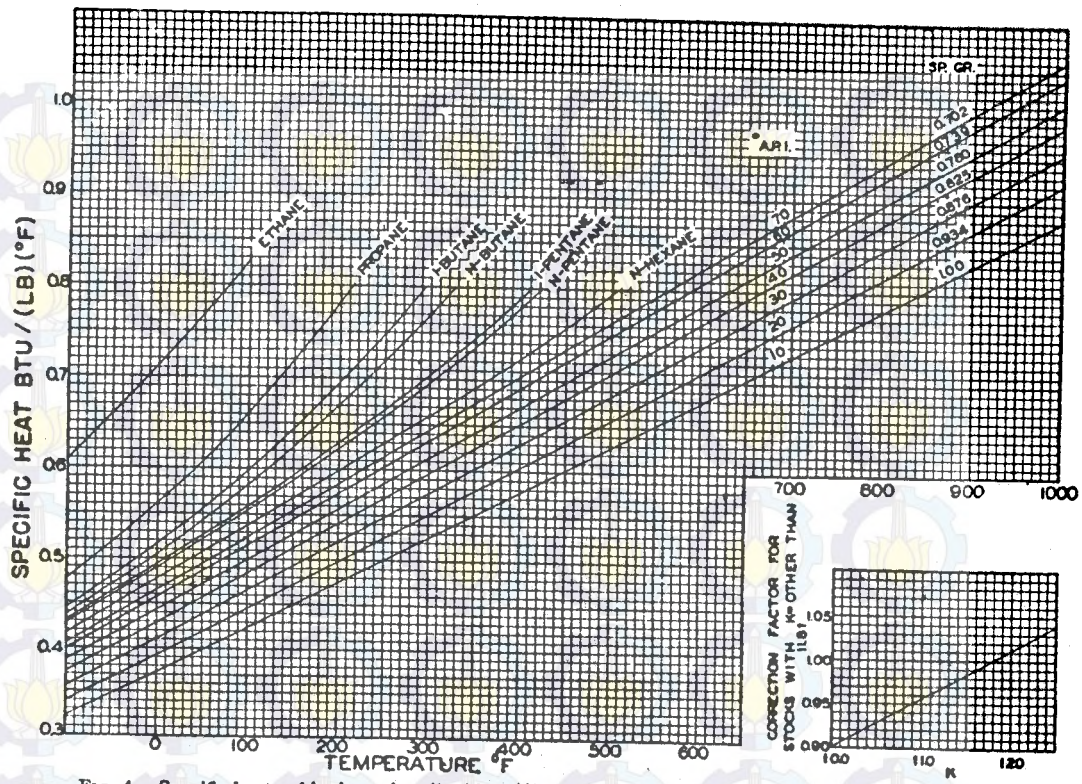


FIG. 4. Specific heats of hydrocarbon liquids. [*Holcomb and Brown, Ind. Eng. Chem.*, **34**, 595 (1942).]
† K = characterization factor.

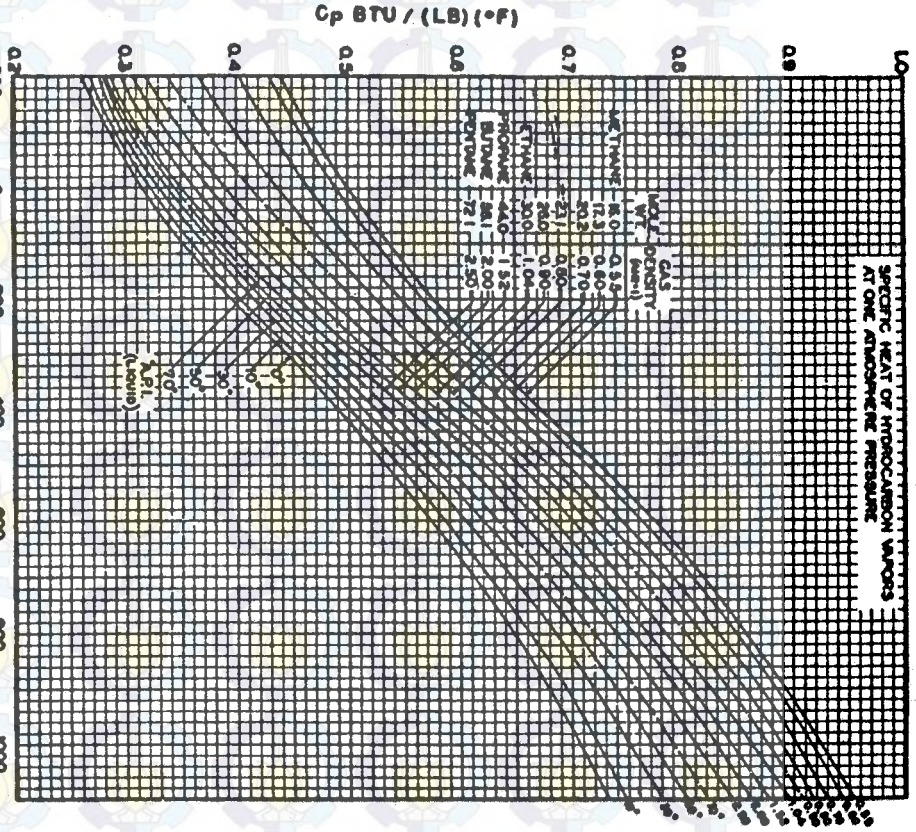


FIG. 5. Specific heats of hydrocarbon vapors at 1 atm. [*Holcomb and Brown, Ind. Eng. Chem.*, **34**, 595 (1942).]

Table 6. Specific Gravities and Molecular Weights of Liquids

Compound	Mol. wt.	s*	Compound	Mol. wt.	s*
Acetaldehyde	44.1	0.78	Ethyl iodide	155.9	1.93
Acetic acid, 100 %	60.1	1.05	Ethyl glycol	88.1	1.04
Acetic acid, 70 %	.....	1.07	Formic acid	46.0	1.22
Acetic anhydride	102.1	1.08	Glycerol, 100 %	92.1	1.26
Acetone	58.1	0.79	Glycerol, 50 %	.....	1.13
Allyl alcohol	58.1	0.86	n-Heptane	100.2	0.68
Ammonia, 100 %	17.0	0.61	n-Hexane	86.1	0.66
Ammonia, 26 %	.....	0.91	Isopropyl alcohol	60.1	0.79
Amyl acetate	130.2	0.88	Mercury	200.6	13.55
Amyl alcohol	88.2	0.81	Methanol, 100 %	32.5	0.79
Aniline	93.1	1.02	Methanol, 90 %	.....	0.82
Anisole	108.1	0.99	Methanol, 40 %	.....	0.94
Arsenic trichloride	181.3	2.16	Methyl acetate	74.9	0.93
Benzene	78.1	0.88	Methyl chloride	50.5	0.92
Brine, $CaCl_2$ 25 %	.....	1.23	Methyl ethyl ketone	72.1	0.81
Brine, NaCl 25 %	.....	1.19	Naphthalene	128.1	1.14
Bromotoluene, ortho	171.0	1.42	Nitric acid, 95 %	.....	1.50
Bromotoluene, meta	171.0	1.41	Nitric acid, 60 %	.....	1.38
Bromotoluene, para	171.0	1.39	Nitrobenzene	123.1	1.20
n-Butane	58.1	0.60	Nitrotoluene, ortho	137.1	1.16
i-Butane	58.1	0.60	Nitrotoluene, meta	137.1	1.16
Butyl acetate	116.2	0.88	Nitrotoluene, para	137.1	1.29
n-Butyl alcohol	74.1	0.81	n-Octane	114.2	0.70
i-Butyl alcohol	74.1	0.82	Octyl alcohol	130.23	0.82
n-Butyric acid	88.1	0.96	Pentachloroethane	202.3	1.67
i-Butyric acid	88.1	0.96	n-Pentane	72.1	0.63
Carbon dioxide	44.0	1.29	Phenol	94.1	1.07
Carbon disulfide	76.1	1.26	Phosphorus tribromide	270.8	2.85
Carbon tetrachloride	153.8	1.60	Phosphorus trichloride	137.4	1.57
Chlorobenzene	112.6	1.11	Propane	44.1	0.59
Chloroform	119.4	1.49	Propionic acid	74.1	0.99
Chlorosulfonic acid	116.5	1.77	n-Propyl alcohol	60.1	0.80
Chlorotoluene, ortho	126.6	1.08	n-Propyl bromide	123.0	1.35
Chlorotoluene, meta	126.6	1.07	n-Propyl chloride	78.5	0.89
Chlorotoluene, para	126.6	1.07	n-Propyl iodide	170.0	1.75
Cresol, meta	108.1	1.03	Sodium	23.0	0.97
Cyclohexanol	100.2	0.96	Sodium hydroxide, 50 %	.....	1.53
Dibromo methane	187.9	2.09	Stannic chloride	260.5	2.23
Dichloro ethane	99.0	1.17	Sulfur dioxide	64.1	1.38
Dichloro methane	88.9	1.34	Sulfuric acid, 100 %	98.1	1.83
Diethyl oxalate	146.1	1.08	Sulfuric acid, 98 %	.....	1.84
Dimethyl oxalate	118.1	1.42	Sulfuric acid, 60 %	.....	1.50
Diphenyl	154.2	0.99	Sulfuryl chloride	135.0	1.67
Dipropyl oxalate	174.1	1.02	Tetra chloroethane	167.9	1.60
Ethyl acetate	88.1	0.90	Tetra chloroethylene	165.9	1.63
Ethyl alcohol, 100 %	46.1	0.79	Titanium tetrachloride	189.7	1.73
Ethyl alcohol, 95 %	.....	0.81	Toluene	92.1	0.87
Ethyl alcohol, 40 %	.....	0.94	Trichloroethylene	131.4	1.46
Ethyl benzene	106.1	0.87	Vinyl acetate	86.1	0.93
Ethyl bromide	108.9	1.43	Water	18.0	1.0
Ethyl chloride	64.5	0.92	Xylene, ortho	106.1	0.87
Ethyl ether	74.1	0.71	Xylene, meta	106.1	0.86
Ethyl formate	74.1	0.92	Xylene, para	106.1	0.86

* At approximately 68°F. These values will be satisfactory, without extrapolation, for most engineering problems.

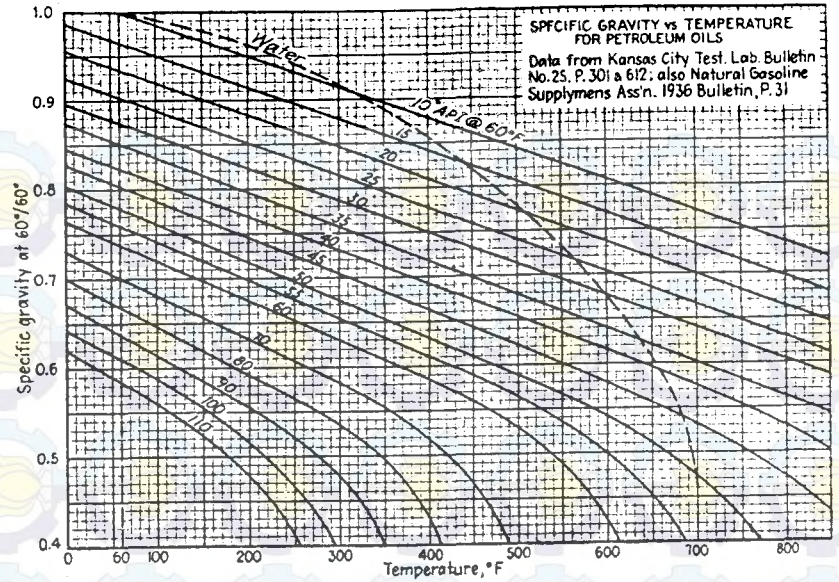


Fig. 6. Specific gravities of hydrocarbons.

