

RAPPORT Nr:

VERTIKALE THERMOSIPHON REBOILER
voor de
R 11 - R 12 destillatiekolom

W- gedeelte

G- opdracht

juni 1979

TECHNISCHE HOGESCHOOL DELFT

AFDELING DER WERKTUIGBOUWKUNDE
LABORATORIUM APPARATENBOUW PROCESINDUSTRIE

W - gedeelte

G - opdracht

VERTIKALE THERMOSIPHON REBOILER

voor de

R11-R12 destilatiekolom

begeleiders:

de Heer van de Bergh

de Heer Nieulant

student:

E.K. Tan

INHOUD

pagina

1. Inleiding	1
2. Keuze type Reboiler	2
3. Het principe van de werking van een Thermosiphon	3
4. De twee-fasenstroming	4
5. Procedure bij berekening van Thermosiphon Reboiler	5
5.1. Schatting reboiler dimensies	6
5.1.1. Warmte-overdragend oppervlak	6
5.1.2. Pijpdiameter/pijplengte/aantal pijpen	6
5.2. Bepaling van circulatiestroom W_T	8
5.2.1. Bepaling van ΔP_{in}	8
5.2.2. Bepaling van ΔP_{uit}	9
5.2.2.1. De potentiële-energieterm	9
5.2.2.2. De kinetische-energieterm	10
5.2.2.3. De wrijvingsterm	11
5.2.3. De Drukbalans	13
5.2.4. De voelbare-warmte zone	14
5.2.4.1. Bepaling van ΔL_{BC}	14
5.2.4.2. Bepaling van de term $\Delta t / \Delta L$	15
5.2.4.3. Bepaling van $(t_w - t_L)$	15
5.2.4.4. R_{totaal}	16
5.2.4.5. Warmte-overdrachtscoëff. condenszijde	16
5.2.4.6. Benodigde stoomhoeveelheid	16
5.3. Warmte-overdracht over de totale lengte BD	18
5.3.1. De verdampingszone	18
5.3.1.1. Convectie	18
5.3.1.2. Kernkoken	19
5.3.1.3. Combinatie convectie/kernkoken	19
5.3.2. De totale warmte-overdrachtscoëfficiënt	20
5.3.3. Benodigd V.O. gebaseerd op h_p	20
5.4. Warmte-flux	21

INHOUD

	<u>pagina</u>
6. Resultaat warmte-technische berekeningen	28
6.1. Proces gegevens	28
6.2. Reboiler dimensies	29
7. Sterkteberekeningen	30
8. Resultaat sterkteberekeningen	30
9. Literatuur	31

APPENDICES

I. WARMTE-TECHNISCHE BEREKENINGEN

I.1. Gegevens	A 1
I.2. Schatting inwendig V.O., aantal pijpen, pijplengte	A 2
I.3. Diameter inlaatlijn en uitlaatlijn	A 3
I.4. Resultaat dimensionering reboiler	A 3
I.5. Equivalente lengten verbindingslijnen	A 4
I.6. Berekening lengte voelbare-warmtezône	A 5
I.7. Berekening v.d. totale circulatiestroom	A 6
I.8. Contrôle totale warmte-overdracht	A 9
I.9. Contrôle maximale warmte-flux	A10
I.10. Hulpberekeningen	A11
I.10.1. Bepaling van h_L	A11
I.10.2. Bepaling van h_h	A11
I.10.3. Bepaling van Δt_w	A11
I.10.4. Bepaling van h_b	A12
I.10.5. Bepaling van $\Delta t / \Delta L$	A12

APPENDICES

pagina

II. STERKTEBEREKENINGEN

II.1. Berekeningsdruk voor romp en pijpen	A13
II.2. Temperaturen	A13
II.3. Afmetingen	A13
II.4. Materialen/materiaaleigenschappen	A14
II.5. Beoordeling van de pijpplaat v. bedrijfs- omstandigheden	A15
II.5.1. Dikte pijpplaat	A15
II.5.1.1. Verzwakkingsfaktor pijpplaat (z)	A15
II.5.1.2. Ontwerpspanning pijpplaatmateriaal (f)	A15
II.5.1.3. Berekeningsdruk voor de pijpplaat (p_d)	A15
II.5.1.4. Benodigde pijpplaat-dikte	A17
II.6. Beoordeling v.d. pijpen voor bedrijfs- omstandigheden	A18
II.6.1. Langsspanningen	A18
II.6.2. Omtrekspanningen	A18
II.6.3. Sterktecontrôle	A18
II.6.4. Ontwerpspanning voor pijpmateriaal (f_2)	A19
II.6.5. Sterkte-criterium	A19
II.6.6. Stabiliteitscontrôle v.d. pijpen (knik)	A19
II.6.6.1. Langsspanningen	A20
II.6.6.2. Hulpgrootheden l_k en k	A20
II.6.6.3. Stabiliteitsvoorwaarde	A20
II.7. Sterktecontrôle van de romp voor bedrijfs- omstandigheden	A21
II.7.1. Contrôle volgens D 0404	A21
II.7.2. Contrôle volgens D 0201	A21
II.7.2.1. Grenzen voor wanddikte	A21
II.7.2.2. Ontwerpspanning voor de romp	A21
II.7.2.3. Minimale verzwakkingsfaktor (z)	A21
II.7.2.4. Verzwakkingen in de romp	A22
II.7.2.4.1. Verzwakking door de stoomtoevoer	A22
II.7.2.4.2. Verzwakking door de condensaatafvoer	A22

