

RAPPORT Nr:

Gas en olie winning op de Noordzee:
Ontwerp gas-gas warmtewisselaar.

G-opdracht 1980
W-gedeelte

Student: K. de Jong
Begeleiders: ir. W.J.B. van den Bergh
ir. C. Nieulant

TECHNISCHE HOGESCHOOL DELFT

**AFDELING DER WERKTUIGBOUWKUNDE
LABORATORIUM APPARATENBOUW PROCESINDUSTRIE**

Gas en olie winning op de Noordzee:

Ontwerp van de gas-gas warmtewisselaar behorend bij de
gas treatingstraat van het centrale verwerkings platform.

G-opdracht 1980
W-gedeelte

Begeleiders: ir. W.J.B. van den Bergh
ir. C. Nieulant

Student: K. de Jong

Inleiding

Op het centrale verwerkings platform wordt het gas, afkomstig van de produktie platforms A, B en D op dauwpunt specificatie gebracht. Het per pijpleiding aangevoerde kondensaat van de produktie platforms wordt zodanig behandeld dat het aan R.V.P. specificatie voldoet. In de gastreatingstraat is een koude separator opgenomen waar zwaardere componenten kondenseren. De in deze koude separator aanwezige gas-gas regenerator is warmtetechnisch en konstruktief in detail uitgewerkt en gedimensioneerd. Hierbij is zoveel mogelijk gelet op het realiseren van geringe afmetingen en een laag gewicht. Daar waar dit, gezien de tijd, niet mogelijk was zijn suggesties gegeven voor verbeteringen. De belangrijkste resultaten en gebruikte reken methodes zijn in dit verslag weergegeven.

Inhoudsopgave

-literatuurlijst	2
-symbolen	3
-de warmteoverdrachts apparatuur op eiland C	5
-berekeningsmethode shell en tube warmtewisselaar	5
-bepaling van de stofgegevens van de gasmengsels	6
-gevonden waarden stofgegevens	9
-aanvullende gegevens warmtewisselaar	10
-resultaten warmtetechnische berekening	12
-diameter in en uitstroom openingen	13
-sterkteberekening van de onderdelen van de warmtewisselaar	14
materiaalkeuze	14
wanddikte tubulures	14
wanddikte mantel	15
wanddikte fronten	15
wanddikte pijpplaat	16
sterkte kontrôle pijpen	16
stabiliteits kontrôle pijpen	16
-konstruktieve aspecten	18
bevestiging pijpen	18
bevestiging mantel en pijpplaat	18
keerschotten in de fronten	18
aansluiting romp-tubulures	18
flenzen	19
-bijlagen:	
1 numerieke uitwerking warmteberekening	20
2 fig voor $F(P,R)$	26
3 pijpplaat layout tabel	27
4 fig voor wrijvingsfactor	28
5 fig voor γ_H	29
6 Nu-relatie	30
7 numerieke uitwerking sterkte berekening	31
8 symbolen sterkte berekening	41
9 stofgegevens	42 ^a
10 flowsheet eiland C	43

literatuur

1. Technical Data Book Petroleum Refining
American Petroleum Institute, Washington 1970
2. Perry & Chilton, Chemical Engineers Handbook
McGraw Hill 5th ed.
3. D.Q. Kern, Process Heat Transfer
McGraw Hill 1950
4. E.E. Ludwig, Applied Design for Chemical and Petro-
chemical plants. Gulf Publishing Company 1965
5. V.D.I. Waermeatlas 1970
6. Apparaten voor de Procesindustrie
college diktaat Delft 1978
7. Regels voor toestellen onder druk
Staatsuitgeverij 's Gravenhage 1973

Symbolenlijst

A	oppervlak	m^2
a	denkbeeldig dwarsdoorstroom oppervlak	m^2
B	keerschot afstand	m
c_p	soortelijke warmte	J/kgK
D	manteldiameter	m
D_e	hydraulische diameter	m
F(P,R)	temperatuur correctie faktor	
f	vuilweerstandscoefficient	
G_s	massastroomdichtheid	kg/sm ²
k	warmteoverdrachtscoefficient	W/m ² K
l	lengte	m
\dot{m}	massastroom	kg/s
Nu	kental van Nusselt	
n	aantal	
P	temperatuur efficiency	
P_c	kritieke druk	N/m ²
P_{pc}	pseudo kritieke druk	N/m ²
P_{pr}	pseudo gereduceerde druk	
P_r	kental van Prantl	
P	druk	N/m ²
r	vuilweerstand	m ² /W
Re	kental van Reynolds	
s	steek	m
T	temperatuur	°C, K
T_c	kritieke temperatuur	°C, K
T_{pc}	pseudo kritieke temperatuur	°C, K
T_{pr}	pseudo gereduceerde temperatuur	
$\overline{\Delta T}_{ln}$	gemiddeld logaritmisches temp versch.	°C, K
$\overline{\Delta T}$	gemiddeld temperatuur verschil	°C, K
v	snelheid	m/s
α	warmteoverdrachtscoefficient	W/m ² K
γ_H	colburn parameter	
η	dynamisch viskositeit	N/sm ²
ρ	dichtheid	kg/m ³
λ	warmtegeleidingscoefficient	W/mK
ω	acentriciteitsfaktor	
ϕ_{mol}	molenstroom	kmol/s

indices

i	{ inwendig m.b.t. de ingaande stroom
p	pijpzijde
s	rompzijde
u	{ t.o.v. uitwendig buisoppervlak m.b.t. de uitgaande stroom

N.B. om redenen van praktische aard is de symbolen-
lijst behorende bij de sterkte berekeningen
opgenomen in bijlage 8 blz. 41 .

De warmteoverdrachts apparatuur op eiland C

- De belangrijkste warmtewisselaars op eiland C zijn:
- de w.w.s voor het eerste resp. derde flashvat (zie flowsheet eiland C) :zij dienen om de temperatuur in de flashvaten op de gewenste waarde te houden.
 - de gas-gas regenerator van de chiller sectie die dient om nog aanwezige "koude" uit het koude gas dat de driefasenscheider verlaat terug te winnen en het warme gas uit de flashvaten daarmee te koelen.
 - de verdamper en de condensor van de koelmachine.
 - een oververhitter na de regenerator om eventuele condensatie in de kompressor te voorkomen.

In het verslag van het T-gedeelte zijn berekeningen van warmtestromen en schattingen van het warmtewisselend oppervlak weergegeven op blz.63 en blz.II.

In dit gedeelte zal alleen de gas-gas regenerator voor de chiller in detail warmtetechnisch en konstruktief worden uitgewerkt.

Omdat de temperatuur verschillen tussen romp en pijpen tamelijk klein zijn kon gekozen worden voor een warmtewisselaar met vaste pijpplaten. Dit is een relatief eenvoudige konstruktie, alleen het reinigen van de rompzijde van de pijpen levert problemen. Reinigen van de binnenkant van de pijpen is mogelijk als de fronten worden losgenomen. Daarom wordt het warme gas uit de flashvaten, dat mogelijk nog vloeistof druppeltjes bevat, door pijpen geleid. Het gas uit de driefasenscheider wordt door de romp geleid.

Berekeningsmethode shell en tube warmtewisselaar

Bij het warmtetechnisch ontwerp van de warmtewisselaar is geoptimaliseerd naar minimale afmetingen, gunstige verhouding van lengte en diameter. Ook mocht de drukval over romp en pijpen een maximum waarde niet overschrijden. Hiervoor is de hierna beschreven berekeningsmethode gebruikt.

1. bereken de hoeveelheid over te dragen warmte Q .
2. bereken ΔT_{ln}
3. bereken P en R . Bepaal $F(P,R)$. Als $F(P,R) < 0,8$ kies dan voor twee of meer passages aan rompzijde.
4. bereken $\Delta T = F(P,R) \cdot \Delta T_{ln}$
5. schat de overall warmteoverdrachtscoefficient ku
6. bereken $V.O. = \frac{Q}{ku \cdot \Delta T}$

7. kies de pijpdiameter en specificieer een w.w. met behulp van een "Heatexchanger tube-shell layout count table".
8. bepaal de lengte van de w.w. Als $l/D > 10$ of als $l/D < 6$ kies dan een andere layout.
9. bepaal de snelheid van het medium in de buizen en bepaal de drukval ΔP_p .
Als $\Delta P_p < \Delta P$ toelaatbaar verhog dan het aantal pijp-passages steeds met twee. Als $\Delta P_p > \Delta P$ toelaatbaar kies dan een andere layout. (punt 7).
10. bereken de drukval van de mediumstoom om de buizen, begin met de maximale keerschot afstand met $B/D = 1$ en keerschotopening 45%. Als $\Delta P_p < \Delta P$ toelaatbaar verklein de keerschot afstand en de keerschot opening tot $\Delta P_p = \Delta P$ toelaatbaar. of tot $B/D = 0,2$. Als $\Delta P_p > \Delta P$ toelaatbaar kies dan een andere layout met b.v. een grotere pijpsteek. (punt 7).

Na deze procedure zijn de gas-snelheden aan pijp en aan romp zijde maximaal en daarmee de warmteoverdrachtscoëfficiënten optimaal voor deze warmtewisselaar.

11. bereken de warmteoverdrachtscoëfficiënt voor de stroming door de buizen.
12. bereken de warmteoverdrachtscoëfficiënt voor de stroming om de buizen.
13. bepaal de vuilweerstand r_i en r_u .
14. bereken de totale warmteoverdrachtscoëfficiënt ku

$$ku = \frac{1}{\frac{du}{di \alpha_i} + \frac{du \ln du/di}{2\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_u} + r_i + r_u}$$

15. bereken met deze ku het benodigd V.O. en vergroot dit met 15% in verband met in en uitstroomverliezen.
16. als het V.O. gevonden in punt 15 groter of kleiner dan de waarde van A_u in punt 6 vergroot of verklein dan de lengte l van de w.w. en begin opnieuw bij punt 9. Als $l/D > 10$ of $l/D < 6$ begin dan opnieuw bij punt 6, gebruik voor de schatting van het V.O. de in punt 14 gevonden waarde van ku .

Bepaling van de stofgegevens van de gasmengsels

De stofgegevens $\bar{c}_p, \bar{\lambda}, \bar{\eta}, \bar{\rho}$ zijn voor de gasmengsels aan romp en pijp zijde bepaald uit de stofgegevens van de zuivere componenten. $\bar{c}_p, \bar{\lambda}, \bar{\eta}, \bar{\rho}$ zijn berekend bij een druk $P = 62 \text{ bar (900 psia)}$ en een temperatuur $T = 0^\circ \text{C}$.