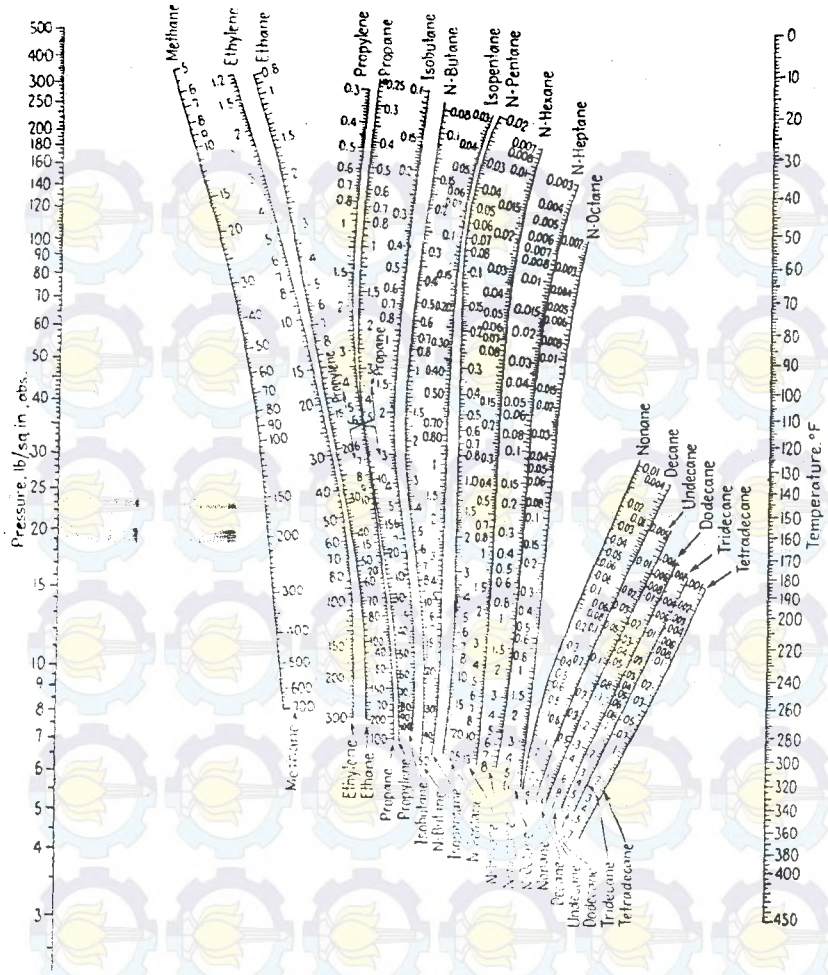


FIG. 7. Equilibrium constants for hydrocarbons. [*Scheibel and Jenny, Ind. Eng. Chem.*, **37**, 81 (1945).]

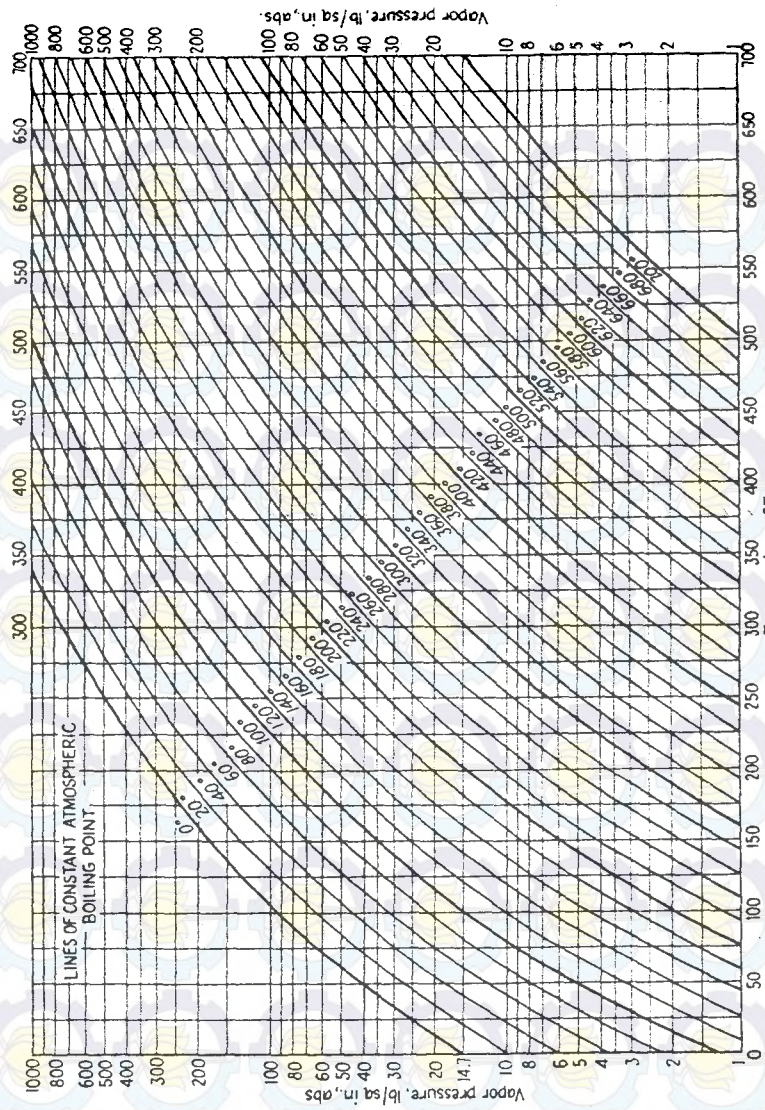


FIG. 8. Vapor pressures of hydrocarbons.

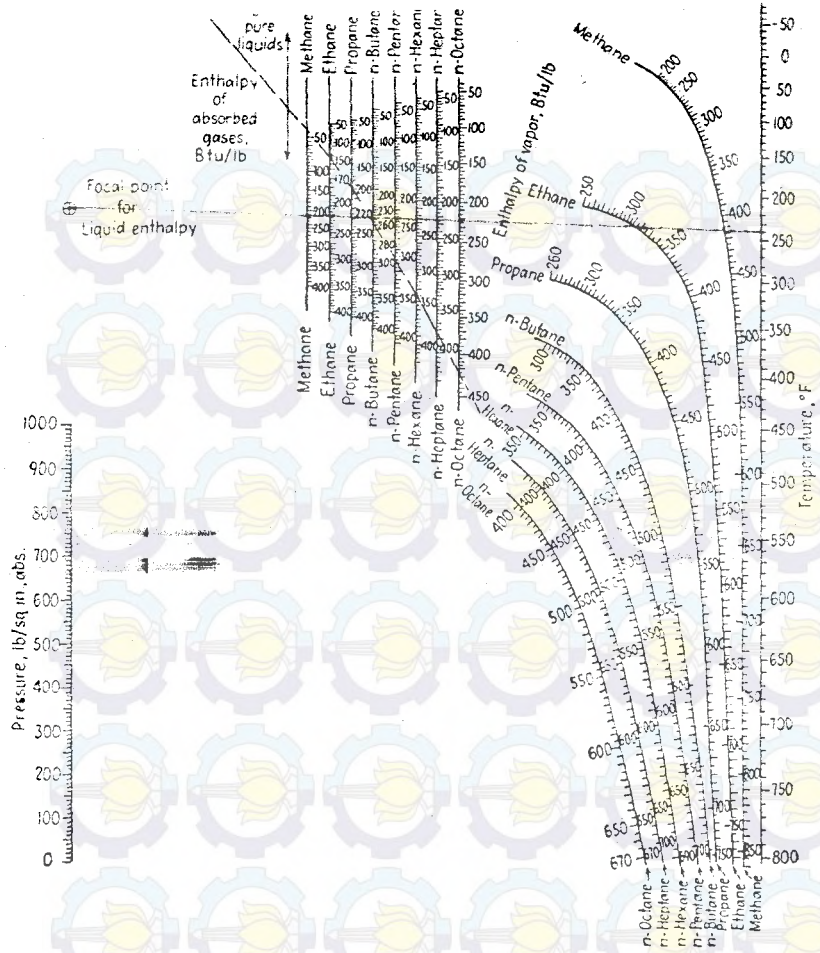


FIG. 9. Enthalpies of pure hydrocarbons. [*Scheibel and Jenny, Ind. Eng. Chem.*, **37**, 992 (1945).]

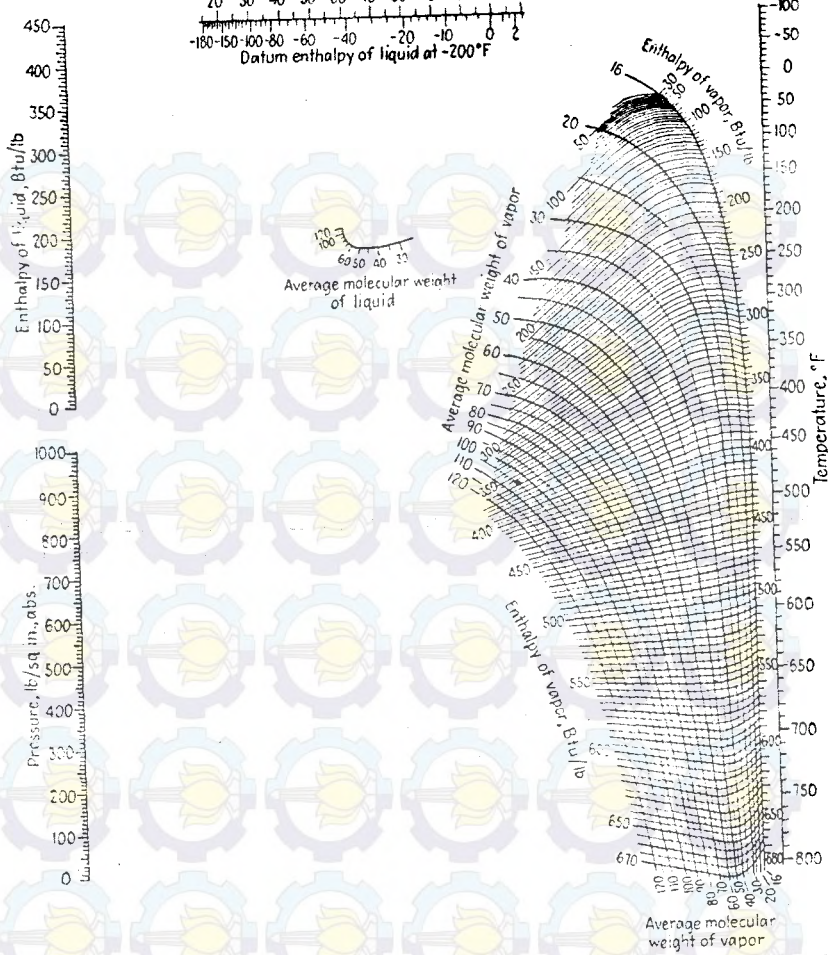


FIG. 10. Enthalpies of light hydrocarbons. [*Scheibel and Jenny, Ind. Eng. Chem.*, **37**, 993 (1945).]