APPENDICESpagina

II.8. Contrôle voor opstart-condities	A23
II.8.1. Contrôle pijpplaat	A23
II.8.1.1. Bepaling berekeningsdruk	A23
II.8.1.2. Dikte pijpplaat	A23
II.8.2. Beoordeling v.d. pijpen	A24
II.8.2.1. Langsspanningen	A24
II.8.2.2. Omtrekspanningen	A24
II.8.2.3. Sterktecontrôle	A24
II.8.2.3.1. Ontwerpspanning v.d. pijpen	A24
II.8.2.3.2. Sterktecriterium	A24
II.8.2.4. Stabiliteitscontrôle v.d. pijpen	A25
II.8.2.4.1. Bepalende drukspanning	A25
II.8.2.4.2. Stabiliteitscriterium	A25
II.8.3. Sterktecontrôle v.d. romp	A25
II.8.3.1. Contrôle volgens D 0404	A25
II.8.3.2. Contrôle volgens D 0201	A25

Nomenclatuur

a	doorstroomd oppervlak, ft^2
A	totale V.O., ft^2
c	warmte-inhoud, $\text{BTU}/\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}$
D	diameter, ft
f	FANNING frictie-factor, dimensieloos
F	wrijvingsverlies, lb/lbm
g	gravitatieconstante, $32,2 \text{ ft}/\text{s}^2$
g_c	conversiefactor, $32,2 \text{ lbm} \cdot \text{ft}/\text{lb} \cdot \text{s}^2$
G	massasnelheid, $\text{lbm}/\text{s} \cdot \text{ft}^2$
h	warmteoverdrachts-coëff., $\text{BTU}/\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
k	warmtegeleidings-coëff., $\text{BTU}/\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}$
L	lengte, ft
N_t	aantal pijpen
p	druk, lb/ft^2 of lb/inch^2
q	warmtestroom, BTU/hr
R	warmteweerstand, $\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$
t	temperatuur, $^\circ\text{F}$
T	temperatuur, $^\circ\text{R}$
U	overall warmteoverdrachtscoëff., $\text{BTU}/\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
u	lineaire snelheid, ft/s
W	massastroom, lbm/s
x	gewichts-fractie damp
Z	hoogte, ft
γ	acceleratiegroep in verg. 11 ^a
λ	verdampingswarmte, BTU/lbm
μ	viscositeit, $\text{lbm}/\text{ft} \cdot \text{hr}$
ρ	dichtheid, lbm/ft^3
σ	oppervlaktespanning, lb/ft

Indices

b	koken	E	reboiler uitgang
fp	vervuiling proceszijde	fh	vervuiling ver-
F	wrijving		warmend mediumzijde
g	gas-fase	s	verzadigd
h	verwarmend medium	t	pijp
i	inlaat pipingsysteem	tp	twee-fase mengsel
L	vloeistof-fase	T	totale stroom
p	proceszijde	w	pijpwand

1. Inleiding

Voor het ontwerp van de reboiler is de methode gebruikt van J.R. Fair /1/, zoals beschreven in zijn artikel getiteld:

What You Need to Design Thermosiphon Reboilers.

Van de twee berekeningsmethoden, die in het artikel bescheven zijn, is gekozen voor de 'short-cut' methode.

Voor de berekeningen zijn angelsaksische eenheden gebruikt, zodat de formules uit het artikel van Fair direct gebruikt konden worden.

De reboiler is berekend voor "geval B" zoals vermeld in het verslag "DESTILLATIEVE SCHEIDING van FREON 11 & FREON 12".

2. Keuze van het type Reboiler.

De in de chemische- en petroleumindustrie meest voorkomende typen reboilers zijn:

1. verticale thermosiphon
2. horizontale thermosiphon
3. once-through natuurlijke circulatie
4. kettle-type
5. gedwongen circulatie

Van de vijf genoemde mogelijkheden is de keuze gevallen op de verticale thermosiphon reboiler vanwege de volgende voordelen:

1. hoge warmte-overgangscoefficienten zijn mogelijk
2. geringe gevoeligheid voor vervuiling
3. constructief eenvoudig
4. gering bouwoppervlak

Het te verwarmen medium (Freon-11) wordt door de pijpen geleid.