De volgende relaties zijn gebruikt:
pseudo kritieke druk en temperatuur:

$$P_{pc} = \sum_i x_i P_{ci}$$

$$T_{pc} = \sum_i x_i T_{ci}$$

[1].

pseudo gereduceerde druk en temperatuur:

$$P_{pr} = \frac{P}{P_{pc}} \quad [1]$$
$$T_{pr} = \frac{T}{T_{pc}}$$

gemiddelde soortelijke warmte: \bar{c}_p :

$$\bar{c}_p = \bar{c}_p^0 + \Delta \bar{c}_p \quad [1]$$

met $\bar{c}_p^0 = \frac{\sum_i M_i x_i c_{pi}^0}{\sum_i M_i x_i}$

$$c_{pi}^0 = A\left(\frac{T}{100}\right) + B\left(\frac{T}{100}\right)^2 + C\left(\frac{T}{100}\right)^3 + D\left(\frac{100}{T}\right).$$

A, B, C, D konstantes, getabelleerd voor gassen.

$$\Delta \bar{c}_p = \frac{R}{M} \left[\left(\frac{c_p^0 - \bar{c}_p}{R} \right)^0 + \bar{\omega} \left(\frac{c_p^0 - \bar{c}_p}{R} \right)^1 \right]$$

$$\bar{\omega} = \sum_i x_i \omega_i$$

de waarden van $\left(\frac{c_p^0 - \bar{c}_p}{R} \right)^0$ en $\left(\frac{c_p^0 - \bar{c}_p}{R} \right)^1$ zijn getabelleerd als functie van T_{pr} en P_{pr} .

gemiddelde warmtegeleidingscoëfficiënt $\bar{\lambda}$:

$$\bar{\lambda} = k_1 \frac{\sum_i x_i \lambda_i (M_i)^{\frac{1}{3}}}{\sum_i x_i (M_i)^{\frac{1}{3}}} \quad [5]$$

k_1 -drukkorrektie, bij $T_{pr}=1,36$ en $P_{pr}=1,38$ geldt $k_1=1,30$ [2]

gemiddelde dynamische viskositeit $\bar{\eta}$:

$$\bar{\eta} = k_2 \left[\sum_i x_i \eta_i^3 \right]^{\frac{1}{3}} \quad [2]$$

k_2 drukcorrectie, bij $T_{pr}=1,36$ en $P_{pr}=1,38$ geldt $k=1,18$ [2]

gemiddelde dichtheid $\bar{\rho}$:

$$\bar{\rho} = \frac{P}{zRT}$$

[1]

met $z = z^0 + \bar{\omega} z'$

$$\bar{\omega} = \sum_i x_i \omega_i$$

bij $T_{pr}=1,36$ en $P_{pr}=1,38$ geldt $z^0 = 0,780$
 $z' = 0,115$

De waarden van $P_c, T_c, \eta, \lambda, c_p, \omega, M$ van de zuivere componenten zijn vermeld in tabel 1, de samenstellingen van de mengsels in tabel 2, bijlage 9.

Gevonden zijn de volgende waarden :

gas in de buizen:

$$\bar{c}_{pp} = 2,79 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$T_{pr} = 1,36$$

$$\bar{\lambda}_p = 0,037 \quad \text{W/mK}$$

$$P_{pr} = 1,38$$

$$\bar{\eta}_p = 1,20 \cdot 10^{-5} \quad \text{N/sm}^2$$

$$\bar{\rho}_p = 63,0 \quad \text{kg/m}^3$$

$$Pr = \frac{\bar{\eta} \bar{c}_p}{\bar{\lambda}} = 0,90$$

gas in de romp:

$$\bar{c}_{pp} = 2,83 \quad \text{kJ/kgK}$$

$$T_{pr} = 1,35$$

$$\bar{\lambda}_p = 0,035 \quad \text{W/mK}$$

$$P_{pr} = 1,38$$

$$\bar{\eta}_p = 1,18 \cdot 10^{-5} \quad \text{N/sm}^2$$

$$\bar{\rho}_p = 64,8 \quad \text{kg/m}^3$$

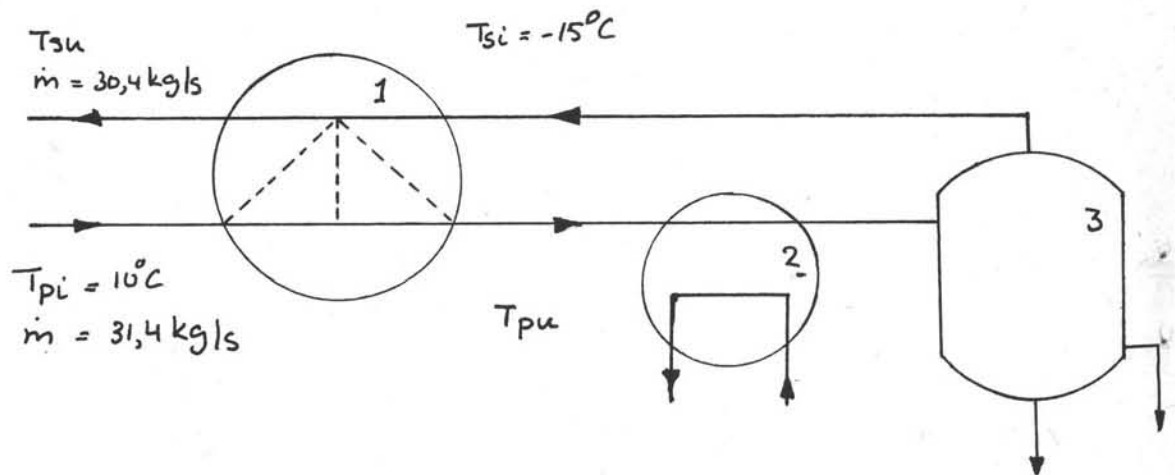
$$Pr = \frac{\bar{\eta} \bar{c}_p}{\bar{\lambda}} = 0,95$$

Gevonden zijn de volgende waarden:

Aanvullende gegevens warmtewisselaar
Massastromen, zoals berekend in het T-gedeelte verslag
bijlage VII, stroomnummer 4 en 5 :

pijpszijde $\dot{m}_p = \phi_{mol} \cdot \bar{M} = 31,4 \text{ kg/s}$

rompzijde $\dot{m}_r = \phi_{mol} \cdot \bar{M} = 30,4 \text{ kg/s}$



- 1 gas-gas w.w.
- 2 verdamer koelmachine
- 3 driefasenscheider

fig 1, de gas-gas w.w.

De in en uitlaat temperaturen zijn als volgt bepaald

$$T_{pi} = 10^\circ\text{C}$$

$$T_{pu} = -5^\circ\text{C}$$

$$T_{si} = -15^\circ\text{C}$$

$$T_{su} = T_{si} + \frac{\dot{m}}{\dot{m}} \frac{c_p}{c_p} (T_{pi} - T_{pu}) = 0,3^\circ\text{C}$$

Hierbij is de invloed van condensatie in de pijpen van de w.w. verwaarloosd.

Het rendement E bedraagt nu:

$$E = \frac{T_{su} - T_{si}}{T_{pi} - T_{si}} = 61\%$$

Dit betekent dat van de in het koude gas aanwezige "koude" 61% wordt gebruikt om het warme gas te koelen. Omdat bij toenemende E het temperatuurverschil ΔT snel afneemt waardoor het V.O. snel toeneemt lijkt ons dit een redelijke keuze. (Bij E 80% wordt het V.O. al drie keer zo groot!). Van optimalisatie is binnen het kader van de G-opdracht afgezien.

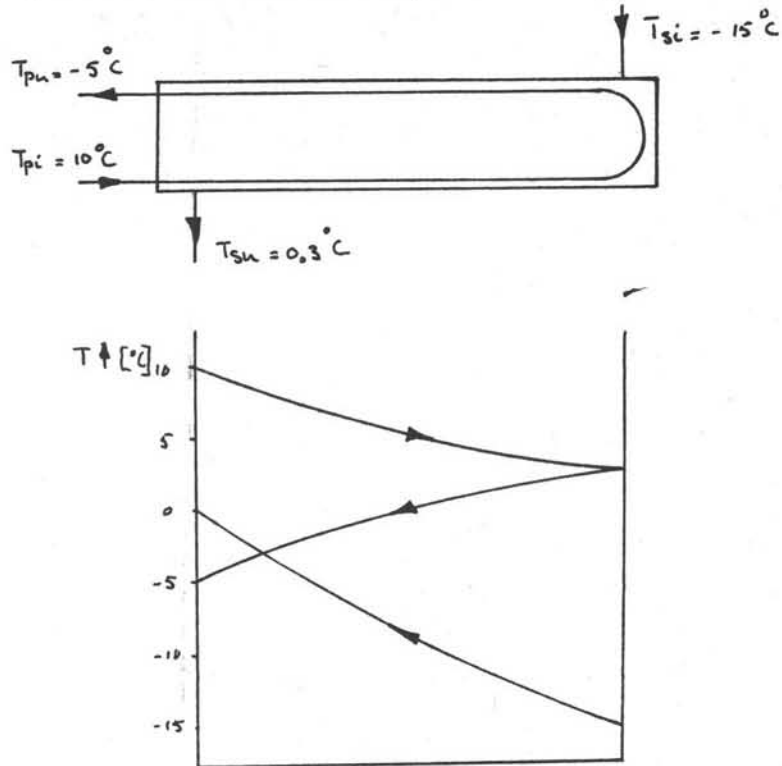


fig.2, temperatuurverloop in de gas-gas w.w.

Een schets van het temperatuurverloop in de w.w. toont dat uitvoering met één romp passage waarschijnlijk niet mogelijk is. Dit is later ook bij de berekening gebleken. (Zie bovenstaande figuur)

Voor de toelaatbare drkverliezen in de w.w. zijn de volgende waarden aangehouden:

$$\Delta P_p = 0,5 \text{ bar}$$

$$\Delta P_s = 0,5 \text{ bar}$$

De warmtegeleidingscoëfficiënt van staal:

$$\lambda_s = 48 \text{ W/mK}$$

Resultaten van de warmtetechnische berekening

Met bovengenoemde methode is een warmtetechnische berekening uitgevoerd voor de gas-gas warmtewisselaar. Aangenomen is daarbij dat de warmtestroom wordt overgedragen in drie parallel geplaatste warmtewisselaars. Dit heeft voordelen voor de flexibiliteit van de installatie en levert bovendien een iets kompakter apparaat (zie bijlage)

Bij het bepalen van de temperatuur correctiefactor $F(P,R)$ bleek het noodzakelijk te zijn twee shell passages toe te passen. Konstruktief voeren we dit uit door twee identieke w.w.'s in serie te plaatsen. Het temperatuurverloop in de warmtewisselaar ziet er dan uit als weergegeven in fig.3 .

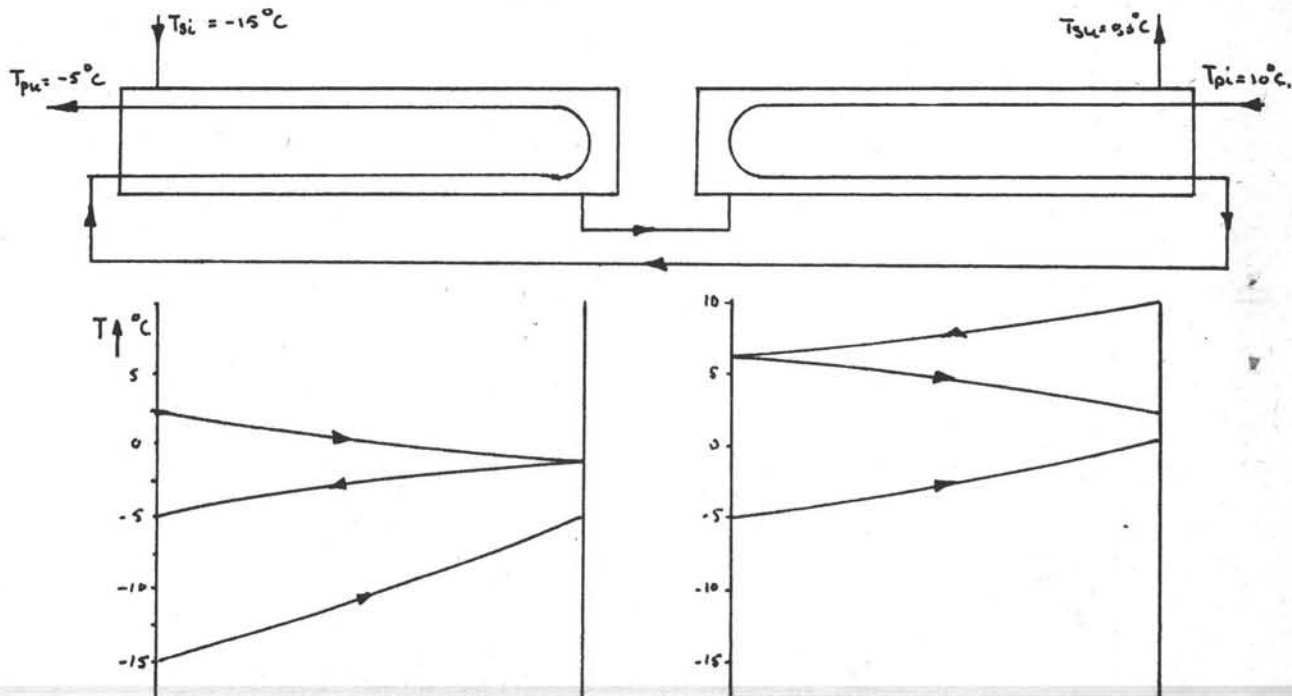


fig.3 ,temperatuurverloop in de w.w. met twee shell passes.