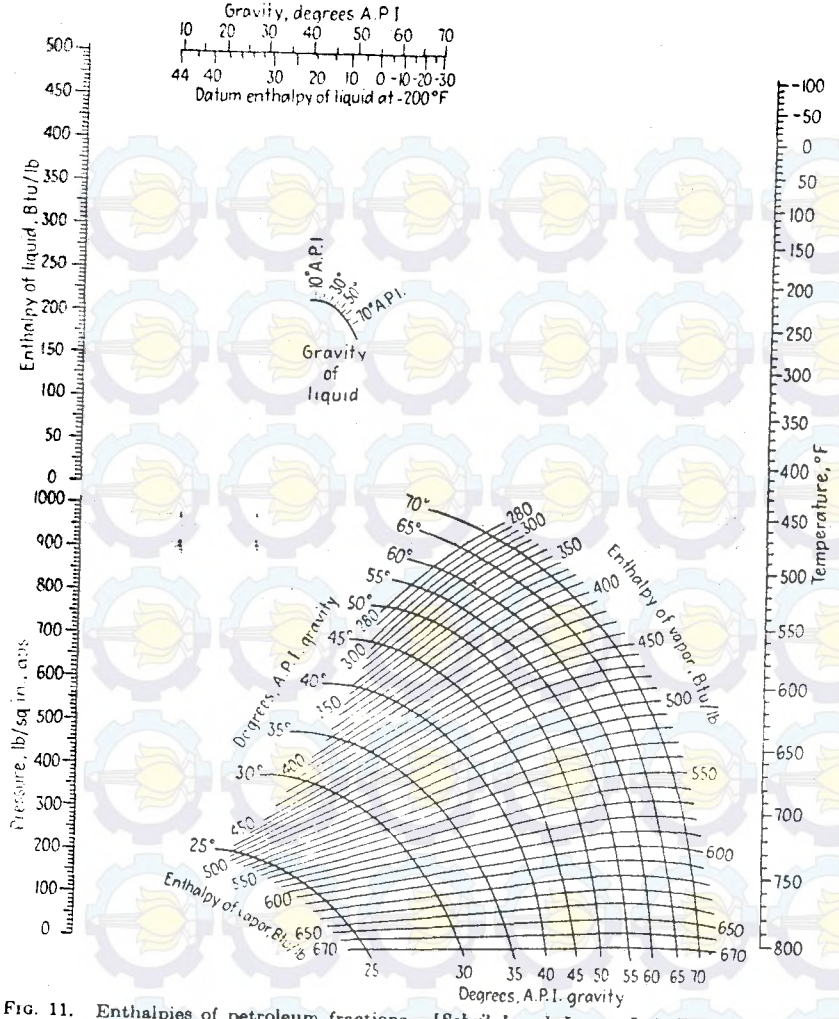
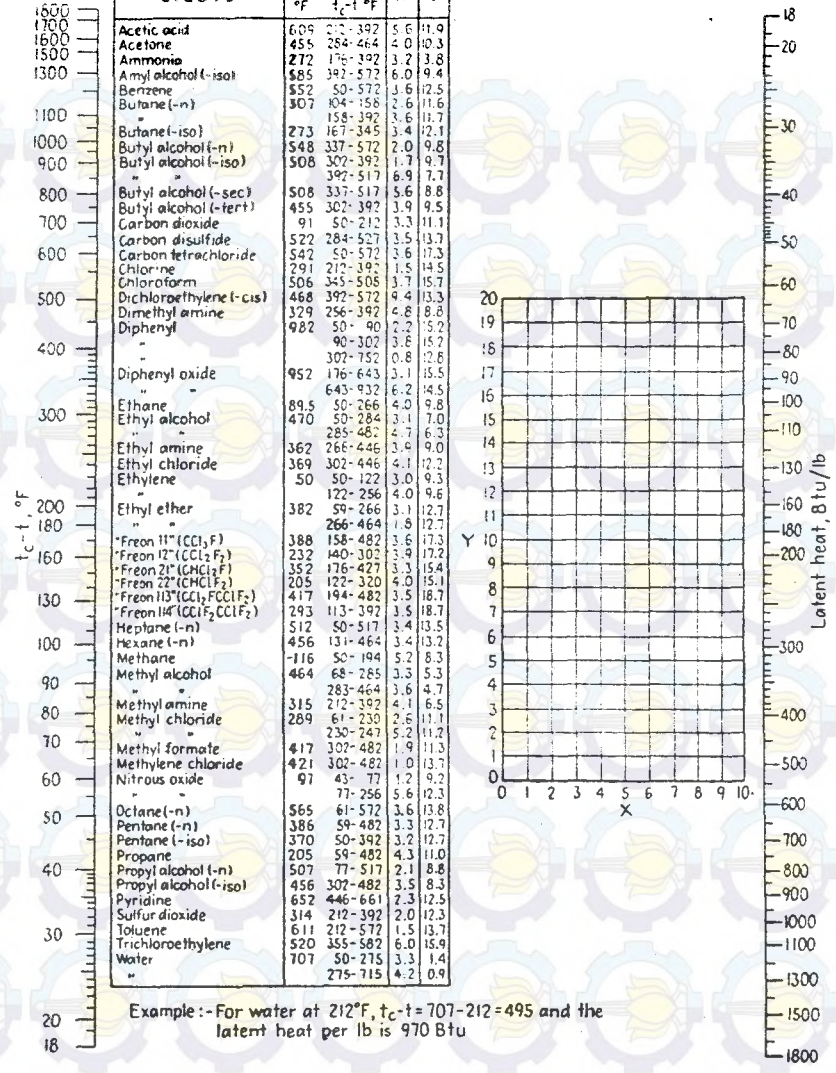


FIG. 11. Enthalpies of petroleum fractions. [*Scheibel and Jenny, Ind. Eng. Chem.*, **37**, 994 (1945).]



LIQUID	t_c °F	Range $t_c - t$ °F	X	Y
Acetic acid	609	212-392	5.6	11.9
Acetone	455	284-464	4.0	10.3
Ammonia	272	176-392	3.2	3.8
Amyl alcohol (-iso)	585	393-572	6.0	9.4
Benzene	552	50-572	3.6	12.5
Butane (-n)	307	104-158	2.6	11.6
"		158-392	3.6	11.7
Butane (-iso)	273	167-345	3.4	12.1
Butyl alcohol (-n)	548	337-572	2.0	9.8
Butyl alcohol (-iso)	508	302-392	1.7	9.7
" "		392-517	6.9	7.7
Butyl alcohol (-sec)	508	337-517	5.6	8.8
Butyl alcohol (-tert)	455	302-392	3.9	9.5
Carbon dioxide	91	50-212	3.3	11.1
Carbon disulfide	522	284-527	3.5	13.7
Carbon tetrachloride	542	50-572	3.6	17.3
Chlorine	291	212-392	1.5	14.5
Chloroform	506	345-508	3.7	15.7
Dichloroethylene (-cis)	468	392-572	9.4	13.3
Dimethyl amine	329	256-392	4.8	8.8
Diphenyl	982	50-90	2.2	15.2
"		90-302	3.6	16.7
"		302-752	0.8	12.8
Diphenyl oxide	952	176-643	3.1	15.5
" "		643-932	6.2	14.5
Ethane	89.5	50-266	4.0	9.8
Ethyl alcohol	470	50-284	3.1	7.0
" "		285-482	4.7	6.3
Ethyl amine	362	266-446	3.9	9.0
Ethyl chloride	369	302-446	4.1	12.2
Ethylene	50	50-122	3.0	9.3
"		122-256	4.0	9.6
Ethyl ether	382	59-266	3.1	12.7
" "		266-464	1.6	12.7
Freon 11 (CCl_3F)	388	158-482	3.6	17.3
Freon 12 (CCl_2F_2)	232	140-302	3.9	17.2
Freon 21 ($CHCl_2F$)	352	176-427	3.3	15.4
Freon 22 ($CHClF_2$)	205	122-320	4.0	15.1
Freon 113 (CCl_2FCClF_2)	417	194-482	3.5	18.7
Freon 114 ($CClF_2CClF_2$)	293	113-392	3.5	18.7
Heptane (-n)	512	50-517	3.4	13.5
Hexane (-n)	456	131-464	3.4	13.2
Methane	-116	50-194	5.2	8.3
Methyl alcohol	464	68-285	3.3	5.3
" "		283-464	3.6	4.7
Methyl amine	315	212-392	4.1	6.5
Methyl chloride	289	61-230	2.6	11.1
" "		230-247	5.2	11.2
Methyl formate	417	302-482	1.9	11.3
Methylene chloride	421	302-482	1.0	13.7
Nitrous oxide	97	43-77	1.2	9.2
" "		77-256	5.6	12.3
Octane (-n)	565	61-572	3.6	13.8
Pentane (-n)	386	59-482	3.3	12.7
Pentane (-iso)	370	50-392	3.2	12.7
Propane	205	59-482	4.3	11.0
Propyl alcohol (-n)	507	77-517	2.1	8.8
Propyl alcohol (-iso)	456	302-482	3.5	8.3
Pyridine	652	446-661	2.3	12.5
Sulfur dioxide	314	212-392	2.0	12.3
Toluene	611	212-572	1.5	13.7
Trichloroethylene	520	355-582	6.0	15.9
Water	707	50-275	3.3	1.4
"		275-715	4.2	0.9

Example:-For water at 212°F, $t_c - t = 707 - 212 = 495$ and the latent heat per lb is 970 Btu

FIG. 12. Latent heats of vaporization. [*Reproduced by permission of Chilton, Colburn, and Vernon, personal communication (revised)* 1947.]

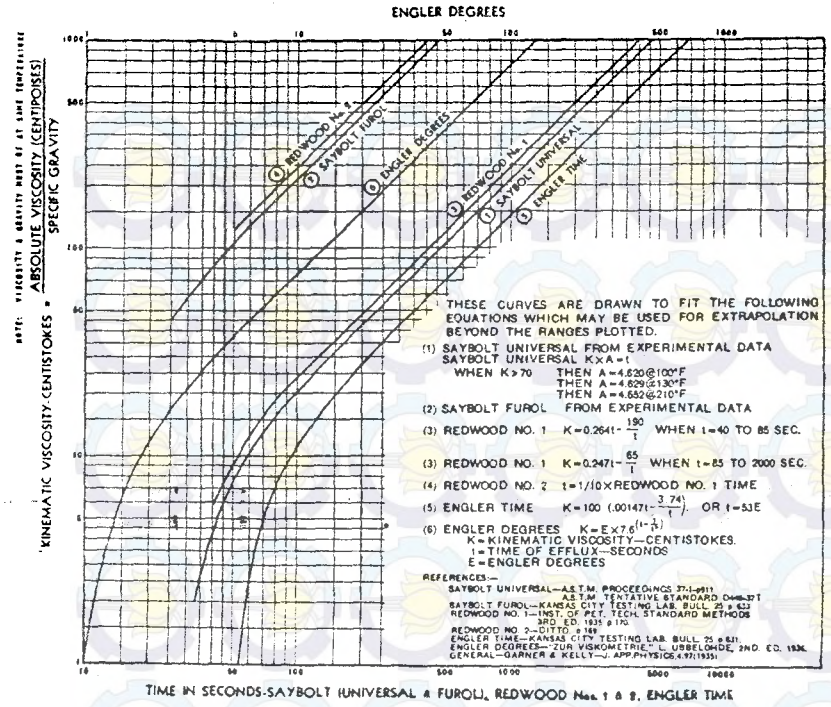


Fig. 13a. Viscosity conversion chart.

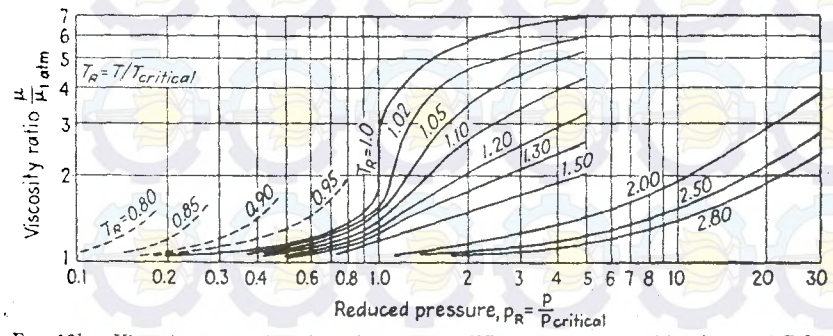


Fig. 13b. Viscosity correction chart for gases at different pressures. [*Comings and Egly, Ind. Eng. Chem.*, **32**, 715 (1940).]

Viscosities of Petroleum Fractions
For temperature ranges employed in the text
Coordinates to be used with Fig. 14

	X	Y
76°API natural gasoline	14.4	6.4
56°API gasoline	14.0	10.5
42°API kerosene	11.6	16.0
35°API distillate	10.0	20.0
34°API mid-continent crude	10.3	21.3
28°API gas oil	10.0	23.6

Viscosities of Animal and Vegetable Oils*

	Acid No.	Sp gr, 20/4°C	X	Y
Almond	2.85	0.9188	6.9	28.2
Coconut	0.01	0.9226	6.9	26.9
Cod liver	....	0.9138	7.7	27.7
Cottonseed	14.24	0.9187	7.0	28.0
Lard	3.39	0.9138	7.0	28.2
Linseed	3.42	0.9297	6.8	27.5
Mustard		0.9237	7.0	28.5
Neatsfoot	13.35	0.9158	6.5	28.0
Olive	....	0.9158	6.6	28.3
Palm kernel	9.0	0.9190	7.0	26.9
Perilla, raw	1.36	0.9297	8.1	27.2
Rapeseed	0.34	0.9114	7.0	28.8
Sardine	0.57	0.9384	7.7	27.3
Soybean	3.50	0.9228	8.3	27.5
Sperm	0.80	0.8829	7.7	26.3
Sunflower	2.76	0.9207	7.5	27.6
Whale, refined	0.73	0.9227	7.5	27.5

* Based on data at 100 and 210°F of A. R. Rescorla and F. L. Carnahan, *Ind. Eng. Chem.*, **28**, 1212-213 (1936).

Viscosities of Commercial Fatty Acids*
250 to 400°F

	Sp gr at 300°F	X	Y
Lauric	0.792	10.1	23.1
Oleic	0.799	10.0	25.2
Palmitic	0.786	9.2	25.9
Stearic	0.789	10.5	25.5

* From data of D. Q. Kern and W. Van Nostrand, *Ind. Eng. Chem.*, **41**, 2209 (1949).