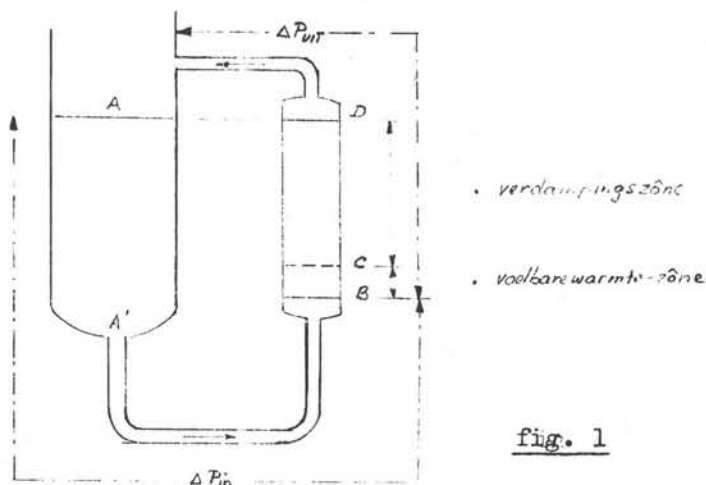
Als verwarmend medium wordt gebruik gemaakt van stoom met een druk van 120 psia ($t_s = 340^\circ\text{F}$).

3. Het principe van de werking van een thermosiphon

De werking berust op een natuurlijke circulatie van het proces-medium dat door de pijpen stroomt.

Het medium komt als vloeistof onderin de reboiler binnen en verdampt op z'n weg naar boven gedeeltelijk, om als een twee-fasenmengsel weer uit de reboiler te treden.

Door het verschil in soortelijk-gewicht van de vloeistof en het twee-fasenmengsel, ontstaat een hydrostatisch drukverschil tussen in- en uitgang van de reboiler, zodat de stroming in stand wordt gehouden.



In de reboiler zijn twee zônes te onderscheiden: de voelbare-warmte zône en de verdampings-zône. (zie fig. 1)

De vloeistof die zich ter hoogte van A bevindt, is onder verzadigingsomstandigheden. Bij binnenkomst in de reboiler, is de vloeistof onder het kookpunt, vanwege een drukverhoging (hydrostatisch drukverhoging tussen A en B) en mogelijk warmteverlies tijdens het stromen door de inlaatlijn (A'-B).

De vloeistof moet dus eerst opgewarmd worden tot kookpunt; er wordt voelbare warmte overgedragen (traject B-C).

Vanaf C is het medium op kookpunt en wordt verdampingswarmte toegevoerd en eengedeelte van de totale massastroom (W_T) verdampt. Het medium verlaat de reboiler in D als een mengsel van damp en vloeistof, een twee-fasen mengsel

Het twee-fasenmengsel stroomt door de uitlaatlijn (D-A) terug naar de kolom, waar de damp opstijgt naar de onderste schotel en de vloeistof in de 'bodem' terecht komt.

4. De twee-fasenstroming

Zoals vermeld, heerst er in het traject CD een twee-fasen stroming.

Voor stromingen in verticale pijpen hebben onderzoekers vier stromingspatronen waargenomen, bij toenemende graad van verdamping (x_E):

bellen — prop — ring — mist

Miststroom moet bij het ontwerpen van een reboiler vermeden worden, omdat de gas-fase dan continu is en daardoor de warmteoverdracht laag!

5. Procedure bij berekening van thermosiphon reboiler

1. Allereerst moet een schatting gemaakt worden van het benodigd V.O. (berekend op inwendige diameter van de pijpen). De bepaling van dit V.O. geschiedt met behulp van een aangenomen totale warmteoverdrachtscoëfficiënt U_{tot} . Met dit gevonden V.O. en aangenomen pijpdiameter (D_t) en pijp-aantal (N_t), wordt de benodigde pijplengte (L_t) bepaald.
Hiermee zijn de reboiler-dimensies voorlopig bepaald. Deze gegevens vormen de startwaarde voor de volgende berekeningem.
2. Hierna wordt over het circulatie-traject (A-A'-B-C-D-A) een drukbalans opgesteld, waarmee de totale circulerende massastroom (W_T) en de verdampingsgraad (x_E) geschat kan worden. Deze berekening is een iteratieve methode, die als volgt verloopt: 1) met een aangenomen waarde van x_E en bekende waarde van W_G (benodigde damp), wordt W_T bepaald.
2) met deze gegevens wordt de drukbalans uitgewerkt, waaruit een waarde voor W_T wordt verkregen. deze laatste waarde wordt vergeleken met de waarde van W_T uit 1).
3) als de beide waarden niet kloppen, dan wordt de berekening weer herhaald met een andere x_E .
4) de iteratie wordt beëindigd wanneer de beide waarden voor W_T uit 1) en 2) overeen komen.
3. Met gevonden waarde voor x_E (en W_T) kan een gemiddelde waarde voor warmte overdrachtscoëfficiënt U_{tot} worden berekend. Hiermee kan het aangenomen V.O. worden gecontroleerd. Bij een te groot verschil, moet de hele cyclus worden herhaald met een andere aanname voor het benodigd V.O.
4. Als laatste dient te worden gecontroleerd of de optredende warmteflux de maximale grenswaarde niet te boven gaat.