We vinden de volgende afmetingen:

verwarmd oppervlak	$V.O. = 70$	m^2
lengte pijpbundel	$l = 4,40$	m
inwendige diameter	$D = 0,49$	m
aantal keerschotten	$N = 12$	
keerschot afstand	$B = 0,33$	m
keerschot opening	28%	
drukval pijpzijde	$\Delta P_p = 0,32$	bar
drukval rompzijde	$\Delta P_s = 0,35$	bar

Verder vinden we nog:

$$k_u = 413,6 \quad W/mK$$

$$\overline{\Delta T} = 8,77 \quad ^\circ C$$

$$\begin{aligned} \text{Nu}_s &= 354 \\ \text{Re}_s &= 3,83 \cdot 10^5 \\ \text{Nu}_p &= 900 \\ \text{Re}_p &= 5,59 \cdot 10^5 \end{aligned}$$

Diameter in- en uitstroom openingen

De diameter van de in en uitstroomopeningen wordt bepaald door de maximaal toelaatbare gassnelheid in de opening v_{\max} en de volumestroom $\dot{\phi}$. Volgens Ludwig (litt. 4): $v_{\max} = 1,4 \cdot v_{\max, \text{shell}}$ waarin $v_{\max, \text{shell}}$ afhankelijk is van de druk en het gemiddeld molgewicht. Bij $P = 62 \text{ bar}$ (900 psia) en $\bar{M} = 18$ wordt gevonden:

$$\begin{aligned} v_{\max, \text{shell}} &= 9,2 \text{ m/s} \\ v_{\max} &= 1,4 \cdot v_{\max, \text{shell}} = 12,9 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$A = \frac{\dot{\phi}}{v_{\max}} = \frac{\dot{m}}{\rho v_{\max}} = 0,0121 \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0,124 \text{ m}$$

Gekozen is $D = 0,126 \text{ m}$ omdat dit een handelsmaat is.

Uitgaande van deze gegevens is de w.w. konstruktief uitgewerkt en op sterkte berekend.

Sterkte berekening van de onderdelen van de warmtewisselaar

De volgende onderdelen zijn op sterkte berekend:

- tubulures
- mantel
- fronten
- pijpplaat

Voorts zijn achteraf nog de pijpen gecontroleerd op sterkte en stabiliteit (knik).

Alle berekeningen zijn uitgevoerd volgens de daarvoor geldende regels van het stoomwezen. De numerieke uitwerkingen zijn weergegeven in bijlage 7.

De bedrijfsdruk bedraagt onder normale omstandigheden 62 bar (900 psia). De veiligheden op de flash vaten zijn afgesteld op 65 bar (943 psia), daarom hebben we als berekeningsdruk gekozen $P_d = 0,1.65 = 6,5 \text{ N/mm}^2$

Materiaalkeuze

Aan de hand van blad M0110 is bij de laagste metaaltemperatuur $\theta_{m, \min} = -20^\circ\text{C}$ een materiaalkeuze gedaan. Bij deze temperatuur blijkt een C- of C-Mn-staal met gegarandeerde kerftaaiheid bij 0°C of kerfslagproef uitgevoerd bij 0°C te voldoen. Gekozen is voor A St 45 Din 17135.

Eigenschappen A St 45:

Rm (N/mm ²)	Re (N/mm ²)	rek tot breuk (%)
441	274,4	d < 16
	264,6	16 < d < 40
	254,8	d > 40

Wanddikte tubulures

Materiaal A St 45, naadloze buis.
Re = 254,8 N/mm²
Berekeningsdruk Pd = 6,5 N/mm²
Wanddikte volgens blad D0201:

$$d > \frac{P_d \cdot D_i}{2z_f \cdot P_d} = 2,44 \text{ mm}$$

- met Pd berekeningsdruk
- Di inwendige middellijn
- z verzwakkingsfactor
- f ontwerpspanning

toeslagen: corrosie $\Delta d_c = 1 \text{ mm}$
vervaardiging $\Delta d_f = 0,5 \text{ mm}$

$$d_{\min} = d + \Delta d_c + \Delta d_f = 3,94 \text{ mm}$$

In verband met de gunstige invloed die d heeft op de verzwakkingsfactor z in de wanddikte berekening van de romp (zie bijlage 7.) wordt d groter gekozen, $d = 10 \text{ mm}$.

Ook kan nog worden gedacht aan het aanbrengen van een vlakke versterkingsring rond de tubulures. Dit heeft een gunstige invloed op de verzwakkingsfactor z en dus ook op de wanddikte van de romp.

Wanddikte mantel

Materiaal A St 45, gewalste plaat.

$$Re = 274,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{berekeningsdruk } Pd = 6,5 \text{ N/mm}^2$$

wanddikte volgens blad D0201:

$$d \geq \frac{Pd \cdot Di}{2zf - Pd} = 12,7 \text{ mm}$$

met Pd berekeningsdruk
Di inwendige rompmiddellijn
z verzwakkingsfactor volgens D0501
f ontwerpspanning

toeslagen: corrosie $\Delta d_c = 1 \text{ mm}$
vervaardiging $\Delta d_f = 0,5 \text{ mm}$

$$d_{\min} = d + \Delta d_c + \Delta d_f = 14,2 \text{ mm}$$

Gekozen wanddikte: $d = 15 \text{ mm}$

Wanddikte fronten

Materiaal A St 45, plaat.

$$Re = 274,4 \text{ N/mm}^2$$

Gekozen is voor fronten met korbboogvorm conform de opgave in de catalogus van 'plaatijzerindustrie BV Apeldoorn'.

$$\text{berekeningsdruk } Pd = 6,5 \text{ N/mm}^2$$

wanddikte volgens blad D0203:

$$d \geq \frac{Pd \cdot De \cdot c_1 \cdot c_2}{2z_1 \cdot f} = 9,4 \text{ mm}$$

met Pd berekeningsdruk
De uitwendige middellijn front
c₁ vormfactor
c₂ spanningsconcentratiefactor
z₁ verzwakkingsfactor
f ontwerpspanning

toeslagen: corrosie $\Delta d_c = 1 \text{ mm}$
vervaardiging $\Delta d_f = 2 \text{ mm}$

$$d_{\min} = d + \Delta d_c + \Delta d_f = 12,4 \text{ mm}$$

Uit konstruktieve overwegingen is gekozen voor een wanddikte gelijk aan die van de romp.

gekozen wanddikte: $d = 15$ mm

De vervaardigings toeslag $d = 2$ mm is gekozen omdat bij de vervaardiging plaatselijk vloeien optreedt waardoor het materiaal terplaatse van sterke vervormingen dunner wordt.

Wanddikte pijpplaat

Materiaal A St 45, plaat.

$Re = 254,8$ N/mm²

berekeningsdruk $Pd = 4,69$ N/mm² (zie bijlage 7).

wanddikte volgens blad D0404:

$$d \geq C D \sqrt{\frac{Pd}{z f}} = 69,5 \text{ mm}$$

met C rand en steunfactor
D bevestigings middellijn
Pd berekeningsdruk voor pijpplaat
z verzwakkingsfactor
f ontwerpspanning

toeslagen: corrosie $\Delta d_c = 2.1 = 2$ mm
vervaardiging $\Delta d_f = 0$ mm

$$d_{\min} = d + \Delta d_c + \Delta d_f = 71,5 \text{ mm}$$

gekozen wanddikte: $d = 72$ mm

Sterkte kontrôle pijpen

Volgens blad D0404 wordt geeist:

$$\sigma_v \leq f_2$$

met σ_v de grootste optredende vervangende spanning
 f_2 ontwerpspanning

in bijlage wordt gevonden:

$$\sigma_v = 53,6 \text{ N/mm}^2$$

$$f_2 = 178,4 \text{ N/mm}^2$$

Er is dus voldaan aan de eisen voor sterkte.

Stabiliteits kontrôle pijpen

Volgens blad D0404 wordt geeist: voor de gebruikstoestand:

$$|\sigma_{ax7}| \leq \sigma_{k \max}$$

met $|\sigma_{ax7}|$ grootste optredende knikspanning
 $\sigma_{k \max}$ toelaatbare knikspanning

in de sterkte berekening (bijlage 7) wordt gevonden:

$$\begin{aligned} |\sigma_{axz}| &= 45,65 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{kmax} &= 115,6 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

er is dus, in de gebruikstoestand voldaan aan de eis m.b.t. knik.

Tijdens de persproef met $P_{tp}=1,4 \cdot P_{dp}$ is de grootste optredende knikspanning:

$$|\sigma_p| = 60,67 \text{ N/mm}^2$$

Ook tijdens de persproef is voldaan aan de eis voor knik.

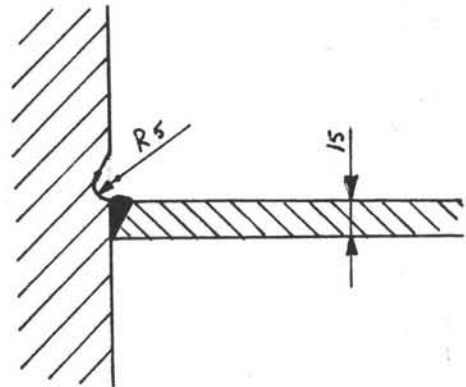
Konstruktieve aspecten

Bevestiging pijpen

De pijpen worden over de gehele pijpplaatdikte gerold. Hierdoor vloeit het pijpmateriaal plaatselijk met als gevolg dat de pijpen na deze behandeling elastisch ingeklemd zijn in de pijpplaat. Voor de verzakking γ van de pijpplaat door de aanwezige gaten mag dan met de binnendiameter van de pijpen worden gerekend. Dit heeft een minder dikke pijpplaat tot gevolg.

Bevestiging mantel en pijpplaten

De mantel wordt aan de pijpplaat gelast. Er wordt geen lasneue aangebracht. Om toch röntgenonderzoek van de las mogelijk te maken wordt een groef in de pijpplaat gedraaid (zie schets). Door nu een kleine iridium-straler door een van de pijpgaten te steken en op de buitenkant van de romp in de groef een film aan te brengen kan toch röntgen onderzoek worden gedaan.



Keerschotten in de fronten

Om in de w.w. twee-tube passages te realiseren is in het front aan aansluitzijde een keerschot aangebracht. Om plotselinge drukverschillen, waarop dit schot niet is berekend, te vermijden is hierin een klein gaatje aangebracht.

Aansluiting romp-tubulures

De wanddikte van de tubulures is groter gekozen dan volgens de sterkte berekening noodzakelijk. Dit geeft versteking van het gat in de romp. Konstruktief zijn de aansluitingen uitgevoerd als in fig. 4 .