Viscosities of Liquids*
Coordinates to be used with Fig. 14

Liquid	X	Y	Liquid	X	Y
Acetaldehyde	15.2	4.8	Freon-21	15.7	7.5
Acetic acid, 100%	12.1	14.2	Freon-22	17.2	4.7
Acetic acid, 70%	9.5	17.0	Freon-113	12.5	11.4
Acetic anhydride	12.7	12.8	Freon-114	14.6	8.3
Acetone, 100%	14.5	7.2	Glycerol, 100%	2.0	30.0
Acetone, 35%	7.9	15.0	Glycerol, 50%	6.9	19.6
Allyl alcohol	10.2	14.3	Heptane	14.1	8.4
Ammonia, 100%	12.6	2.0	Hexane	14.7	7.0
Ammonia, 26%	10.1	13.9	Hydrochloric acid, 31.5%	13.0	16.6
Amyl acetate	11.8	12.5	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
Amyl alcohol	7.5	18.4	Isobutyric acid	12.2	14.4
Aniline	8.1	18.7	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
Anisole	12.3	13.5	Mercury	18.4	16.4
Arsenic trichloride	13.9	14.5	Methanol, 100%	12.4	10.5
Benzene	12.5	10.9	Methanol, 90%	12.3	11.8
Brine, $CaCl_2$, 25%	6.6	15.9	Methanol, 40%	7.8	15.5
Brine, NaCl, 25%	10.2	16.6	Methyl acetate	14.2	8.2
Bromine	14.2	13.2	Methyl chloride	15.0	3.8
Bromotoluene	20.0	15.9	Methyl ethyl ketone	13.9	8.6
n-Butane	15.3	3.3	Naphthalene	7.9	18.1
Isobutane	14.5	3.7	Nitric acid, 95%	12.8	13.8
Butyl acetate	12.3	11.0	Nitric acid, 60%	10.8	17.0
Butyl alcohol	8.6	17.2	Nitrobenzene	10.6	16.2
Butyric acid	12.1	15.3	Nitrotoluene	11.0	17.0
Carbon dioxide	11.6	0.3	Octane	13.7	10.0
Carbon disulfide	16.1	7.5	Octyl alcohol	6.6	21.1
Carbon tetrachloride	12.7	13.1	Pentachloroethane	10.9	17.3
Chlorobenzene	12.3	12.4	Pentane	14.9	5.2
Chloroform	14.4	10.2	Phenol	6.9	20.8
Chlorosulfonic acid	11.2	18.1	Phosphorus tribromide	13.8	16.7
Chlorotoluene, ortho	13.0	13.3	Phosphorus trichloride	16.2	10.9
Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	Propane	15.3	1.0
Chlorotoluene, para	13.3	12.5	Propionic acid	12.8	13.8
Cresol, meta	2.5	20.8	Propyl alcohol	9.1	16.5
Cyclohexanol	2.9	24.3	Propyl bromide	14.5	9.6
Dibromoethane	12.7	15.8	Propyl chloride	14.4	7.5
Dichloroethane	13.2	12.2	Propyl iodide	14.1	11.6
Dichloromethane	14.6	8.9	Sodium	16.4	13.9
Diethyl oxalate	11.0	16.4	Sodium hydroxide, 50%	3.2	25.8
Dimethyl oxalate	12.3	15.8	Stannic chloride	13.5	12.8
Diphenyl	12.0	18.3	Sulfur dioxide	15.2	7.1
Dipropyl oxalate	10.3	17.7	Sulfuric acid, 110%	7.2	27.4
Ethyl acetate	13.7	9.1	Sulfuric acid, 98%	7.0	24.8
Ethyl alcohol, 100%	10.5	13.8	Sulfuric acid, 60%	10.2	21.3
Ethyl alcohol, 95%	9.8	14.3	Sulfuryl chloride	15.2	12.4
Ethyl alcohol, 40%	6.5	16.6	Tetrachloroethane	11.9	15.7
Ethyl benzene	13.2	11.5	Tetrachloroethylene	14.2	12.7
Ethyl bromide	14.5	8.1	Titanium tetrachloride	14.4	12.3
Ethyl chloride	14.8	6.0	Toluene	13.7	10.4
Ethyl ether	14.5	5.3	Trichloroethylene	14.8	10.5
Ethyl formate	14.2	8.4	Turpentine	11.5	14.9
Ethyl iodide	14.7	10.3	Vinyl acetate	14.0	8.8
Ethylene glycol	6.0	23.6	Water	10.2	13.0
Formic acid	10.7	15.8	Xylene, ortho	13.5	12.1
Freon-11	14.4	9.0	Xylene, meta	13.9	10.6
Freon-12	16.8	5.6	Xylene, para	13.9	10.9

* From Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

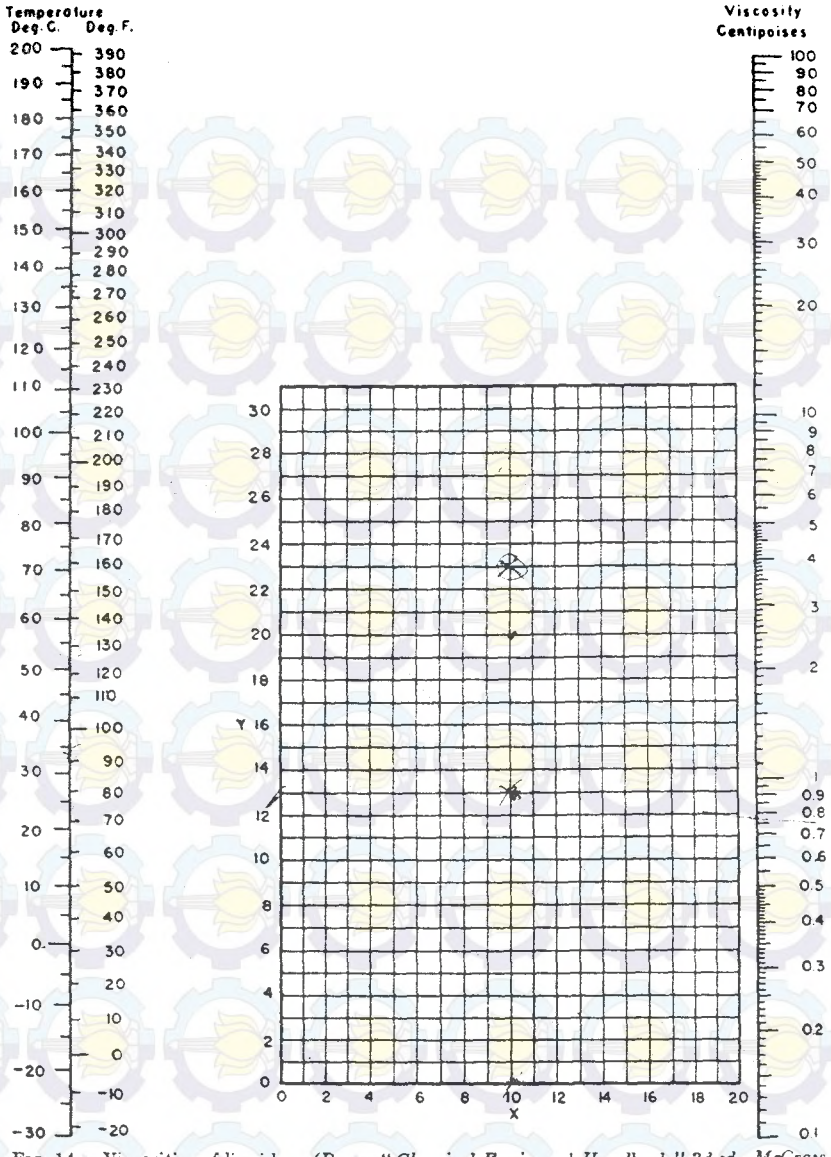


FIG. 14. Viscosities of liquids. (*Perry, "Chemical Engineers' Handbook," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York*, 1950.)

VISCOSITIES OF GASES*
Coordinates to be used with Fig. 15

Gas	X	Y
Acetic acid	7.7	14.3
Acetone	8.9	13.0
Acetylene	9.8	14.9
Air	11.0	20.0
Ammonia	8.4	16.0
Argon	10.5	22.4
Benzene	8.5	13.2
Bromine	8.9	19.2
Butene	9.2	13.7
Butylene	8.9	13.0
Carbon dioxide	9.5	18.7
Carbon disulfide	8.0	16.0
Carbon monoxide	11.0	20.0
Chlorine	9.0	18.4
Chloroform	8.9	15.7
Cyanogen	9.2	15.2
Cyclohexane	9.2	12.0
Ethane	9.1	14.5
Ethyl acetate	8.5	13.2
Ethyl alcohol	9.2	14.2
Ethyl chloride	8.5	15.6
Ethyl ether	8.9	13.0
Ethylene	9.5	15.1
Fluorine	7.3	23.8
Freon-11	10.6	15.1
Freon-12	11.1	16.0
Freon-21	10.8	15.3
Freon-22	10.1	17.0
Freon-113	11.3	14.0
Helium	10.9	20.5
Hexane	8.6	11.8
Hydrogen	11.2	12.4
$3H_2 + 1N_2$	11.2	17.2
Hydrogen bromide	8.8	20.9
Hydrogen chloride	8.8	18.7
Hydrogen cyanide	9.8	14.9
Hydrogen iodide	9.0	21.3
Hydrogen sulfide	8.6	18.0
Iodine	9.0	18.4
Mercury	5.3	22.9
Methane	9.9	15.5
Methyl alcohol	8.5	15.6
Nitric oxide	10.9	20.5
Nitrogen	10.6	20.0
Nitrosyl chloride	8.0	17.6
Nitrous oxide	8.8	19.0
Oxygen	11.0	21.3
Pentane	7.0	12.8
Propane	9.7	12.9
Propyl alcohol	8.4	13.4
Propylene	9.0	13.8
Sulfur dioxide	9.6	17.0
Toluene	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimethylbutane	9.5	10.5
Water	8.0	16.0
Xenon	9.3	23.0

* From Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

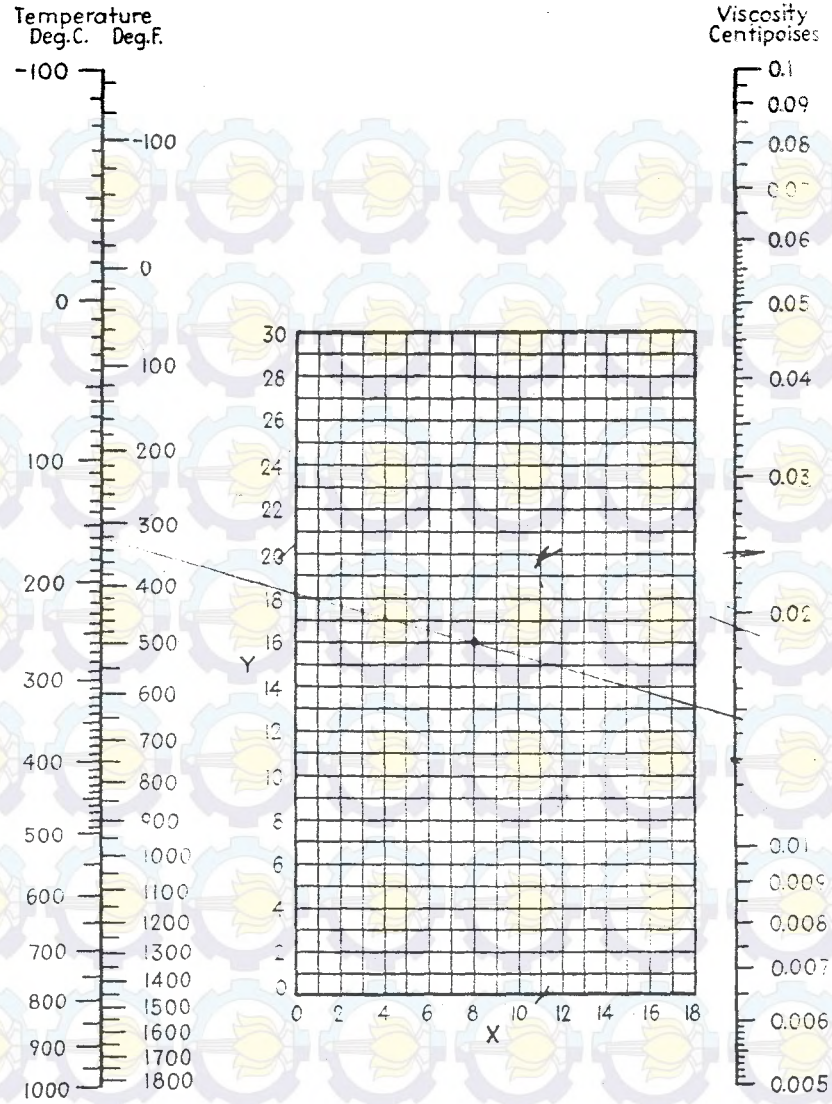


FIG. 15. Viscosities of gases. (*Perry, "Chemical Engineers' Handbook," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.*)