5.1. Schatting Reboiler-dimensies.

5.1.1. Warmte-overdradend oppervlak (A_i)

Het benodigd V.O. wordt bepaald met de bekende formule:

$$A_i = \frac{Q}{U_i \cdot \Delta t} \quad (\text{ft}^2) \quad (1)$$

Het totale warmteoverdrachtscoëfficiënt U_i (betrokken op inwendige diameter van de pijp) moet geschat worden m.b.v.:

$$\frac{1}{U_i} = r'_p + r'_h \quad \left(\frac{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}{\text{Btu}} \right) \quad (2)$$

waarin r'_p = warmteweerstand aan proceszijde (kookzijde)

r'_h = warmteweerstand aan verwarmingszijde (condens-zijde)

Volgens Fair /1/ is een redelijke schatting voor de beide

weerstand: $r'_p = 0,001$

$r'_h = 0,007$

5.1.2. Pijp-diameter/ pijplengte / aantal pijpen

Voor de schatting van reboiler-demensies is het nodig om een aanname te doen betreffende de diameter van de pijpen.

Voor deze aanname neemt men de volgende criteria in acht:

1. $\bar{u}_{L\max} = 1 \text{ m/s}$ (vloeistof-snelheid ingang pijp)
2. $\bar{u}_{tp\max} = 4,5 \text{ m/s}$ (2-fase-snelheid uitgang pijp)
3. $x_e = \pm 0,20$ (verdampingsgraad)
4. $L_t = \pm 8 \text{ ft}$ (standaard-pijplengte)

Het aantal pijpen is te berekenen uit:

$$N_t = \frac{A_i}{\pi \cdot D_t \cdot L_t} \quad (3)$$

Neem voor N_t een standaardwaarde die het dichtsbij de waarde, gevonden uit (3), gelegen is (geldend voor de eerder aangenomen waarde voor D_t).

Met behulp van (3) kan dan de uiteindelijk te gebruiken pijplengte L_t te bepalen.

Hiermee zijn de reboiler-dimensies voorlopig bepaald!

opmerking: voor standaard-waarden kan gebruik gemaakt worden van b.v. de tabellen in Perry /2/ p.11-12, p.11-14.

5.2. Bepaling van de Circulatiestroom W_T

Het principe van deze berekening berust op het feit, dat beginnend bij A (druk P_A), langs het gehele circulatie-traject alle druktoenamen en -verliezen in rekening brengend, de druk aan het eind van het traject weer gelijk is als in A (druk P_A). Het gehele traject kan in twee delen verdeeld worden;

1. A-A'-B: drukverschil $\Delta P_{in} = P_B - P_A$ (zie fig. 1)
2. B-D-A: drukverlies $-\Delta P_{uit} = P_A - P_B$

De drukbalans over het gehele traject is dan:

$$\Delta P_{in} = \Delta P_{uit} \quad (4)$$

In de volgende paragrafen zullen de beide termen van (4) nader uitgewerkt worden, waarna door substitutie in (4) een vergelijking wordt verkregen waarmee W_T berekend kan worden.

5.2.1. Bepaling van ΔP_{in}

De energie-vergelijking over traject A-B voor een isentropisch proces, en verwaarlozing van snelheidsverandering en wrijving in de kolom (A-A'), geeft:

$$P_A - P_B = \rho_L \frac{g}{g_c} \Delta Z_{AB} - \frac{4 f_L V_L^2 \rho_L \Delta L_i}{2 g_c D_i} \left(\frac{\text{lb f}}{\text{ft}^2} \right) \quad (5)$$

pot. energie-
term

wrijvings-
term

5.2.2. Bepaling van ΔP_{uit}

De energie-vergelijking over het traject B-C-D-A voor een ideaal proces, met warmte toevoer en kinetisch-energieverandering, geeft:

$$P_A - P_B = - \frac{g}{g_c} \int \rho_{tp} dZ - \frac{1}{g_c} \int \rho_{tp} V_{tp} dV_{tp} - \int \rho_{tp} dF \quad (6)$$

potentiele-
term

kin. energie-
term

wrijving-
term

Op de drie druk-termen in het rechter-lid van (6) zal in de volgende paragrafen nader worden ingegaan.

5.2.2.1. De potentiele energie-term

Deze wordt berekend uit

$$-\Delta P_{\text{stat}} = - \frac{g}{g_c} \int_C^D \rho_{tp} dZ \quad (7)$$

De integratie-grenzen zijn C en D, omdat het effect van het hoogteverschil tussen B en C op de circulatie te verwaarlozen is t.o.v. C-D.