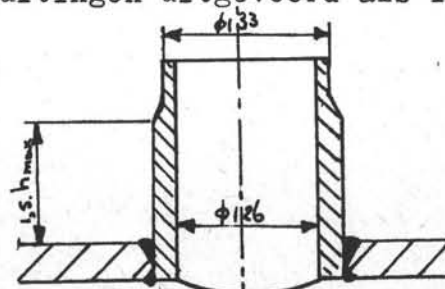


fig.4 aansluiting tubulures

Flenzen

Voor de in en uitstroomopeningen zijn standaard flenzen DIN 2632 gebruikt. Door de lage bedrijfs temperatuur kon, na overleg met de bevoegde instantie, worden volstaan met ND 40 flenzen.

Voor de verbindingen tussen de verdeelkasten en de pijpplaten zijn afgeleid van flenzen volgens ANSI-B 16,5. Deze flenzen moeten nog op sterkte worden gecontroleerd. Het is waarschijnlijk dat bij toepassing van blokflenzen de steekcirkel van de boutgaten kleiner gekozen kan worden. Dit kan leiden tot een iets kleinere buiten diameter en een minder dikke pijpplaat.

Warmtetechnische berekening

$$1. \quad Q = m_s \bar{c}_p \Delta T_s = 10,1 \cdot 2,03 \cdot 15,3 = 439 \text{ kW.}$$

$$2. \quad \bar{\Delta T}_{\ln} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{10 - 0,37}{\ln \frac{10}{0,37}} = 9,85 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$3. \quad P = \frac{T_{pu} - T_{pi}}{T_{si} - T_{pi}} = \frac{-5 - 10}{-15 - 10} = 0,6.$$

$$R = \frac{T_{si} - T_{sh}}{T_{pu} - T_{pi}} = \frac{-15 - 0,3}{-5 - 10} = 1,02$$

voor een ww met 1 shellpass is $F(P, R) < 0,5$.

(zie ook bijlage 2 fig 1).

kies een ww met 2 shellpasses, dan wordt

$F(P, R) = 0,89$. (Bijlage 2 fig 2).

$$4. \quad \bar{\Delta T} = F(P, R) \bar{\Delta T}_{\ln} = 8,77 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

5. Als startwaarde voor ku is genomen $ku = 250$. Na

twee iteraties (die hier niet zijn weergegeven) is

gevonden: $ku = 414 \text{ W/m}^2\text{K}$. Met deze waarde

wordt nu verder gerekend.

$$6. \quad V.O. = \frac{Q}{ku \bar{\Delta T}} = \frac{439}{414 \cdot 8,77} = 121 \text{ m}^2.$$

toeslag voor in en uitstroomverliezen: 15%.

$$A_u^* = 1,15 \text{ V.O.} = 139 \text{ m}^2.$$

Voor één shellpass geldt dus $A_u^* = 69,5 \text{ m}^2$.

7. Keuze pijppatroon en rompdiameter

diameter pijp $d_u = 19,1 \text{ mm}$ ($3/4''$).

steek $s = 25,4 \text{ mm}$ ($1''$)

inwendige diameter romp $D_i = 489 \text{ mm}$ ($19 1/4''$).

aantal pijpen $n = 264$ (bijlage 3).

pijplengte:

0. $l = \frac{A_u^*}{n \pi d_u} = \frac{69,5}{264 \cdot \pi \cdot 0,0191} = 4,39 \text{ m.}$

verhouding lengte/diameter:

$$\frac{l}{D_i} = \frac{4,39}{0,489} = 8,97 < 10.$$

g. Snelheid in de buizen: $v_p = \frac{\phi_v}{A_s}$ m/s

volumestroom:

$$\phi_v = \frac{m_p}{\rho_p} = \frac{10,5}{63,0} = 0,1667 \text{ m}^3/\text{s}$$

doorstroomboppervlak:

$$A_s = \frac{\pi d_i^2}{8} \cdot n = \frac{\pi}{8} \cdot 0,0151^2 \cdot 264 = 0,0236 \text{ m}^2.$$

$$v_p = \frac{0,1667}{0,0236} = 7,05 \text{ m/s.}$$

$$Re_p = \frac{\rho v_p d_i}{\eta_p} = \frac{63,0 \cdot 7,05 \cdot 0,0151}{1,20 \cdot 10^{-5}} = 5,59 \cdot 10^5$$

wrijvingsfaktor:

$$f_p = 0,0216 \quad (\text{bijlage })$$

drukval:

$$\Delta P_f = \left(\eta_p \frac{f_p l}{d_i \rho v_p} + 4 \right) \cdot \frac{1}{2} \rho v_p^2 \quad \text{N/mm}^2$$

$$n_p = \text{aantal pijppassages}, n_p = 2.$$

$$(\rho/\eta_w) = 1.$$

$$\Delta P_p = 2 \left(\frac{0,0216 \cdot 4,39}{0,0151 \cdot 1} + 4 \right) \frac{1}{2} \cdot 63,0 \cdot 7,05^2 = 3,2 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_p = 0,32 \text{ bar} < \Delta P_p \text{ toelaatbaar.}$$

10. Stroming om de buizen

$$Re = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu}$$

massastroomdichtheid:

$$G_s = \frac{m}{a_s} \quad \text{kg/sm}^2$$

dwarsdoorstroomoppervlak:

$$a_s = \frac{D_i \cdot B \cdot (s - d_u)}{s} \quad \text{m}^2$$

hydraulische diameter: z

$$D_e = \frac{4(0,086s^2 - \frac{1}{4}\pi d_u^2)}{\pi d_u} \quad \text{m}$$

drukval:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_i (N+1)}{2\rho D_e} \quad \text{N/m}^2$$

Eerste schatting keerschotafstand:

$$B/D_i = 1, \quad B \leq 0,49 \text{ m.}$$

$$\text{Aantal keerschotten: } N+1 = l/B = 4,39/0,49 = 8,96.$$

Neem $N+1 = 9$ en $B = 0,48 \text{ m.}$

keerschotopening 45%.

Hiervan berekenen we ΔP_s .

dwarsdoorstroomoppervlak:

$$a_s = \frac{0,489 \cdot 0,480 \cdot (0,0254 - 0,0191)}{0,0254} = 0,058 \text{ m}^2$$

massastroomdichtheid:

$$G_s = \frac{10,1}{0,058} = 173,5 \quad \text{kg/sm}^2$$

hydraulische diameter:

$$D_e = \frac{4(0,086 \cdot 0,0254^2 - \frac{1}{4}\pi \cdot 0,0191^2)}{\pi \cdot 0,0191} = 0,0179 \text{ m}$$

wrijvingsfactor:

$$f = 0,0011 \cdot 144 \quad (\text{bijlage 4})$$

drukval:

$$\Delta P_s = \frac{0,158 \cdot 173,5^2 \cdot 0,489 \cdot 9}{2 \cdot 64,8 \cdot 0,0179} = 0,905 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$Re_s = \frac{173,5 \cdot 0,0179}{1,18 \cdot 10^{-5}} = 2,59 \cdot 10^5$$

$$\Delta P_s = 0,09 \text{ bar.}$$

$\Delta P_s < \Delta P_{\text{toelaatbaar}}$, we kiezen dus een
groter aantal keerschotten.

$$\text{kies } M+1 = 13. \quad B = 0,330 \text{ m}$$

keerschotopening 28%.

dwarsdoorstroomoppervlak:

$$a_s = \frac{0,409 \cdot 0,330 \cdot (0,0254 - 0,0191)}{0,0254} = 0,040 \text{ m}^2$$

massastroomdichtheid:

$$G_s = \frac{10,1}{0,040} = 252,3 \text{ kg/sm}^2$$

$$Re_s = \frac{252,3 \cdot 0,0179}{1,18 \cdot 10^{-3}} = 383 \cdot 10^5$$

wrijvingsfaktor:

$$f = 0,0014 \cdot 144 = 0,202$$

drukval:

$$\Delta P_s = \frac{0,202 \cdot 252,3^2 \cdot 0,409 \cdot 13}{2 \cdot 64,8 \cdot 0,0179} = 3,52 \cdot 10^4 \text{ M/m}^2$$

$$\Delta P_s = 0,35 \text{ bar.}$$

$\Delta P_s < \Delta P_{\text{toelaatbaar}}$.

$$\text{kies } M+1 = 15 \quad B = 0,285 \text{ m}$$

keerschotopening 26%.

dwarsdoorstroomoppervlak:

$$a_s = \frac{0,409 \cdot 0,285 \cdot (0,0254 - 0,0191)}{0,0254} = 0,035 \text{ m}^2$$

massastroomdichtheid:

$$G_s = \frac{10,1}{0,035} = 292 \text{ kg/sm}^2$$

$$Re_s = \frac{292 \cdot 0,0179}{1,18 \cdot 10^{-3}} = 4,43 \cdot 10^5$$

wrijvingsfaktor:

$$f = 0,0145 \cdot 144 = 0,209$$

drukval:

$$\Delta P_s = \frac{0,209 \cdot 292^2 \cdot 0,409 \cdot 15}{2 \cdot 64,8 \cdot 0,0179} = 5,63 \cdot 10^4 \text{ M/m}^2$$

$\Delta P_s = 0,56 \text{ bar} > \Delta P_{\text{toelaatbaar}}$.

uiteindelijke kenze : $N+1 = 13.$
 Aantal keerschotten $N = 12$
 keerschot afstand $B = 0,330 \text{ m.}$
 keerschot opening $28\%.$

11. Warmteoverdrachtscoëfficiënt voor de stroming in de buizen

$$Re_p = 5,59 \cdot 10^5$$

$$Pr_p = 0,90$$

met fig 3, bijlage 6 volgt : $Mu = 900.$

$$Mu = \frac{\rho_i d_i}{\lambda}$$

warmteoverdrachtscoëfficiënt:

$$\alpha_i = \frac{Mu \lambda}{d_i} = \frac{900 \cdot 0,037}{0,0151} = 2205 \text{ W/m}^2\text{K.}$$

12. Warmteoverdrachtscoëfficiënt voor de stroming om de buizen :

$$Re_s = 3,83 \cdot 10^5$$

$$Pr_s = 0,95.$$

keerschot opening $28\%.$

$$\gamma_H = 360 \quad \text{fig 5 bijlage 5.}$$

$$Nu_s = \gamma_H Pr_s^{\frac{1}{3}} = 360 \cdot 0,95^{\frac{1}{3}} = 354.$$

warmteoverdrachtscoëfficiënt:

$$\alpha_u = \frac{Nu \lambda}{D_e} = \frac{354 \cdot 0,035}{0,0179} = 692 \text{ W/m}^2\text{K.}$$

13. In de literatuur [4] is voor natural gas een veldweerstand $r = 1,76 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$ gevonden. Deze waarde is hier zowel voor de pijprijde als voor de romprijde aangehouden.

$$14. \quad k_u = \frac{1}{\frac{d_u}{\alpha_i \alpha_i} + \frac{d_u \ln \frac{d_u}{d_i}}{2\lambda} + \frac{1}{k_u} + r_i + r_u} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,091}{0,0151 \cdot 2205} + \frac{0,0191 \ln \frac{0,0191}{0,0151}}{2,48} + \frac{1}{692} + 2 \cdot 1,76 \cdot 10^{-4}} = 413,6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

uitwendig warmtewisselend oppervlak:

$$A_u^* = \frac{Q}{k_u \Delta T} = \frac{439 \cdot 10^3}{413,6 \cdot 3,77} = 121 \text{ m}^2.$$

Toeslag voor in en uitstroom verliezen: 15%.

$$V.O. = 1,15 A_u^* = 139,2 \text{ m}^2.$$

Dit komt goed overeen met de in punt 6 gebruikte

startwaarde voor A_u^* .

fig 1.