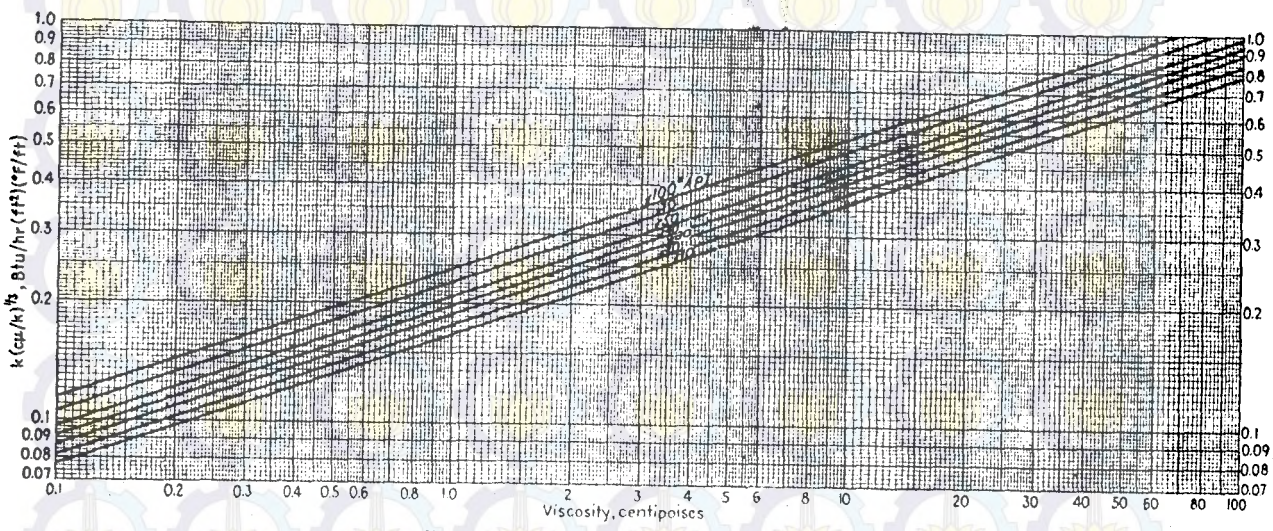


Fig. 16. Values of $k(c\mu/k)^{1/3}$ for hydrocarbons.

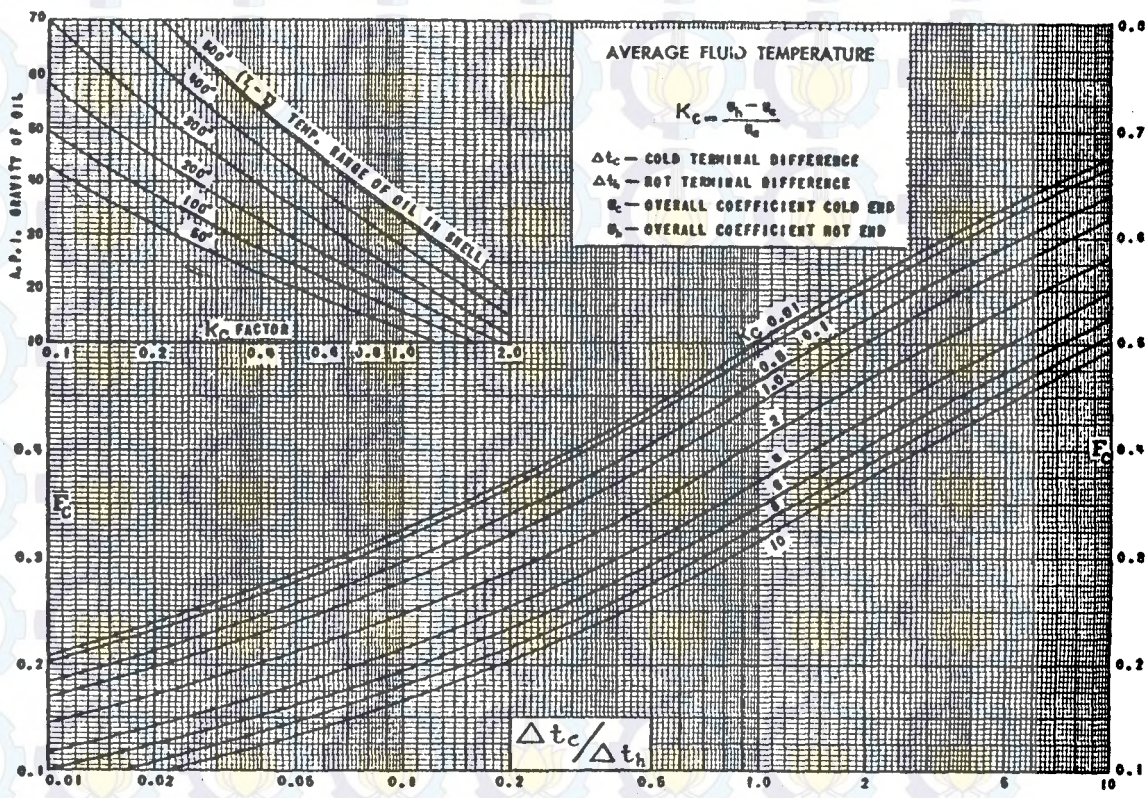


Fig. 17. The caloric temperature factor F_c. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York*, 1949.)

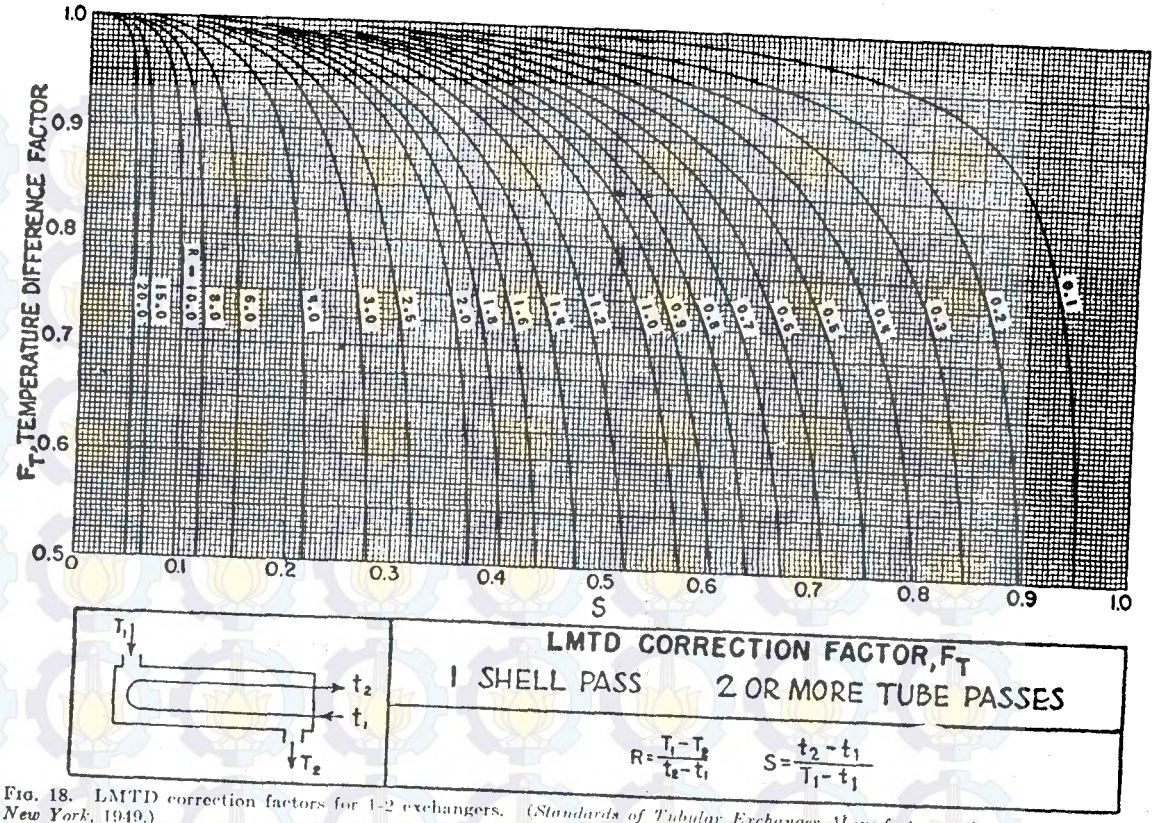


Fig. 18. LMTD correction factors for 1-2 exchangers. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York*, 1949.)

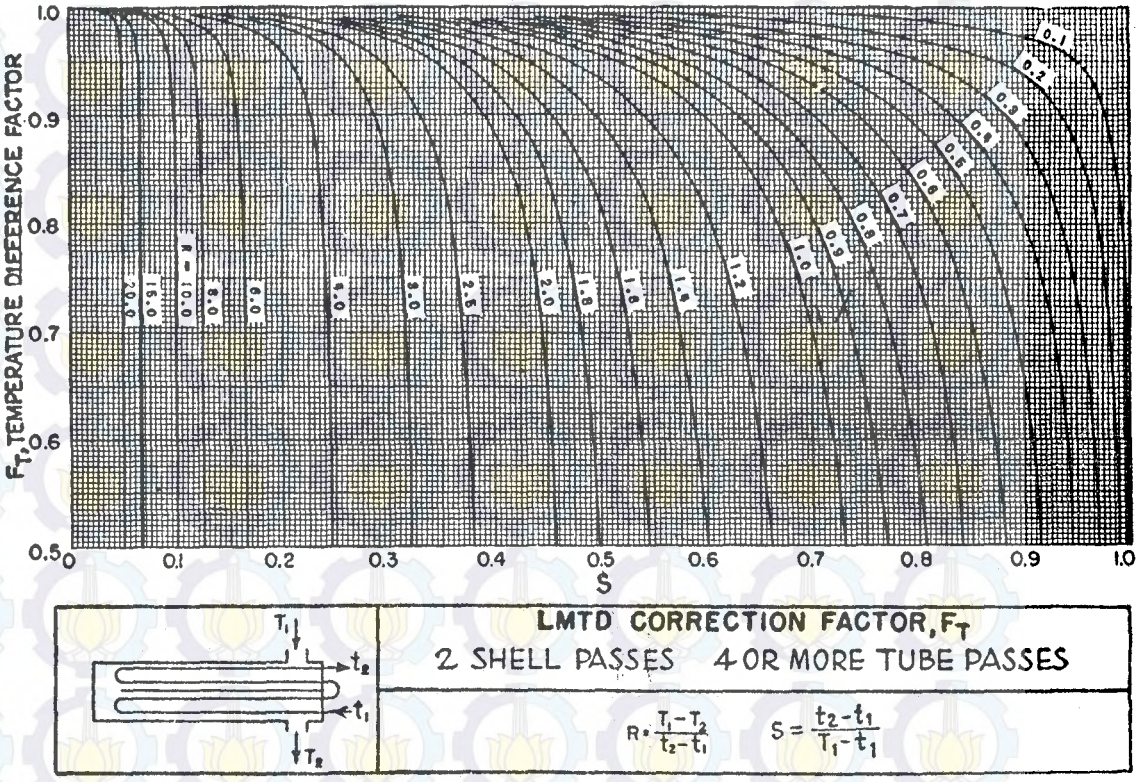


Fig. 19. LMTD correction factors for 2-4 exchangers. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association 2d ed., New York*, 1949.)