De twee-fasen dichtheid ρ_{tp} verandert over het traject C-D afhankelijk van de verdampingsgraad.

ρ_{tp} wordt bepaald met:

$$\rho_{tp} = \rho_g \cdot R_g + \rho_L \cdot R_L \quad (8)$$

waarin: ρ_g, ρ_L = dichtheid van resp. gas en vloeistof

R_L = volume-fractie van de vloeistof

(= $1 - R_g$)

R_L is geen simpele functie van de gewichtsfractie door de aanwezigheid van slipeffecten tussen de fasen.

R_L kan bepaald worden als functie van de Lockhart-Martinelli parameter X_{tt} .

Deze parameter stelt de verhouding voor van de kinetische energie van vloeistof en damp, en wordt bepaald uit:

$$X_{tt} = \left(\frac{W_L}{W_g} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (9)$$

met $W_L = (1 - x) \cdot W_T$

$W_g = x \cdot W_T$

$$W_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (9^a)$$

Voor de twee laatste termen in het rechter-lid, die bestaan uit stoffeigenschappen, wordt vaak de aanduiding ψ gebruikt.

$$\psi = \left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (10)$$

R_L is te bepalen m.b.v. grafiek 1. als functie van x en parameter ψ .

5.2.2.2. De kinetische energie-term

Bij toenemende verdamping vindt er een conversie plaats van statische druk naar snelheidsdruk.

$$-\Delta P_{kin} = -\frac{1}{g_c} \int \rho_{tp} \cdot u_{tf} \cdot du_{tf} = \frac{G_T}{g_c} (u_{tp,uit} - u_{L,in}) \quad (11)$$

waarin:

u_{tp} = snelheid 2-fasennmengsel bij uittrede reboiler

$u_{L,in}$ = snelheid vloeistof bij intrede reboiler

G_T = massa-snelheid.

De damp en de vloeistof verlaten de reboiler niet met dezelfde snelheid, zodat het noodzakelijk is om de bijdrage van de twee fasen te scheiden.

Verg. (11) wordt dan:

$$\begin{aligned} -\Delta P_{\text{kin}} &= \frac{1}{g_c} \left(\frac{G_L^2}{R_L \cdot \rho_L} + \frac{G_g^2}{R_g \cdot \rho_g} - \frac{G_T^2}{\rho_L} \right) \\ &= \frac{G_T^2}{g_c \cdot \rho_L} \left[\frac{(1-x)^2}{R_L} + \frac{\rho_L \cdot x^2}{\rho_g R_g} - 1 \right] \end{aligned} \quad (11^a)$$

met $\gamma = [\dots\dots\dots]$ (12)

wordt de volledige kinetische energie-term geschreven als:

$$-\Delta P_{\text{kin}} = \frac{G_T^2}{g_c \cdot \rho_L} \quad (13)$$

5.2.2.3. De wrijvingsterm

Deze bestaat uit drie onderdelen namelijk voor de drie trajecten B-C, C-D en D-A.

$$-\Delta P_{\text{wr}} = - \int \rho_{\text{tp}} \cdot dF = - P_{F,BC} - P_{F,CD} - P_{F,DA}$$

Voor traject C-D :

$$\begin{aligned} -\Delta P_{F,CD} &= \int \frac{4 f_{\text{tp}} \rho_{\text{tp}} u_{\text{tp}}^2 dL}{2 g_c D_t} \\ &= \frac{G_{\text{tp}}}{2 g_c D_t} \int 4 f_{\text{tp}} u_{\text{tp}} dL \end{aligned} \quad (14)$$

f_{tp} is twee-fasen frictie-factor, welke een complexe functie is van stromingspatroon en relatieve hoeveelheden van de beide fasen. Om de wrijvingsterm voor een twee-fasenstroom te bepalen wordt gebruik gemaakt van een Lockhart-Martinelli parameter ϕ^2 .

Deze parameter geeft de verhouding weer van de wrijvingsterm voor 2-fasenstroming en de wrijvingsterm voor een stroming, waarbij het medium geheel uit vloeistof zou bestaan.

In geval van vloeistof, zou de term luiden:

$$-\Delta P_F = \frac{G_L}{2 g_c D_t} \int 4 f_L u_L dL \quad (15)$$

Dus:

$$\phi^2 = \frac{P_{F,tp}}{P_{F,L}} = \frac{\int 4 f_{tp} u_{tp} dL}{\int 4 f_L u_L dL} \quad (16)$$

Deze parameter is af te lezen uit grafiek 2. als functie van de verdampingsgraad (x) en parameter ψ .

Voor het traject B-C bestaat het medium uit vloeistof en wordt berekend volgens verg. (15).

Voor het traject D-A bestaat het medium uit een twee-fasenmengsel dat niet verandert (geen warmtetoevoer!).