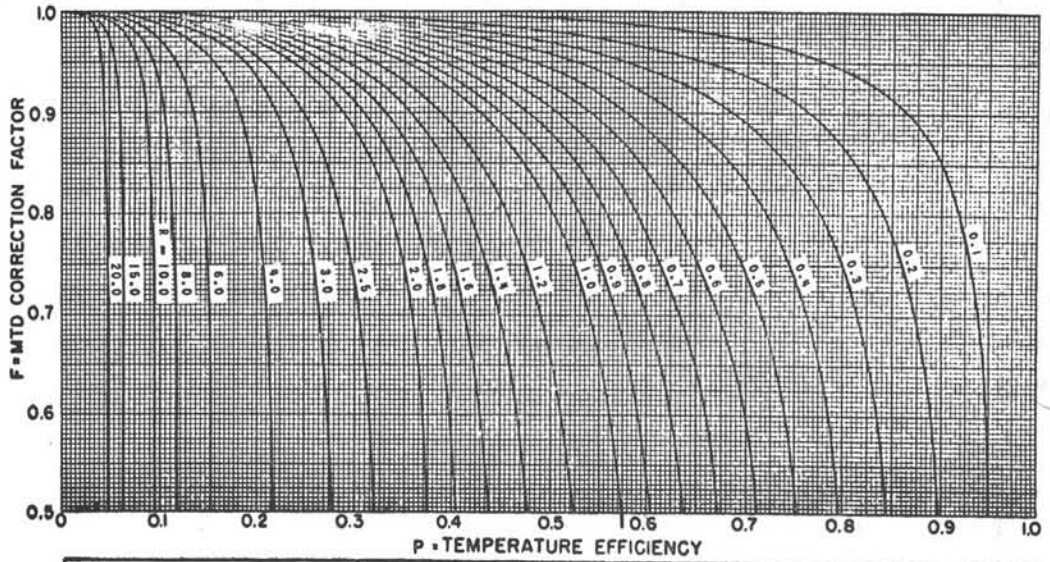


FIGURE 1-3.2A

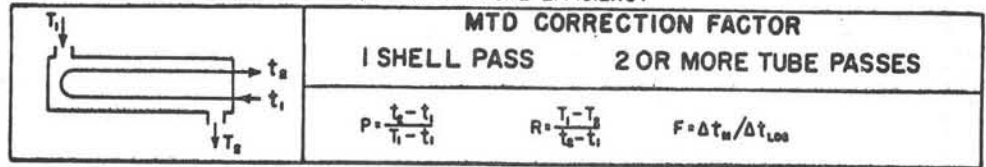


fig 2

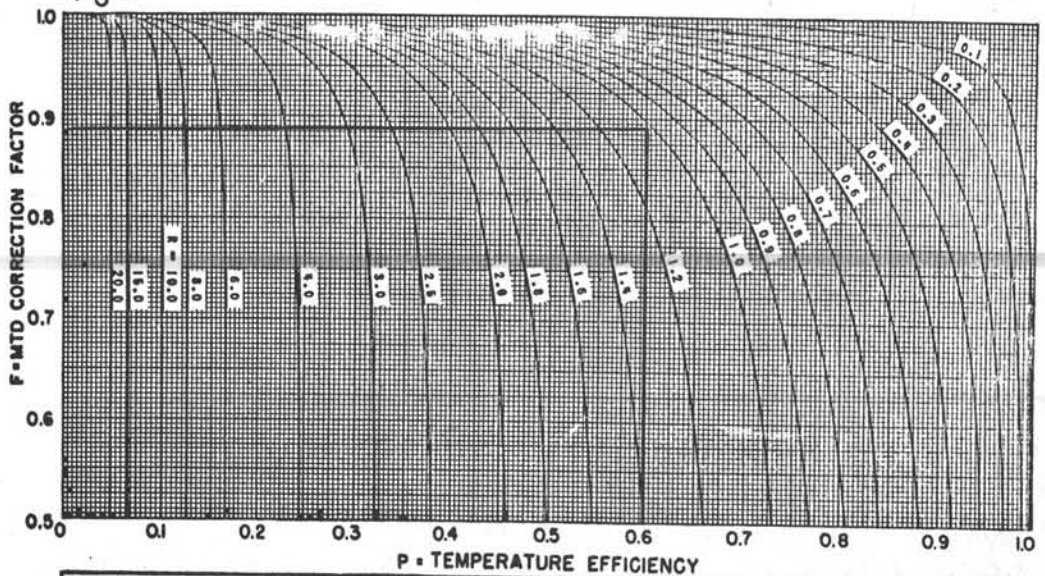
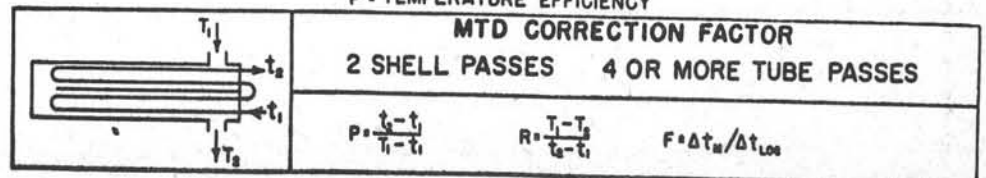


FIGURE 1-3.2B



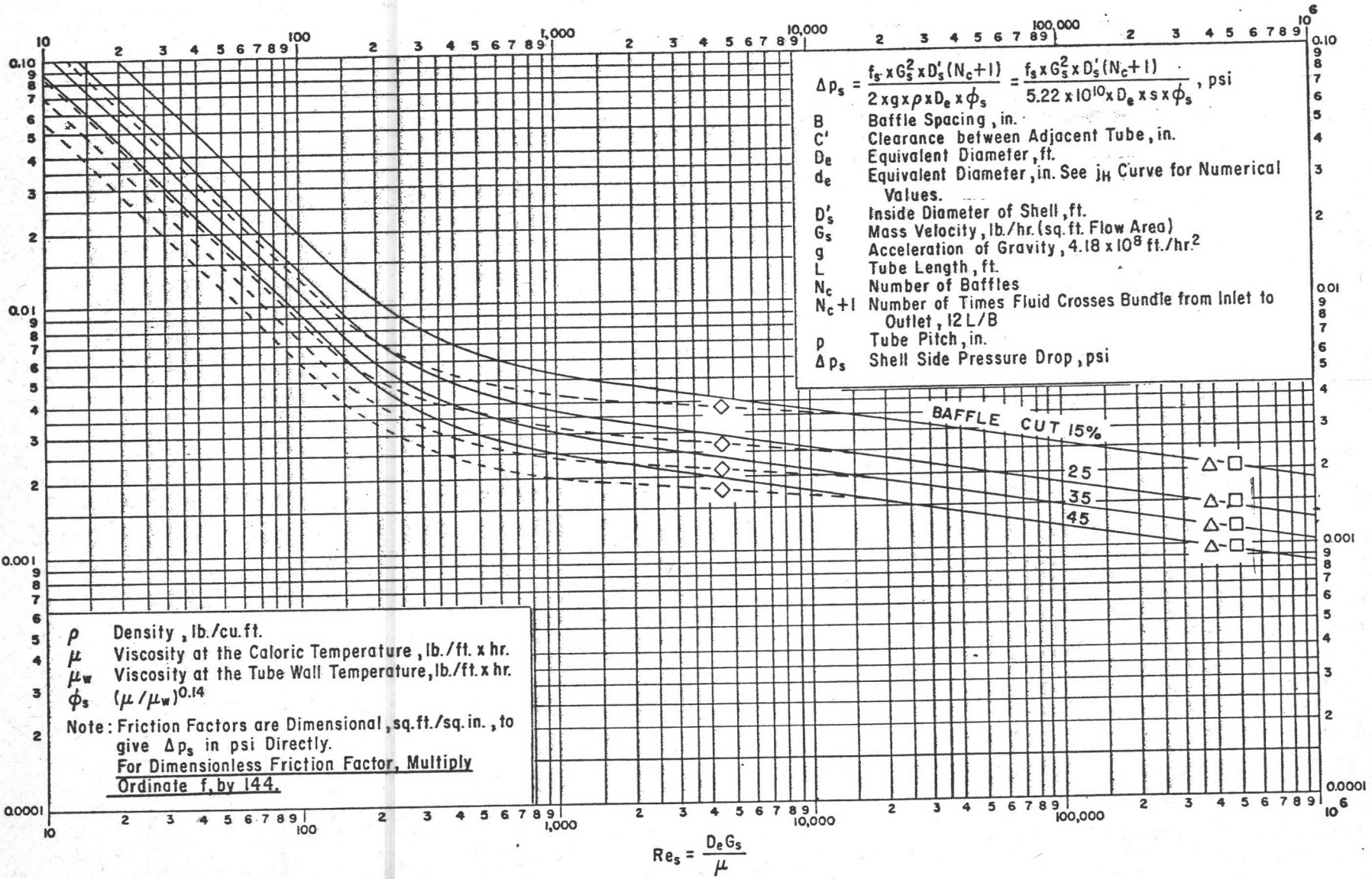
Heat Exchanger Tube Sheet Layout Count Table

37	35	33	31	29	27	25	23 1/4	21 1/4	19 1/4	17 1/4	15 1/4	13 1/4	12	10	8	I.D. of Shell (in.)				
1269	1143	1019	881	763	663	553	481	391	307	247	193	135	105	69	33	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	Fixed Tubes	One-Pass
1127	1007	889	765	667	577	493	423	343	277	217	157	117	91	57	33	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	Fixed Tubes	Two-Pass
965	865	765	665	587	495	419	355	287	235	183	139	101	85	53	33	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Two-Pass
699	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	73	57	33	15					
595	545	477	413	359	303	255	215	179	139	111	83	65	45	33	17					
1242	1088	964	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
1088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	56	28	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	Fixed Tubes	Two-Pass
946	840	746	644	560	486	408	346	280	222	172	126	94	78	48	26	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Two-Pass
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16					
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12					
1126	1008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	U Tubes ¹	Two-Pass
1000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Two-Pass
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Two-Pass
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX					
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX					
1172	1024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	154	108	84	48	XX	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
1024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	XX	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	Fixed Tubes	Four-Pass
880	778	688	590	510	440	366	308	242	192	142	126	88	72	48	XX	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Four-Pass
638	560	486	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	XX					
534	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	XX					
1092	976	852	740	622	534	438	378	286	218	166	122	84	56	28	XX	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	U Tubes ¹	Four-Pass
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	XX	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Four-Pass
852	748	660	560	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	XX	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Four-Pass
584	508	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	XX	XX					
500	440	384	336	286	238	198	166	122	90	66	50	32	16	XX	XX					
1106	964	844	732	632	532	440	372	294	230	174	116	80	XX	XX	XX	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	Fixed Tubes	Six-Pass
964	852	744	640	548	464	388	322	258	202	156	104	66	XX	XX	XX	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	Fixed Tubes	Six-Pass
818	724	634	536	460	394	324	266	212	158	116	78	54	XX	XX	XX	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Six-Pass
586	514	442	382	338	274	226	182	150	112	82	56	34	XX	XX	XX					
484	430	368	318	268	226	184	154	116	88	66	44	XX	XX	XX	XX					
1058	944	826	716	596	510	416	358	272	206	156	110	74	XX	XX	XX	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	U Tubes ¹	Six-Pass
940	826	720	626	518	440	366	300	238	184	134	88	56	XX	XX	XX	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Six-Pass
820	718	632	534	458	392	322	268	210	160	118	80	56	XX	XX	XX	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Six-Pass
562	488	426	356	304	252	206	168	130	100	68	42	30	XX	XX	XX					
478	420	362	316	268	224	182	152	110	80	60	42	XX	XX	XX	XX					
1040	902	790	682	576	484	398	332	258	198	140	94	XX	XX	XX	XX	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	Fixed Tubes	Eight-Pass
902	798	694	588	496	422	344	286	224	170	124	82	XX	XX	XX	XX	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	Fixed Tubes	Eight-Pass
760	662	576	490	414	352	286	228	174	132	94	XX	XX	XX	XX	XX	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Eight-Pass
542	466	400	342	298	240	190	154	120	90	66	XX	XX	XX	XX	XX					
438	388	334	280	230	192	150	128	94	74	XX	XX	XX	XX	XX	XX					
1032	916	796	688	578	490	398	342	254	190	142	102	68	XX	XX	XX	3/4" on 1 5/16" Δ	1" on 1" □	1 1/4" on 1 1/4" Δ	U Tubes ¹	Eight-Pass
908	796	692	600	498	422	350	286	226	170	122	82	52	XX	XX	XX	3/4" on 1" □	1" on 1 1/4" Δ	1 1/4" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Eight-Pass
792	692	608	512	438	374	306	254	194	146	106	70	48	XX	XX	XX	1" on 1 1/4" □	1" on 1 1/4" Δ	1" on 1 1/4" □	U Tubes ¹	Eight-Pass
540	464	404	340	290	238	190	154	118	90	58	38	24	XX	XX	XX					
456	396	344	300	254	206	170	142	98	70	50	34	XX	XX	XX	XX					