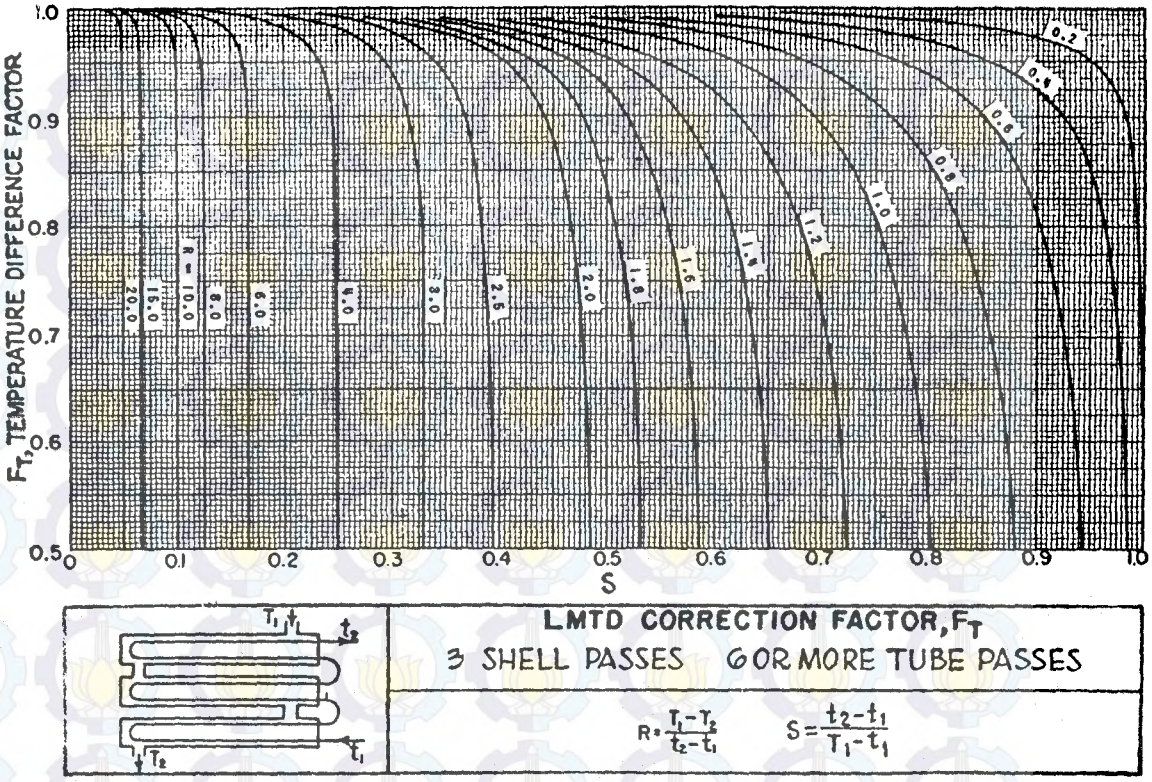


Fig. 20. LMTD correction factors for 3-6 exchangers. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York*, 1949.)

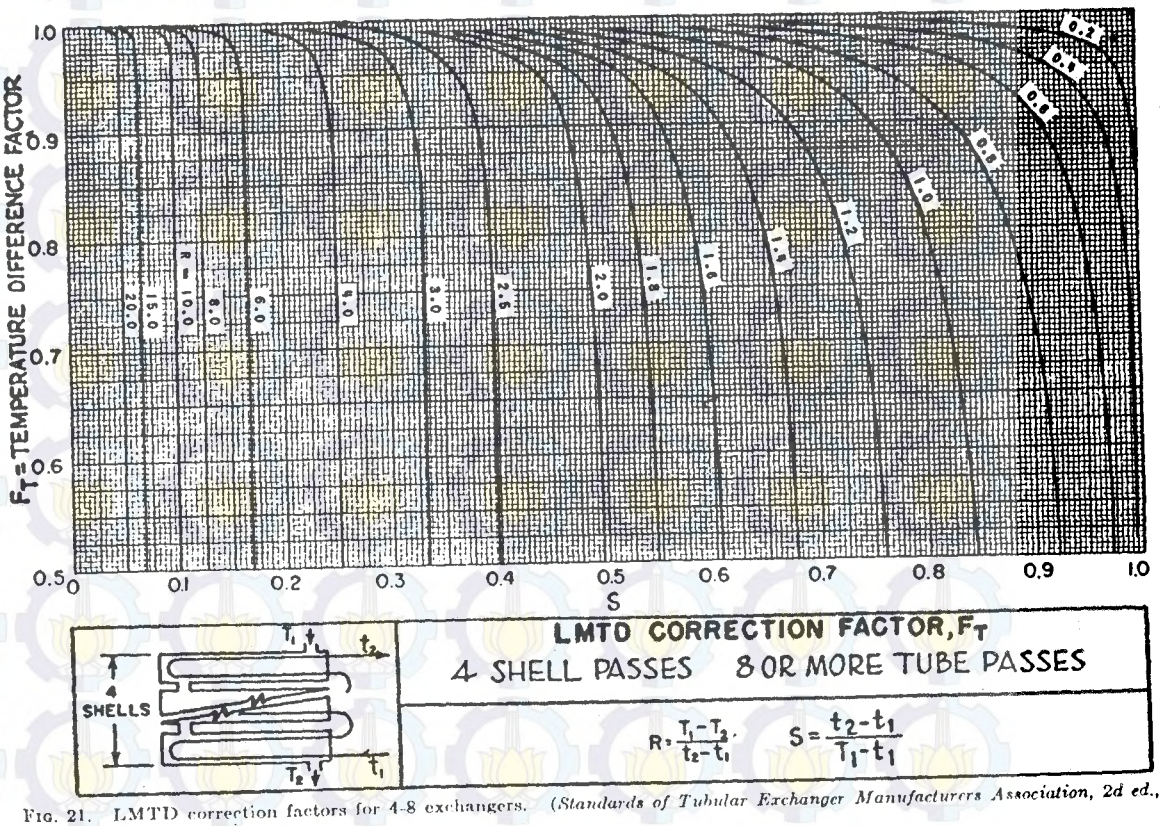


Fig. 21. LMTD correction factors for 4-8 exchangers. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York*, 1949.)

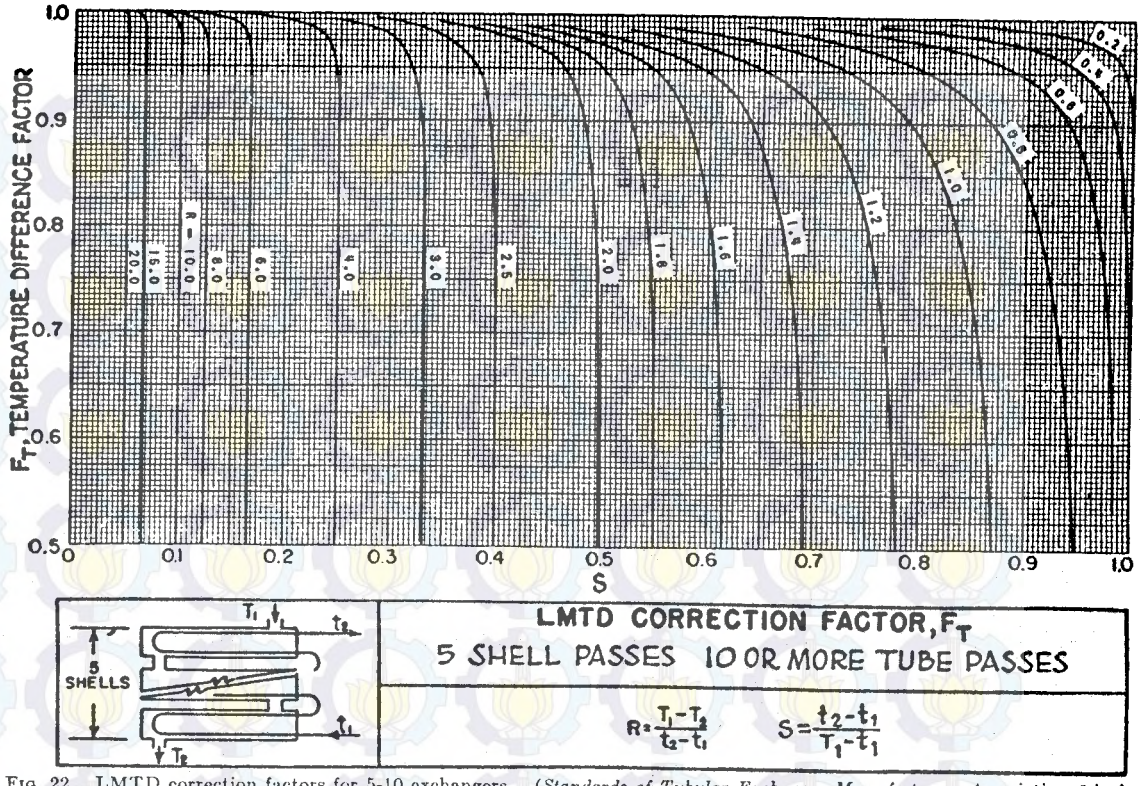


FIG. 22. LMTD correction factors for 5-10 exchangers. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York*, 1949.)

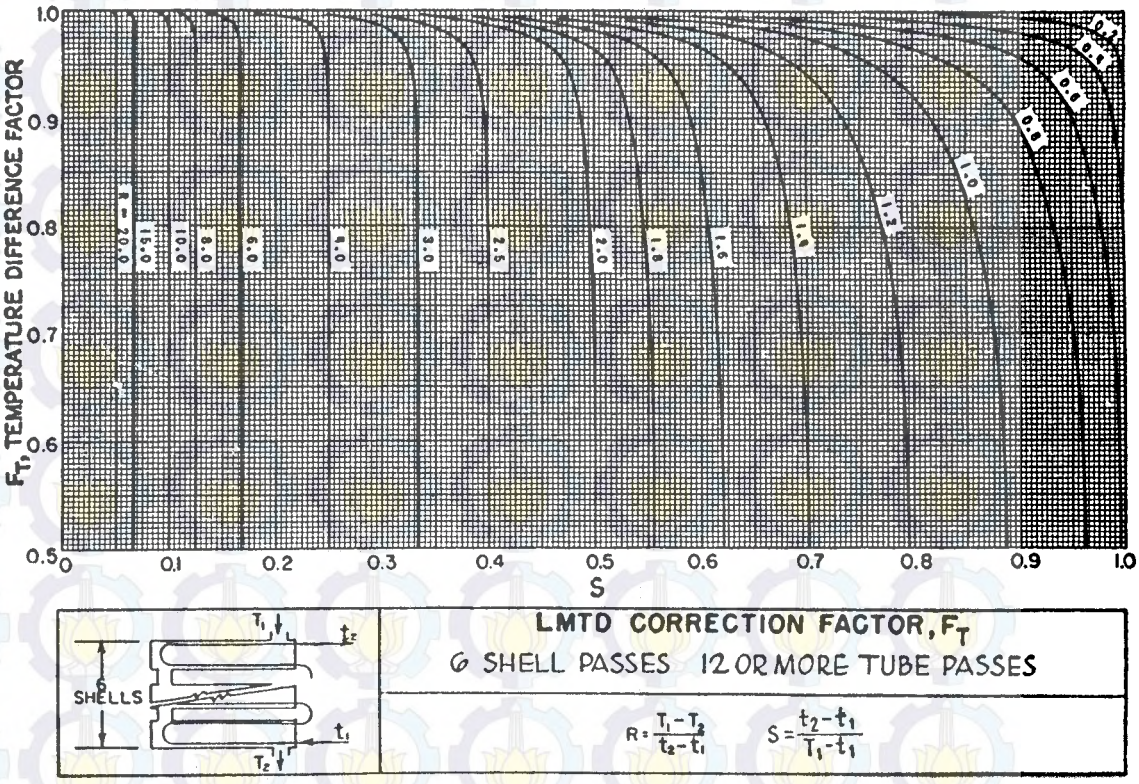


FIG. 23. LMTD correction factors for 6-12 exchangers. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York*, 1949.)