De totale wrijvingsterm wordt dan:

$$\begin{aligned} -P_F &= -(\Delta P/\Delta L)_L (\Delta L_{BC}) - \int_C^D (\Delta P/\Delta L)_L \cdot \phi^2 \cdot dL \\ &\quad - (\Delta P/\Delta L)_{L,E} \cdot \phi_E^2 \cdot \Delta L_{DA} \quad (17) \end{aligned}$$

waarin:

$$(\Delta P/\Delta L)_L = \left(\frac{4 f_L u_L^2 \rho_L}{2 g_c D_t} \right) \quad \text{in de pijpen}$$

$$(\Delta P/\Delta L)_{L,E} = \left(\frac{4 f_L u_L^2 \rho_L}{2 g_c D_E} \right) \quad \text{in de uitlaatlijm (D-A)}$$

5.2.3. De Drukbalans

De drukbalans (4) luidt:

$$\Delta P_{in} = \Delta P_{uit}$$

Na invulling van verg. (7), (13) en (17) in verg. (6), en na invulling van verg. (5) en (6) in verg. (4) wordt een vergelijking verkregen, die omgewerkt kan worden tot:

$$\begin{aligned} W_T^2 = & \left\{ g \cdot a_i^2 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \bar{\rho}_{tp}) \cdot \Delta Z \right\} / \left\{ 2 \cdot f_{Li} \frac{\Delta L_i}{D_i} + \right. \\ & + 2 \cdot f_{L,t} \cdot \left(\frac{a_i}{a_t} \right)^2 \cdot \left[\frac{\Delta L_{BC}}{D_t} + \bar{\phi}^2 \cdot (1 - \bar{x})^2 \cdot \frac{\Delta L_{CD}}{D_t} \right] + \\ & \left. + 2 \cdot f_{L,E} \cdot (1 - x_E)^2 \cdot \bar{\phi}_E^2 \cdot \frac{\Delta L_{DA}}{D_E} + \bar{\phi}^2 \left(\frac{a_i}{a_E} \right)^2 \right\} \quad (18) \end{aligned}$$

- waarin: a_i = oppervlak inwendige doorsnede inlaatlijn
 a_t = oppervlak inwendige doorsnede voor het
 totaal aantal pijpen uit:
 $a_t = N_t \cdot \pi \cdot D_t^2 / 4 \quad (19)$
 a_E = oppervlak inwendige doorsnede uitlaatlijn
 D_i = inwendige diameter inlaatlijn
 D_t = inwendige diameter pijp
 D_E = inwendige diameter uitlaatlijn.
 ΔZ = $Z_D - Z_C$; in verg. (5) ΔZ_{AB} gelijk gesteld
 worden aan ΔZ_{AC} omdat de bijdrage van ΔZ_{BC}
 verwaarloosd kan worden.
 $\bar{x}$ = $2/3$ van de uitlaat verdampingsgraad x_E
 $\bar{R}_L$ = R_L gebaseerd op $x = x_E / 3$
 $\bar{\rho}_{tp}$ = ρ_{tp} gebaseerd op $\bar{R}_L$
 $\bar{\phi}^2$ = ϕ^2 gebaseerd op $\bar{x} = \frac{2}{3} x_E$
 $\bar{\phi}_E^2$ = ϕ^2 gebaseerd op $x = x_E$
 f = Fanning frictie-factor (b.w. uit grafiek 6)

5.2.4. De Voelbare-warmte: zône

In verg. (18) komt de lengte L_{BC} voor. Dit is de lengte van het gebied waar voelbare warmte wordt overgedragen aan het proces-medium om het tot op kookpunt te brengen.

Het warmte-transport is hier convectief.

5.2.4.1. Bepaling van ΔL_{BC}

Tijdens het opstijgen van de vloeistof door de pijpen, neemt de druk af en stijgt de temperatuur (door warmtetoevoer).

Voor een schematische weergave van het verloop van P en T, zie fig.2. Daar het om relatief kleine verschillen gaat, worden de dampspannings- en opwarmcurven door rechte lijnen benaderd.

$$\text{Voor BC geldt dan: } t - t_B = \frac{\Delta t / \Delta L}{-\Delta p / \Delta L} \cdot (p_B - p) \quad (20)$$

$$\text{Voor CD geldt dan: } t - t_A = \left(\frac{\Delta t}{\Delta p} \right)_s \cdot (p - p_A) \quad (21)$$

Deze twee vergelijkingen kunnen omgewerkt worden tot:

$$\frac{p_B - p}{p_B - p_A} = \frac{\left(\frac{\Delta t}{\Delta p} \right)_s}{-\frac{\Delta t / \Delta L}{\Delta p / \Delta L} + \left(\frac{\Delta t}{\Delta p} \right)_s} \quad (22)$$

Voorts gelden:

$$\text{voor AB} \quad (p_B - p_A) = \frac{(Z_A - Z_B)\rho_L}{144} + \frac{\rho_L \Delta F_{in}}{144} \quad (23)$$

$$\text{voor BC} \quad (p_C - p_A) = \frac{(Z_C - Z_A)\rho_L}{144} + \frac{\rho_L (\Delta F_{in} + \Delta F_{BC})}{144} \quad (24)$$