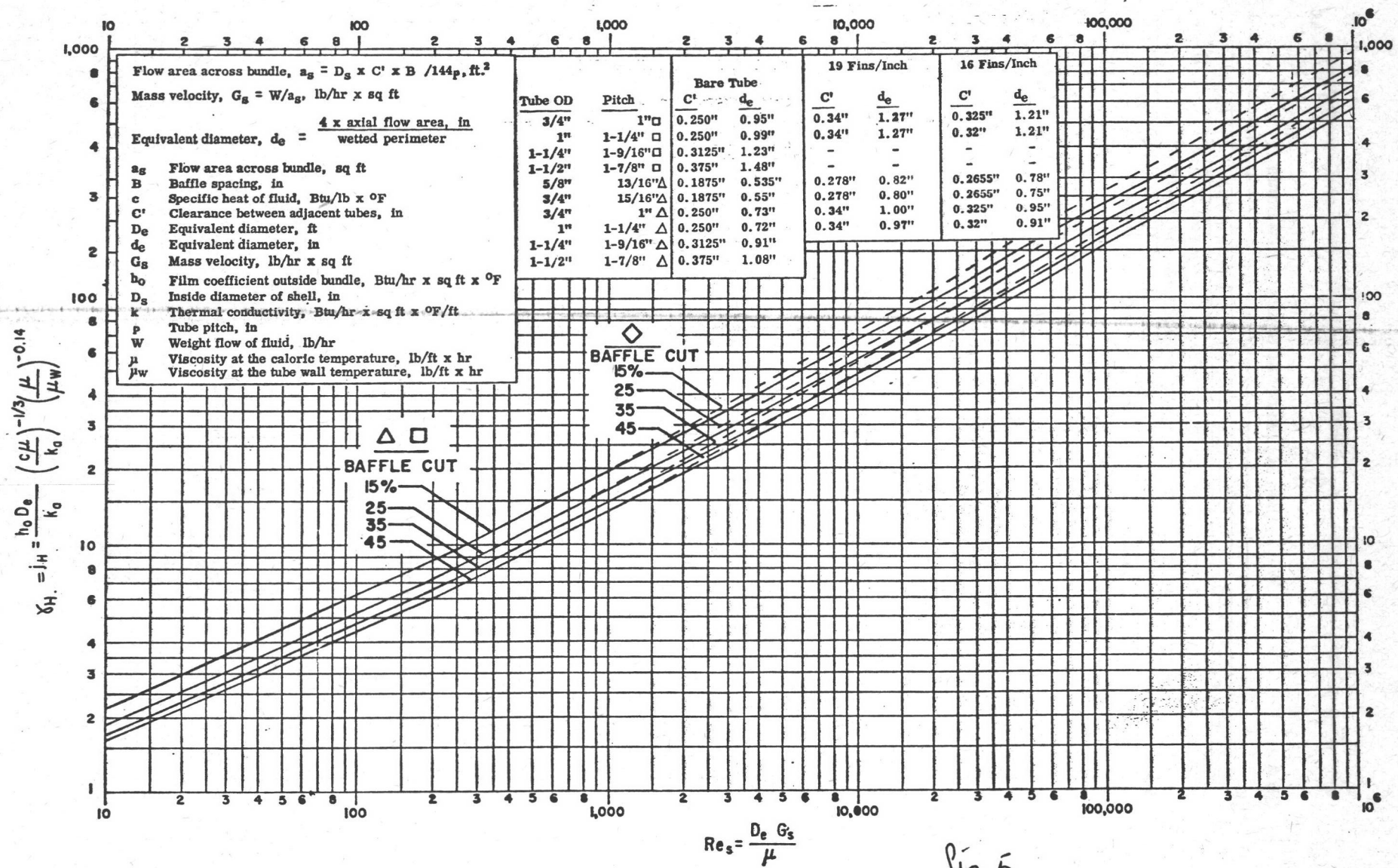
¹ Allowance made for Tie Rods.

² R. O. B. = $2\frac{1}{2}$ X Tube Dia. Actual Number of "U" Tubes is one-half the above figures.

For Low-Finned Tubes
 f_{s1} (sq. ft.)/(sq. in.)



$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu}$$



Shell side heat transfer curve for segmental baffles. (By permission, Engineering Data Book Section, Wolverine Tube Div., Calumet & Hecla, Inc. [1959].)

Fig 5.

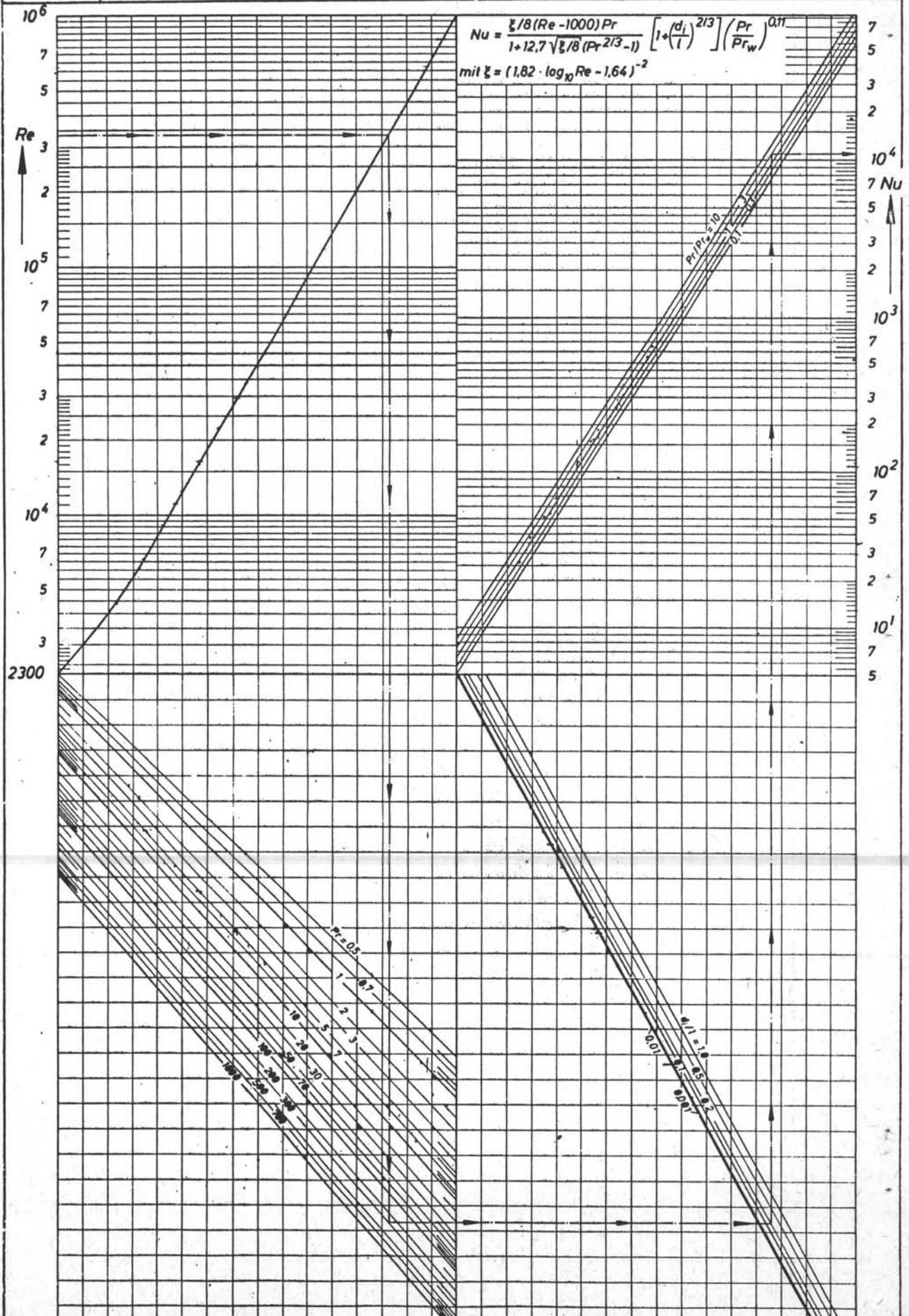
-30-
Fig 3

Bylage 6.

Gb 4

Wärmeübergang bei der Strömung durch Rohre

VDI-Wärmeatlas
2. Auflage 1974



Wanddikte berekening zwmp
volgens blad D0201.

$$d_s \geq \frac{P_d \cdot D_i}{22f - P_d}$$

$$P_d = 6,5 \text{ N/mm}^2$$

$$D_i = 500 \text{ mm}$$

$$f = 0,67 R_e = 0,67 \cdot 274,4 = 183,8 \text{ N/mm}^2$$

Eerste schatting van d_s met $z = 0,75$ geeft

$$d_s = 12,1 \text{ mm.}$$

z wordt bepaald volgens blad D0501.

$$z = z_s = z_0 (1 + k w_1).$$

$$c = \frac{D_i}{\sqrt{D_{e2} \cdot d_s}} = \frac{126}{\sqrt{530 \cdot 12,1}} = 1,57$$

$$k = 0,91c + \frac{1}{2 + 3,64c + 5,47c^2} = 1,47.$$

$$w_1 = \frac{2k_1 A_1 + 2k_2 A_2}{d_s D_i}$$

$$A_1 = 0$$

$$k_2 = 1$$

$$A_2 = h_{\max} (d_2 - d_0)$$

$$h_{\max} = \sqrt{D_{e2} \cdot d_2}$$

$$d_2 = d_d - 0 \cdot d_c - 0 \cdot d_f = 8,5 \text{ mm.}$$

$$D_{e2} = D_i + 2d_2 = 143 \text{ mm}$$

$$h_{\max} = 34,9 \text{ mm.}$$

$$d_0 = \frac{P_d D_i}{22f - P_d}$$

$$\text{met } z=1 \text{ volgt } d_0 = 2,26 \text{ mm.}$$

$$A_2 = 217,5 \text{ mm}^2.$$

$$w_1 = \frac{2 \cdot 0 + 2 \cdot 1 \cdot 217,5}{12,1 \cdot 126} = 0,285$$

$$z_0 = \frac{1}{k + 0,5} = 0,51$$

$$z = z_0 (1 + k w_1) = 0,51 (1 + 1,47 \cdot 0,285) = 0,72$$

$$d_s = \frac{6,5 \cdot 500}{2 \cdot 0,72 \cdot 1030 - 6,5} = 12,6 \text{ mm.}$$

met deze waarde van d_s wordt nog een berekening uitgevoerd.