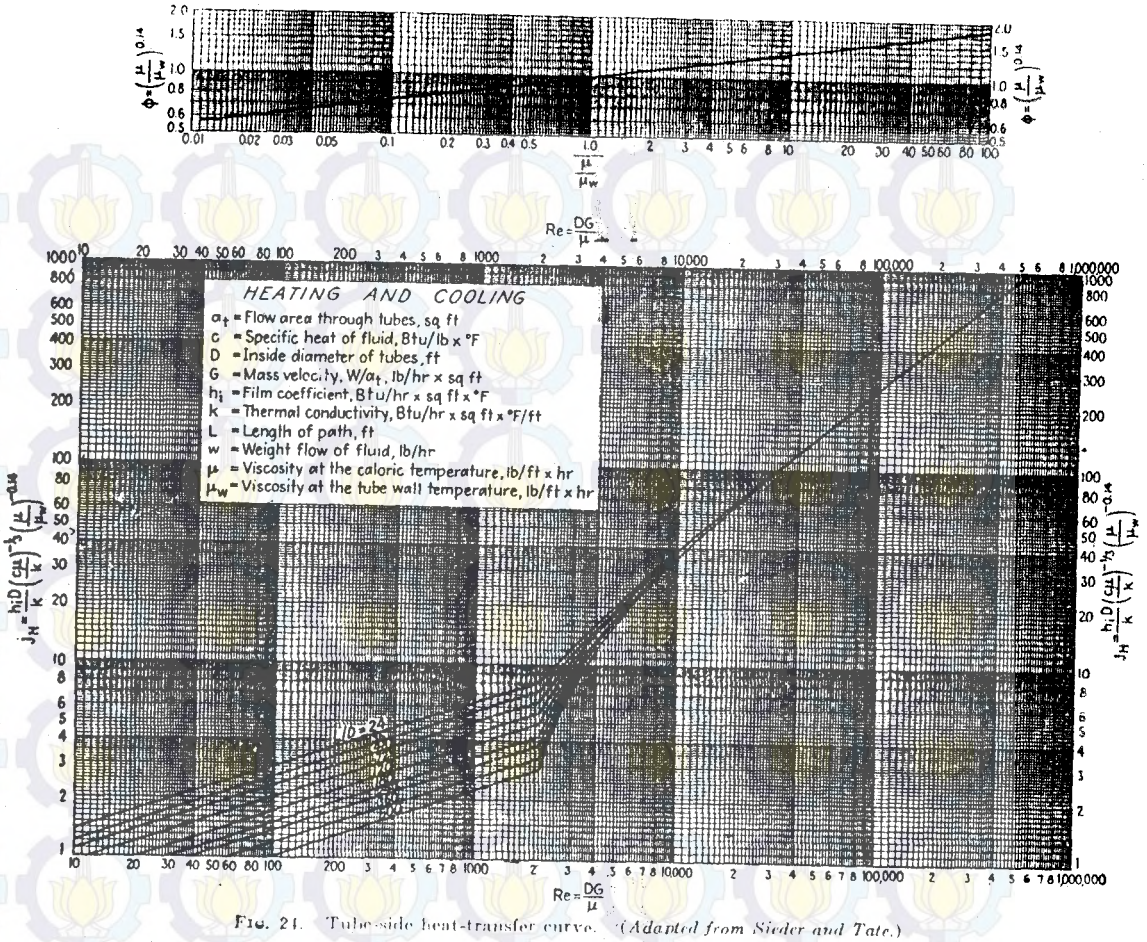


FIG. 24. Tube-side heat-transfer curve. (*Adapted from Sieder and Tate.*)

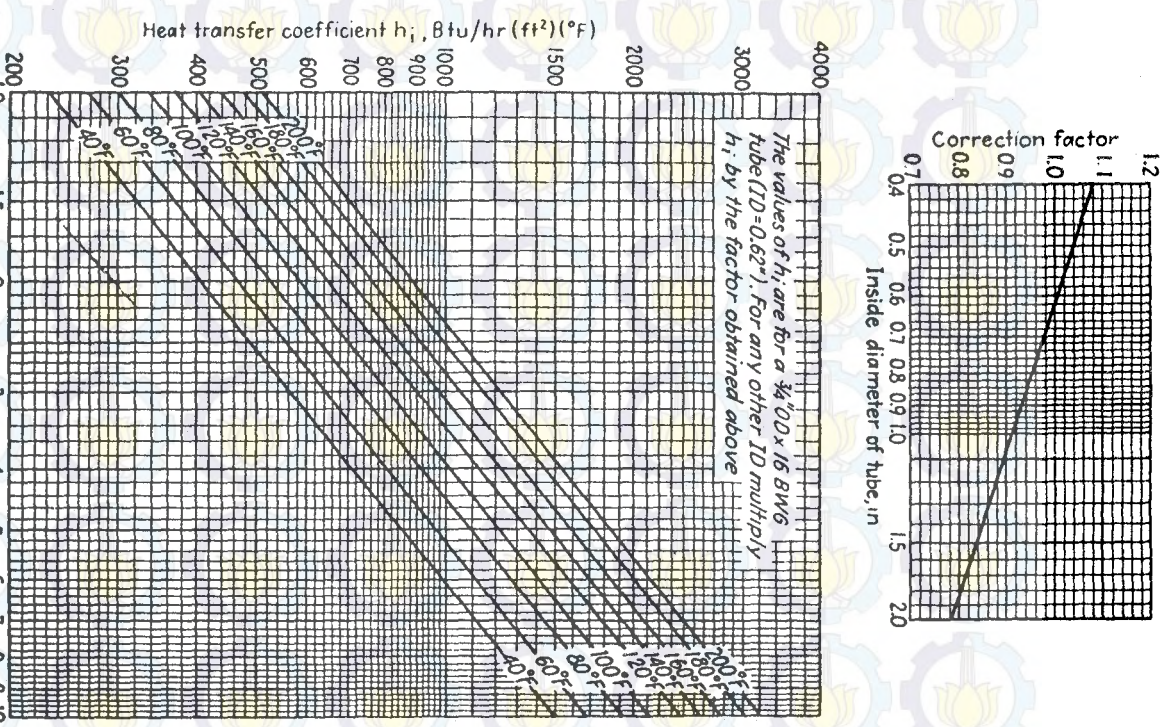


FIG. 25. Tube-side water-heat-transfer curve. [*Adapted from Eagle and Ferguson, Proc. Roy. Soc.*, **A127**, 540 (1930).]

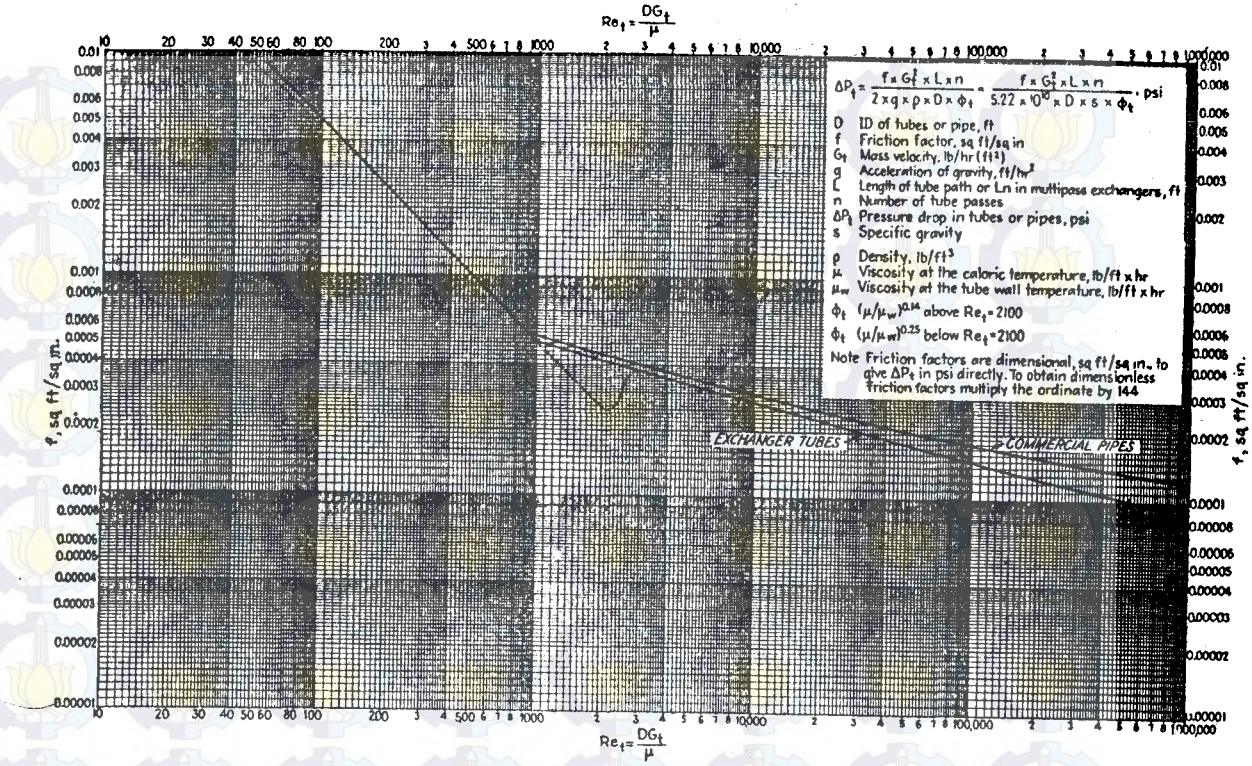


FIG. 26. Tube-side friction factors. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York*, 1949.)

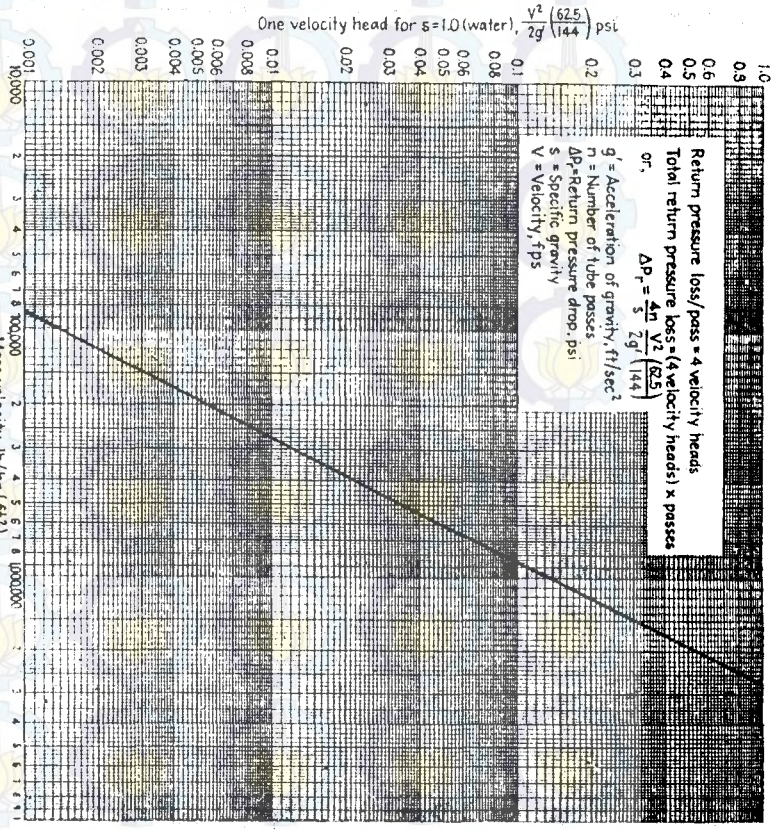


FIG. 27. Tube-side return pressure loss.

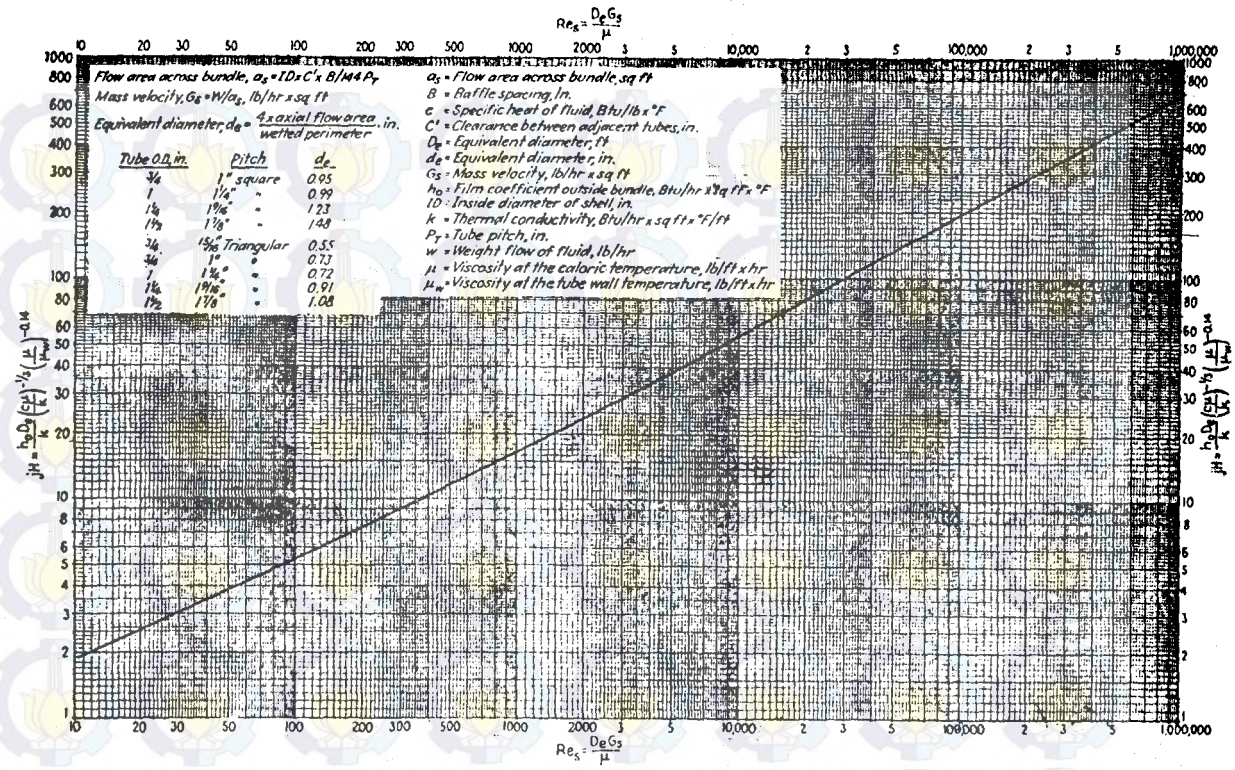


FIG. 28. Shell-side heat-transfer curve for bundles with 25% cut segmental baffles.