Aftrekken van (24) van (23), met verwaarlozing van wrijving in BC, geeft:

$$p_B - p_C = \frac{(Z_C - Z_B) \rho_L}{144} \quad (25)$$

Deling van (23) op (25) geeft bij benadering:

$$\frac{Z_C - Z_B}{Z_A - Z_B} = \frac{p_B - p_C}{p_B - p_C} = \frac{\left(\frac{\Delta t}{\Delta p}\right)_s}{-\frac{\Delta t / \Delta L}{\Delta p / \Delta L} + \left(\frac{\Delta t}{\Delta p}\right)_s} \quad (26)$$

Uit (25) wordt verkregen:

$$-\frac{\Delta p}{\Delta L} = \frac{p_B - p_C}{Z_C - Z_B} = \frac{\rho_L}{144} \quad (27)$$

de factor 144 is, omdat $p = \text{psia}$ en $Z = \text{ft.}$

$\left(\frac{\Delta t}{\Delta p}\right)_s = \text{helling dampspannings-curve uit dampspannings tabel.}$

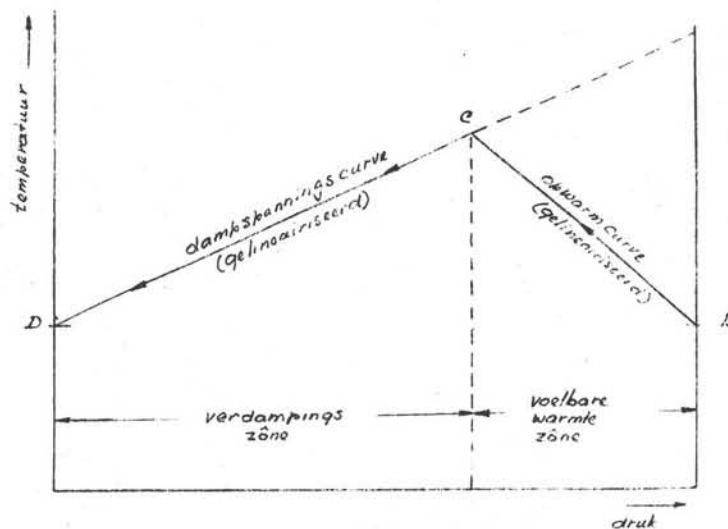


fig. 2. - opwarm- en dampspanningscurven

5.2.4.2. Bepaling van de term $\frac{\Delta t}{\Delta L}$

Een warmte-balans over het traject BC geeft:

$$q = \Delta t_L \cdot a_L \cdot W_T = (t_w - t_L) \cdot h_L \cdot A_i // 3600 \quad (28)$$

$$\text{met } A_i = \pi \cdot D_t \cdot \Delta L_{BC} \cdot N_t$$

Verg. (28) kan herschreven worden tot:

$$\frac{\Delta t}{\Delta L} = \frac{\pi D_t \cdot N_t \cdot h_L \cdot (t_w - t_L) \cdot x_E}{3600 \cdot W_g \cdot c_L} \quad (29)$$

De warmteoverdrachts-coëfficiënt voor de vloeistofgrenslaag h_L wordt berekend met de Dittus-Boelter vergelijking:

$$h_L = 0.023 \cdot \frac{k_L}{D_t} \cdot \left(\frac{3600 \cdot D_t \cdot G_T}{\mu_L} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{c_L \cdot \mu_L}{k_L} \right)^{0.4} \quad (30)$$

$$\text{met: } G_T = \frac{W_T}{a_t} \quad \text{en} \quad W_T = \frac{W_g}{x_E} \quad (30^a)$$

$$h_L = 0.023 \cdot \frac{k_L}{D_t} \cdot \left(\frac{3600 \cdot D_t}{x_E \cdot \mu_L \cdot a_t} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{c_L \cdot \mu_L}{k_L} \right)^{0.4} \cdot W_g^{0.8} \quad (31)$$

5.2.4.3. Bepaling van de term $(t_w - t_L)$

Voor de warmte-flux $\left(\frac{q}{a}\right)$ geldt:

$$\frac{q}{a} = \frac{\Delta t_{tot}}{R_{tot}} = h_L \cdot (t_w - t_L) \quad (32)$$

dus:

$$\frac{(t_w - t_L)}{\Delta t_{tot}} = \frac{1}{h_L \cdot R_{tot}} \quad (33)$$

5.2.4.4. R_{tot} uit verg. (33) is te berekenen met:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_L} + \left\{ R_{f,L} + \frac{A_{inw}}{A_{uitw}} \frac{D_{uitw} \cdot \ln\left(\frac{D_{uitw}}{D_{inw}}\right)}{2 \cdot k_w} + \frac{A_{inw}}{A_{uitw}} \cdot \left(R_{f,h} + \frac{1}{h_h} \right) \right\}_t \quad (34)$$