$$c = 1,55$$

$$k = 1,46$$

$$A_2 = 217,5$$

$$w_1 = 0,274$$

$$z_0 = 0,51$$

$$z = 0,51 (1 + 1,46 \cdot 0,274) = 0,714$$

$$d_s = \frac{6,5 \cdot 500}{2 \cdot 0,714 \cdot 1030 - 6,5} = \underline{\underline{12,7 \text{ mm.}}}$$

Wanddikte fronten, blad D0203.

$$d \geq \frac{Pd De c_1 c_2}{2 z_1 f_e}$$

$$Pd = 6,5 \text{ N/mm}^2.$$

$$De = 530 \text{ mm.}$$

$$f = Re = 274,4 \text{ N/mm}^2.$$

$$z_1 = 1 \quad (\text{N.D.O. volgens blad T0110}).$$

Eerste schatting: $d = 12 \text{ mm.}$

vorm: korbboedenform

$$r_{i1} = 0,154 De$$

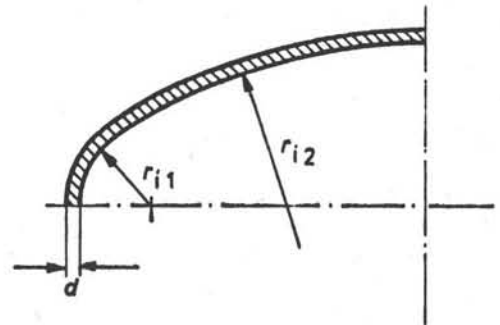
$$r_{i2} = 0,8 De.$$

$$r_{i1} = 81,6 \text{ mm}$$

$$r_{i2} = 424 \text{ mm.}$$

$$\frac{d}{r_{i1}} = \frac{12}{81,6} = 0,147$$

$$\frac{r_{i1}}{r_{i2}}$$



volgens blad D0203 geldt nu: $c_1 = 2,0$ (fig 3b)

$c_2 = 1,046$ (fig 4)

$$f_e = f \sqrt{c_1} < 2f$$

$$f_e = 274,4 \sqrt{2,0} = 388 \text{ N/mm}^2.$$

$$d = \frac{6,5 \cdot 530 \cdot 2,0 \cdot 1,046}{2 \cdot 1 \cdot 388} = 9,3 \text{ mm.}$$

We voeren een nieuwe berekening uit met als start waarde $d = 9,5 \text{ mm}$.

$$\frac{d}{r_{i1}} = \frac{9,5}{81,6} = 0,116$$

$$\frac{r_{i1}}{r_{i2}} = 0,192$$

$$c_1 = 2,05$$

$$c_2 = 1,038$$

$$f_e = 274,4 \sqrt{205} = 392 \text{ N/mm}^2$$

$$d = \frac{6,5 \cdot 530 \cdot 2,05 \cdot 1,038}{2 \cdot 1 \cdot 392} = 9,35 \text{ mm}$$

Een formule wanddikte van $9,5 \text{ mm}$ voldoet dus. Uit constructieve overwegingen is echter gekozen voor een wanddikte $d = 15 \text{ mm}$, gelijk aan de wanddikte van de romp.

Pijplaat volgens Douou.

$$d = C D_1 \sqrt{\frac{P d}{z f}}$$

$$P d = 6,5 \text{ N/mm}^2.$$

$$f = 0,9 R_e = 0,9 \cdot 254,8 = 229,3 \text{ N/mm}^2.$$

$$D_1 = 746 \text{ mm.}$$

Hulpgrootheden:

$$A = 0,785 \cdot D_2^2 = 2,066 \cdot 10^5$$

$$A_s = 3,14 \cdot d_s \cdot (D_{es} - d_s) = 2,191 \cdot 10^4$$

$$A_p = 3,14 \cdot d_s \cdot (D_{ep} - d_p) \cdot n = 2,452 \cdot 10^4$$

$$a_1 = \frac{1}{1 + \frac{E_s A_s}{E_p A_p}} = 1$$

$$a_2 = a_1 \frac{E_s A_s}{E_p A_p} = 0,894$$

$$a_3 = \frac{A}{A_p} = 8,426$$

$$a_4 = \frac{A}{A_s} = 9,429$$

$$u_1 = 1 - \frac{n \cdot (D_{ep} - 2d_p)^2}{D_2^2} = 0,753$$

$$u_2 = 1 - n \left(\frac{D_{ep}}{D_2} \right)^2 = 0,634.$$

$$P_p = P_{dp} \cdot \frac{1 + a_2 (0,56 + 0,44 u_1)}{1 + a_2 c_1}$$

$$P_s = P_{ds} \cdot \frac{0,56 + a_2 (0,56 - 0,44 u_2)}{1 + a_2 c_1}$$

$$P_\theta = \frac{a_1}{1 + a_2 c_1} \cdot E_s \cdot \frac{A_s}{A} \{ \alpha_s (\theta_{gs} - 20k) - \alpha_p (\theta_{gs} - 20k) \}$$

$$I_a = 0,09 z_3 d^3$$

voor driehoekig gatenpatroon geldt:

$$z_3 = 1,003 - 0,230 \lambda - 2,056 \lambda^2 + 1,305 \lambda^3$$

$$\lambda = \frac{d_1}{s}$$

d_1 = diameter gat

s = pijpsteek

$$z_3 = 0,212$$

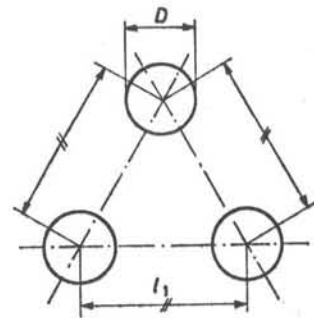


fig. 5

Eerste schatting: $d_d = 65$ mm.

na aftrekken corrosie toeslagen: $d = 63$ mm.

$$I_a = 4,771 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$a = \sqrt[4]{\frac{E_p A_p D_2^4}{E A 8 I_a l}} = 2,645$$

$$z = \frac{D_2 - n_i d_i}{D_2} = \frac{513 - 19 \cdot 15,7}{513} = 0,419$$

$$\frac{d_s}{d \sqrt{z}} = \frac{13,5}{63 \sqrt{0,419}} = 0,331$$

percentage opgelegd: 60%.

$$C = 0,396$$

$$C_1 = 1,68$$

$$P_p = 6,5 \cdot \frac{1 + 0,894(0,56 + 0,44 \cdot 0,753)}{1 + 0,894 \cdot 1,68} = 4,67 \text{ N/mm}^2$$

$$P_s = 6,5 \cdot \frac{0,56 + 0,894(0,56 + 0,44 \cdot 0,634)}{1 + 0,894 \cdot 1,68} = 3,40 \text{ N/mm}^2$$

$$P_\theta = \frac{1}{1 + 0,894 \cdot 1,68} \cdot 2,058 \cdot 10^5 \cdot \frac{2,151 \cdot 10^4}{2,066 \cdot 10^5} \{ 11,1 \cdot 10^6 (-10 - 20) - 11,1 \cdot 10^6 (0 - 20) \} = -0,969 \text{ N/mm}^2$$

P_d is de grootste van de volgende waarden:

$$|P_p| = 4,67 \text{ N/mm}^2$$

$$|P_s| = 3,40 \text{ N/mm}^2$$

$$|P_p - P_s| = 1,27 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{|P_p| + |P_s| + |P_\theta|}{2} = 4,52 \text{ N/mm}^2$$

$$P_d = 4,64 \text{ N/mm}^2$$

$$d = C D_1 \sqrt{\frac{P_d}{z f}} = 65,11 \text{ mm}$$

Als uitgangspunt was genomen $d = 63 \text{ mm}$,

neem nu als nieuwe start waarde $d_{\text{old}} = 72 \text{ mm}$, $d = 70 \text{ mm}$.

$$I_a = 6,544 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$a = 2,44$$

$$\frac{d_1}{d \sqrt{z}} = 0,298$$

percentage opgelegd: 66,9%

$$C = 0,422$$

$$C_1 = 1,67$$

$$C_2 = 0,299$$

$$P_p = 4,69 \text{ N/mm}^2$$

$$P_s = 3,42 \text{ N/mm}^2$$

$$P_\theta = -0,973 \text{ N/mm}^2$$

$$P_d = 4,69 \text{ N/mm}^2$$

$$d = c D_1 \sqrt{\frac{P_d}{2 f}} = 69,5 \text{ mm.}$$

De schatting $d = 70 \text{ mm}$ was goed.

Sterktecontrole pijpen, blad Douou.

De langsspanning in de pijpen wordt bepaald met de volgende uitdrukkingen:

$$\begin{aligned}\sigma_{ax1} &= a_3 \left\{ c_1 (P_p + P_\theta) - u_1 P_{dp} \right\} = 11,14 \\ \sigma_{ax2} &= a_3 \left\{ c_1 (P_\theta - P_s) + u_2 P_{ds} \right\} = -27,06 \\ \sigma_{ax3} &= a_3 \left\{ c_1 (P_p - P_s + P_\theta) - u_1 P_{dp} + u_2 P_{ds} \right\} = -2,27 \\ \sigma_{ax4} &= a_3 \left\{ c_2 (P_p + P_\theta) - u_1 P_{dp} \right\} = -32,11 \\ \sigma_{ax5} &= a_3 \left\{ c_2 (P_\theta - P_s) + u_2 P_{ds} \right\} = 23,99 \\ \sigma_{ax6} &= a_3 \left\{ c_2 (P_p - P_s + P_\theta) - u_1 P_{dp} + u_2 P_{ds} \right\} = -5,75.\end{aligned}$$

De omtrekkingspanning in de pijpen wordt bepaald met:

$$\sigma_{tg1} = P_{dp} \cdot \left(\frac{D_{ep} - d_p}{2d_p} \right) = 33,26$$

$$\sigma_{tg2} = P_{ds} \left(\frac{d_p - D_{ep}}{2d_p} \right) = -33,26.$$

$$\sigma_{tg3} = \sigma_{tg1} + \sigma_{tg2} = 0.$$

Voor sterkte wordt nu geëist:

$$\sigma_r \leq f_2$$

$$\text{met } f_2 = 0,7 R_e = 0,7 \cdot 254,8 = 178,4 \text{ N/mm}^2.$$

en σ_r de grootste waarde berekend volgens

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_{ax}^2 + \sigma_{tg}^2} - \sigma_{ax} \cdot \sigma_{tg}$$

$$\sigma_r = 53,6 \text{ N/mm}^2 < f_2.$$

Aan de eisen m.b.t. sterkte van de pijpen is dus voldaan.

Stabiliteitskontrolle pijpen, blad D0404.

Voor de bedrijfsstoestand moet gelden:

$$|\sigma_{ax7}| \leq k \frac{E_p}{L_k^2} (D_{ep}^2 - 2 D_{ep} d_p + 2 d_p^2) = 115,6 \cdot N/mm^2.$$

waarin σ_{ax7} de negatiefste waarde van:

$$\sigma_{ax1} - \frac{P_{dp} (D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = -2,4$$

$$\sigma_{ax2} + \frac{P_{ds} \cdot D_{ep}^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = -7,04$$

$$\sigma_{ax3} + \frac{P_{ds} D_{ep}^2 - P_{dp} (D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = 4,32$$

$$\sigma_{ax4} - \frac{P_{dp} \cdot (D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = -45,65$$

$$\sigma_{ax5} + \frac{P_{ds} D_{ep}^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = 44,03$$

$$\sigma_{ax6} + \frac{P_{ds} D_{ep}^2 - P_{dp} (D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = 0,75.$$

$$\sigma_{ax7} = -45,65 \cdot N/mm^2.$$

Er wordt dus voldaan aan de eis $|\sigma_{ax7}| = 45,65 \leq 115,6 \cdot N/mm^2$.