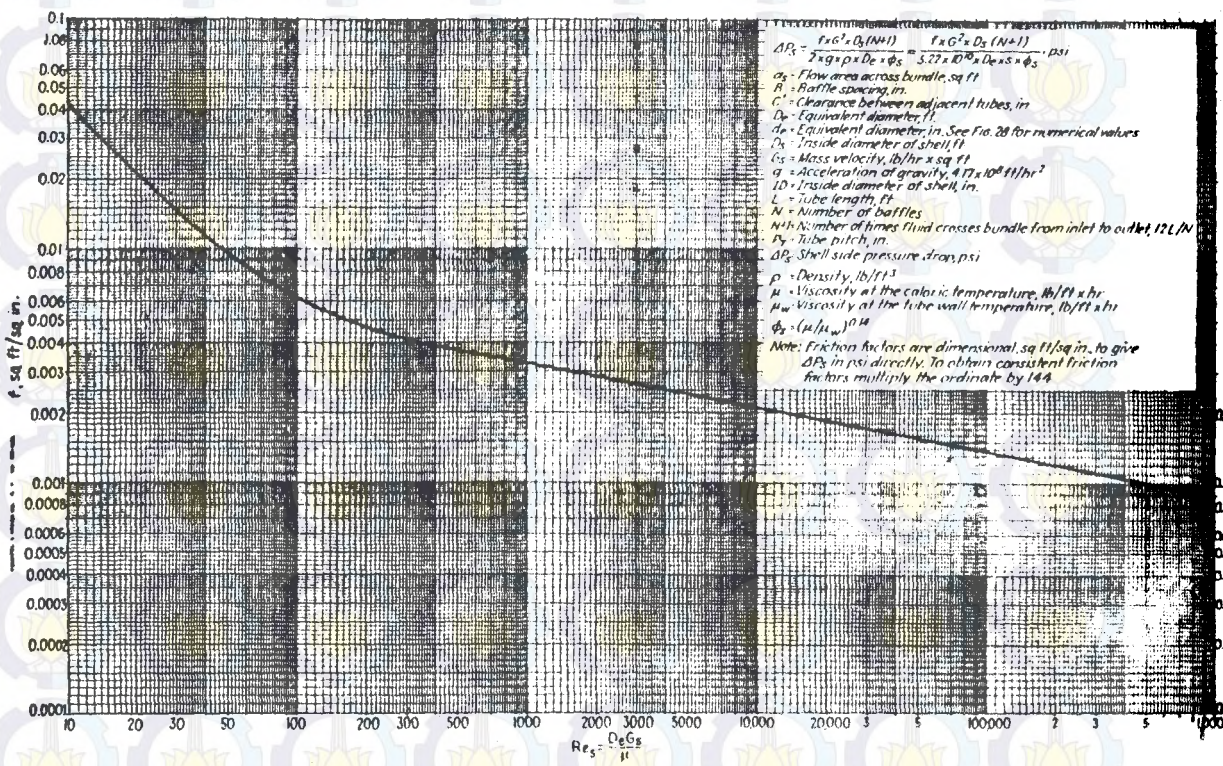


FIG. 29. Shell-side friction factor for bundles with 25% cut segmental baffles.

TABLE 8. APPROXIMATE OVERALL DESIGN COEFFICIENTS

Values include total dirt factors of 0.003 and allowable pressure drops of 5 to 10 psi on the controlling stream

Coolers

Hot fluid	Cold fluid	Overall U_D
Water	Water	250–500§
Methanol	Water	250–500§
Ammonia	Water	250–500§
Aqueous solutions	Water	250–500§
Light organics*	Water	75–150
Medium organics†	Water	50–125
Heavy organics‡	Water	5–75‖
Gases	Water	2–50¶
Water	Brine	100–200
Light organics	Brine	40–100

Heaters

Hot fluid	Cold fluid	Overall U_D
Steam	Water	200–700§
Steam	Methanol	200–700§
Steam	Ammonia	200–700§
Steam	Aqueous solutions:	
Steam	Less than 2.0 cp	200–700
Steam	More than 2.0 cp	100–500§
Steam	Light organics	100–200
Steam	Medium organics	50–100
Steam	Heavy organics	6–60
Steam	Gases	5–50¶

Exchangers

Hot fluid	Cold fluid	Overall U_D
Water	Water	250–500§
Aqueous solutions	Aqueous solutions	250–500§
Light organics	Light organics	40–75
Medium organics	Medium organics	20–60
Heavy organics	Heavy organics	10–40
Heavy organics	Light organics	30–60
Light organics	Heavy organics	10–40

* *Light organics* are fluids with viscosities of less than 0.5 centipoise and include benzene, toluene, acetone, ethanol, methyl ethyl ketone, gasoline, light kerosene, and naphtha.

† *Medium organics* have viscosities of 0.5 to 1.0 centipoise and include kerosene, straw oil, hot gas oil, hot absorber oil, and some crudes.

‡ *Heavy organics* have viscosities above 1.0 centipose and include cold gas oil, lube oils, fuel oils, reduced crude oils, tars, and asphalts.

§ Dirt factor 0.001.

‖ Pressure drop 20 to 30 psi.

¶ These rates are greatly influenced by the operating pressure.

TABLE 9. TUBE-SHEET LAYOUTS (TUBE COUNTS)

Square Pitch

¾ in. OD tubes on 1-in. square pitch						1 in. OD tubes on 1¼-in. square pitch					
Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	28	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13¼	97	90	82	76	70	13¼	61	56	52	48	44
15¼	137	124	116	108	108	15¼	81	76	68	68	64
17¼	177	166	158	150	142	17¼	112	112	96	90	82
19¼	224	220	204	192	188	19¼	138	132	128	122	116
21¼	277	270	246	240	234	21¼	177	166	158	152	148
23¼	341	324	308	302	292	23¼	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600
1¼ in. OD tubes on 1 9/16-in. square pitch						**1½ in. OD tubes on 1⅞-in. square pitch**					
10	16	12	10								
12	30	24	22	16	16	12	16	16	12	12	
13¼	32	30	30	22	22	13¼	22	22	16	16	
15¼	44	40	37	35	31	15¼	29	29	25	24	22
17¼	56	53	51	48	44	17¼	39	39	34	32	29
19¼	78	73	71	64	56	19¼	50	48	45	43	39
21¼	96	90	86	82	78	21¼	62	60	57	54	50
23¼	127	112	106	102	96	23¼	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	25	94	90	86	84	78
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	31	151	146	141	138	131
33	258	252	244	238	226	33	176	170	164	160	151
35	293	287	275	268	258	35	202	196	188	182	176
37	334	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224

TABLE 9. TUBE-SHEET LAYOUTS (TUBE COUNTS).—(*Continued*)
Triangular Pitch

¾ in. OD tubes on 15/16-in. triangular pitch

Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13¼	127	114	96	90	86
15¼	170	160	140	136	128
17¼	239	224	194	188	178
19¼	301	282	252	244	234
21¼	361	342	314	306	290
23¼	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	1004	988	958
37	1240	1200	1144	1104	1072
39	1377	1330	1258	1248	1212

¾ in. OD tubes on 1-in. triangular pitch

Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	37	30	24	24	
10	61	52	40	36	
12	92	82	76	74	70
13¼	109	106	86	82	74
15¼	151	138	122	118	110
17¼	203	196	178	172	166
19¼	262	250	226	216	210
21¼	316	302	278	272	260
23¼	384	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	508
31	745	728	678	666	640
33	856	830	774	760	732
35	970	938	882	864	848
37	1074	1044	1012	986	870
39	1206	1176	1128	1100	1078

1 in. OD tubes on 1¼-in. triangular pitch

Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	21	16	16	14	
10	32	32	26	24	
12	55	52	48	46	44
13¼	68	66	58	54	50
15¼	91	86	80	74	72
17¼	131	118	106	104	94
19¼	163	152	140	136	128
21¼	199	188	170	164	160
23¼	241	232	212	212	202
25	294	282	256	252	242
27	349	334	302	296	286
29	397	376	338	334	316
31	472	454	430	424	400
33	538	522	486	470	454
35	608	592	562	546	532
37	674	664	632	614	598
39	766	736	700	688	672

1¼ in. OD tubes on 1 9/16-in. triangular pitch

Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
10	20	18	14		
12	32	30	26	22	20
13¼	38	36	32	28	26
15¼	54	51	45	42	38
17¼	69	66	62	58	54
19¼	95	91	86	78	69
21¼	117	112	105	101	95
23¼	140	136	130	123	117
25	170	164	155	150	140
27	202	196	185	179	170
29	235	228	217	212	202
31	275	270	255	245	235
33	315	305	297	288	275
35	357	348	335	327	315
37	407	390	380	374	357
39	449	436	425	419	407

1½ in. OD tubes on 1⅞-in. triangular pitch

Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
12	18	14	14	12	12
13¼	27	22	18	16	14
15¼	36	34	32	30	27
17¼	48	44	42	38	36
19¼	61	58	55	51	48
21¼	76	72	70	66	61
23¼	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

TABLE 10. HEAT EXCHANGER AND CONDENSER TUBE DATA

Tube OD, in.	BWG	Wall thickness, in.	ID, in.	Flow area per tube, in.²	Surface per lin ft, ft² Outside	Surface per lin ft, ft² Inside	Weight per lin ft, lb steel
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

Table 11. Dimensions of Steel Pipe (IPS)

Nominal pipe size, IPS, in.	OD, in.	Schedule No.	ID, in.	Flow area per pipe, in.²	Surface per lin ft, ft.²/ft. Outside	Surface per lin ft, ft.²/ft. Inside	Weight per lin ft, lb steel
⅛	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
¼	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
⅜	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
½	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
¾	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1¼	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1½	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2½	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Commonly known as standard.
† Commonly known as extra heavy.
‡ Approximately.

Table 12. Fouling Factors*

Temperature of heating medium	Up to 240°F		240–400°F†	
Temperature of water	125°F or less		Over 125°F	
	Water velocity, fps		Water velocity, fps	
Water	3 ft and less	Over 3 ft	3 ft and less	Over 3 ft
Sea water	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish water	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling tower and artificial spray pond:				
Treated make-up	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated	0.003	0.003	0.005	0.004
City or well water (such as Great Lakes)	0.001	0.001	0.002	0.002
Great Lakes	0.001	0.001	0.002	0.002
River water:				
Minimum	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River and New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Chicago sanitary canal	0.008	0.006	0.010	0.008
Muddy or silty	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (over 15 grains/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine jacket	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated boiler feedwater	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

† Ratings in the last two columns are based on a temperature of the heating medium of 240 to 400°F. If the heating medium temperature is over 400°F, and the cooling medium is known to scale these ratings should be modified accordingly.

Petroleum Fractions

Oils (industrial):	
Fuel oil	0.005
Clean recirculating oil	0.001
Machinery and transformer oils	0.001
Quenching oil	0.004
Vegetable oils	0.003
Gases, vapors (industrial):	
Coke-oven gas, manufactured gas	0.01
Diesel-engine exhaust gas	0.01
Organic vapors	0.0005
Steam (non-oil bearing)	0.0
Alcohol vapors	0.0
Steam, exhaust (oil bearing from reciprocating engines)	0.001
Refrigerating vapors (condensing from reciprocating compressors)	0.002
Air	0.002
Liquids (industrial):	
Organic	0.001
Refrigerating liquids, heating, cooling, or evaporating	0.001
Brine (cooling)	0.001
Atmospheric distillation units:	
Residual bottoms, less than 25°API	0.005
Distillate bottoms, 25°API or above	0.002
Atmospheric distillation units:	
Overhead untreated vapors	0.0013
Overhead treated vapors	0.003
Side-stream cuts	0.0013
Vacuum distillation units:	
Overhead vapors to oil:	
From bubble tower (partial condenser)	0.001
From flash pot (no appreciable reflux)	0.003

* *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 2d ed., New York, 1949.