Tijdens persproef met $P_{tp} = 1,4 P_{dp}$ moet voldaan zijn aan:

$$P_{tp} \left[\left[a_3 \left\{ c_2 \cdot \frac{1 + a_2 (0,56 + 0,44 u_i)}{1 + a_2 c_1} - u_i \right\} - \frac{(D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} \right] \right] = 60,67 \leq 115,6.$$

Ook aan deze voorwaarde is voldaan.

oppervlakte pijpplaat A mm^2
 doorsnede oppervlak van
 bundel resp cilinder A_p, A_s mm^2

	hulpfactoren	a, a_1, a_2, a_3, a_4	-	auxiliary factors
	rand- en steunfactor	C	-	edge and support factor
5	hulpfactoren	C_1, C_2	-	auxiliary factors
	veerconstante van een balg in de romp	c	N/mm	spring constant of a bellows in the shell
10	middellijn van een opening	D	mm	diameter of an opening
	bevestigingsmiddellijn	D_1	mm	fastening diameter
	afdichtingsmiddellijn	D_2	mm	sealing diameter
15	grootste inwendige middellijn van de expansiebalg	D_3	mm	greatest inside diameter of the expansion bellows
20	uitwendige middellijn van de pijp, resp. romp	D_{op}, D_{os}	mm	outside diameter of the tube or shell respectively
25	formulewanddikte van de pijpplaat, dat wil zeggen: <input type="checkbox"/> voor controle: in rekening te brengen wanddikte <input type="checkbox"/> voor ontwerp: vereiste minimum wanddikte	d	mm	formula wall thickness of the tube sheet, i.e.: <input type="checkbox"/> for assessment: wall thickness to be introduced <input type="checkbox"/> for design: required minimum wall thickness
30	pijpplaatdikte volgens constructietekening of maattabel	d_d	mm	tube sheet thickness in accordance with construction drawing or dimension table
35	formulewanddikte van de pijp resp. romp	d_p, d_s	mm	formula wall thickness of the tube or shell respectively
40	elasticiteitsmodulus bij temperatuur ϑ_m van resp. pijpplaat-, pijp- en rompmateriaal	$E(\vartheta_m), E_p(\vartheta_m), E_s(\vartheta_m)$	N/mm ²	modulus of elasticity at temperature ϑ_m of tube sheet material, tube material and shell material respectively
45	ontwerpspanningen	f_1, f_2	N/mm ²	design stresses
	kwadratisch oppervlaktemoment per mm breedte van de pijpplaat	I_n	mm ³	second moment of area per mm width of the tube sheet
	hulpwaarde	k	-	auxiliary value
	totale lengte van de bundel	l	mm	overall length of the bundle
50	steek van openingen	l_1	mm	pitch of openings
	afstand van de pijpplaat	l_2, l_2'	mm	free tube length from the tube sheet

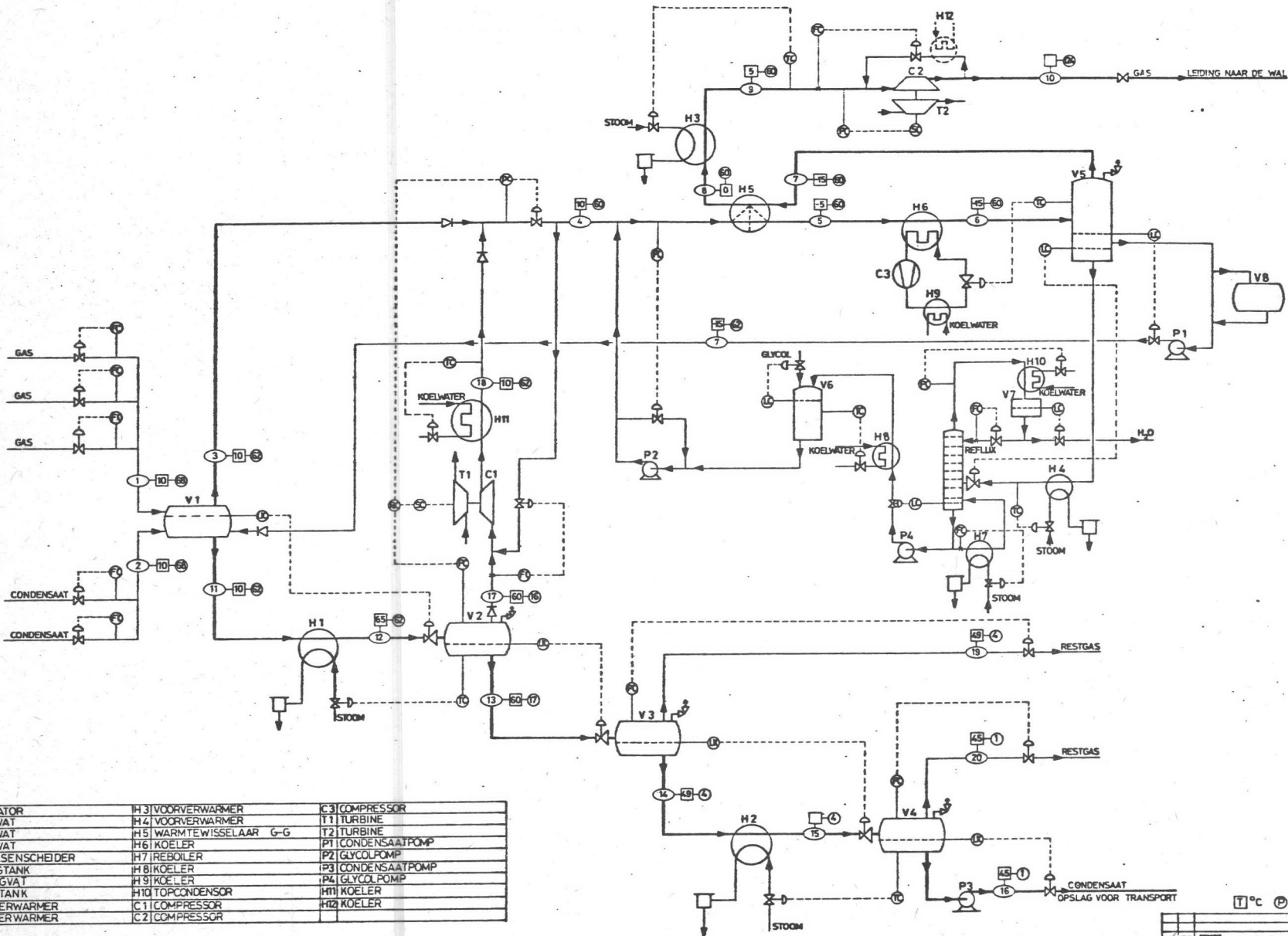
5	kniklengte	l_k	mm	buckling length
	totaal aantal pijpen	n	-	total number of tubes
10	hulpwaarden voor berekeningsdruk	P_p, P_s, P_θ	MPa	auxiliary values for design pressure
	berekeningsdruk voor pijpplaat	P_d	MPa	design pressure for tube sheet
	berekeningsdruk voor pijpen resp. romp	P_{dp}, P_{ds}	MPa	design pressure for tubes and shell respectively
15	persdruk voor pijpen	P_{ip}	bar	test pressure for tubes
20	gemiddelde kruipreksgrens voor 1 % blijvende rek na 100000 uur bij temperatuur ϑ_m	$R_{sg}(1\%; 100000 \text{ h}; \vartheta_m)$	N/mm ²	average creep stress to produce 1 % permanent set after 100000 hours at temperature ϑ_m
	reksgrens bij 20 °C	R_o	N/mm ²	yield stress at 20 °C
25	reksgrens bij temperatuur ϑ_m	$R_o(\vartheta_m)$	N/mm ²	yield stress at temperature ϑ_m
	treksterkte bij 20 °C	R_m	N/mm ²	tensile strength at 20 °C
	treksterkte bij temperatuur ϑ_m	$R_m(\vartheta_m)$	N/mm ²	tensile strength at temperature ϑ_m
30	gemiddelde kruptreksterkte voor breuk na 100000 uur bij temperatuur ϑ_m	$R_{mg}(100000 \text{ h}; \vartheta_m)$	N/mm ²	average creep tensile stress to produce rupture after 100000 hours at temperature ϑ_m
35	minimum kruptreksterkte voor breuk na 100000 uur bij temperatuur ϑ_m	$R_{m \min}(100000 \text{ h}; \vartheta_m)$	N/mm ²	minimum creep tensile stress to produce rupture after 100000 hours at temperature ϑ_m
40	hulpfactoren	u_1, u_2, u_3	-	auxiliary factors
	verzwakkingsfactoren	z, z_1	-	strength reduction coefficients
	verslappingsfactor voor buiging	z_3	-	strength reduction coefficient for bending
45	lineaire uitzettingscoëfficiënt van het materiaal van de pijp resp. romp	α_p, α_s	1/K	coefficient of linear expansion of the material of the tube and shell respectively
50	hulpfactor	λ	-	auxiliary factor
	spanning in langsrichting	σ_{ax}	N/mm ²	stress in axial direction
	spanning in omtreksrichting	σ_{θ}	N/mm ²	stress in circumferential direction
	vervangende spanning	σ_v	M/mm ²	
	gemiddelde metaal-temperatuur	θ_{gp}, θ_{gs}	°C	

tabel 1
stofgegevens zuivere componenten

	Pc bar	Tc K	η N/sm ²	λ W/mK	c_p J/kgK	ω	M g/mol
meth.	45,44	190,43	1,02	0,030	2180	0,0104	16
eth.	48,16	305,27	0,86	0,018	1659	0,0986	30
prop.	41,94	361,67	0,75	0,015	1576	0,1524	44
iC4	36,08	407,99	0,69	0,014	1558	0,1848	58
C4	37,47	425,03	0,69	0,014	1579	0,2010	58
iC5	33,37	460,28	0,62	0,013	1537	0,2223	72
C5	33,25	469,50	0,62	0,013	1567	0,2539	72
C6	29,73	507,40	0,59	0,012	1554	0,3007	86
C7	27,00	540,10	0,59	0,010	1558	0,3498	100
N2			1,66	0,024	1050	0,045	28
CO2			1,37	0,015	932	0,231	44
H2S			1,17	0,013	827	0,100	34

tabel 2
samenstellingen gasmengsels

	pijpszijde x	shellzijde x
meth.	0,8934	0,9149
eth.	0,0526	0,0492
prop.	0,0196	0,0158
iC4	0,0042	0,0029
C4	0,0071	0,0046
iC5	0,0023	0,0012
C5	0,0021	0,0009
C6	0,0023	0,0005
C7	0,0015	0,0001
N2	0,0014	0,0014
CO2	0,0060	0,0060
H2S	0,0024	0,0024



V1 SEPARATOR	H3 VOORVERWARMER	C3 COMPRESSOR
V2 FLASHVAT	H4 VOORVERWARMER	T1 TURBINE
V3 FLASHVAT	H5 WARMTEWISSELAAR G-G	T2 TURBINE
V4 FLASHVAT	H6 KOELER	P1 CONDENSAATPOMP
V5 DRIEFASENSCHEIDER	H7 REBOILER	P2 GLYCOLPOMP
V6 OPSLAGTANK	H8 KOELER	P3 CONDENSAATPOMP
V7 OPVANGVAT	H9 KOELER	P4 GLYCOLPOMP
V8 WACHT TANK	H10 TOPCONDENSOR	H11 KOELER
H1 VOORVERWARMER	C1 COMPRESSOR	H12 KOELER
H2 VOORVERWARMER	C2 COMPRESSOR	

T °C P BAR S STROOM-NUMMER

NAAM	W.J.R. MULLER
ADRES	
TELEFOON	
STAD	

FLOWSHEET EILAND C
 TECHNISCHE HOOGESCHOOL DELFT

- 43 -