R_f = vuilweerstand b.v. uit Perry //2/ pag.10-38

5.2.4.5. De warmte-overdrachtscoëfficiënt aan de condenszijde is te berekenen met een Nusselt-vergelijking. Volgens Perry /2/, p. 10-18 :

$$h_h = 0.925 \cdot \left(\frac{k_{L,h}^3 \cdot \rho_{L,h}^2 \cdot g \cdot N_t \cdot \pi \cdot D_{t,uitw}}{\mu_{L,h} \cdot W_h} \right)^{1/3} \quad (35)$$

$$(g = 4,18 \cdot 10^8 \text{ ft/hr}^2)$$

5.2.4.6. De benodigde stoomhoeveelheid is te verkrijgen uit:

$$W_h = \frac{q}{\lambda_{h1}} \quad (36)$$

5.3. Warmteoverdracht over de totale lengte BD

Voor de beoordeling van de warmteoverdracht over de totale lengte van de pijpenbundel, is het nodig om een gemiddelde warmte-overdrachtscoëfficiënt (h_p) te vinden. Deze coëfficiënt is een functie van de overdrachtscoëff. in de beide zones, respectievelijk:

$$\begin{aligned} \bar{h}_v & \text{ voor de verdampings-zone CD} \\ h_L & \text{ voor de opwarm-zone (verg. 31)} \end{aligned}$$

5.3.1. De verdampings-zone (CD)

De warmte-overdracht in de verdampings-zone wordt beheerst door twee mechanismen: - convectie
- kernkoken (nucleate boiling)

5.3.1.1. Convectie

Uit onderzoekingen aan commerciële verticale thermosiphon reboilers de convectie-coëfficiënt voor 2-fasenstroming aan h_L gecorreleerd kan worden als functie van de Lockhart-Martinelli parameter X_{tt} . De correlatie luidt als volgt:

$$\frac{h_{tp}}{h_L} = 3.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.5} \quad (37)$$

Deze relatie kan ook direct afgelezen worden in grafiek 3. De nadruk wordt gelegd op het feit, dat bovenstaande relatie niet gebruikt kan worden bij 'mist-flow'

5.3.1.2. Kernkoken

Voor de warmte-overdrachtscoëfficiënt voor kernkoken geeft Fair /1/ geen bruikbare formule.

Perry/2/(p.10-21) geeft voor de kernkook-coëfficiënt de formule van Mc Nelly:

$$h_b = 0.225 \left(\frac{q \cdot c_L}{A_i \cdot \lambda_L} \right)^{0.69} \left(\frac{144 \cdot p \cdot k_L}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_L}{\rho_g} - 1 \right)^{0.33} \quad (38)$$

waarin p = druk van het systeem (psia)

5.3.1.3. Combinatie convectie/kernkoken

De beide overdrachtsmechanismen dragen ieder bij tot een gemiddelde waarde van de overdrachtscoëfficiënt in de verdampingszone:

$$h_v = \alpha h_b + \beta h_{tp} \quad (39)$$

Volgens Fair /1/ kan men voor thermosiphon reboilers $\beta = 1$ nemen!

Voor de 'short-cut' berekeningsmethode wordt h_v berekend als $\bar{h}_v$ uit:

$$\bar{h}_v = \bar{\alpha} h_b + \bar{h}_{tp} \quad (40)$$

waarin:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_E + \alpha'}{2} \quad (41)$$

α_E uit grafiek 4 @ $x = x_E$

α' uit grafiek 4 @ $x = 0.4 x_E$

$\bar{h}_{tp} = h_{tp}$ uit grafiek 3 @ $x = 0.4 x_E$

5.3.2. Totale warmteoverdrachts-coëfficiënt

Over de beide zônes kan een gemiddelde waarde voor de overdrachtscoëfficiënt worden bepaald als een lengte-gemiddelde:

$$h_p = \frac{\Delta L_{BC} \cdot h_L + \Delta L_{CD} \cdot \bar{h}_v}{\Delta L_{BD}} \quad (42)$$

5.3.3. Benodigd V.O. gebaseerd op h_p

Met behulp van gevonden waarde voor h_p (42) kan nu het benodigd V.O. worden gecontroleerd volgens:

$$A_i = \frac{q}{U_{tot} \cdot \Delta t_{tot}} \quad (43)$$

waarbij $U_{tot} = 1 / R_{tot}$

R_{tot} wordt berekend met verg. 34 met vervanging van h_L door h_p .

5.4. Warmte-flux

Bij toenemende waarde van de warmte-flux ($\frac{q}{A}$) zal het kook-gedrag, bij overschrijding van een maximale waarde, overgaan van kernkoken naar film-koken. Dit zeer ten nadele van de warmte-overdracht!

Kern /3/ geeft voor deze maximale waarde:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\max} = 10 - 12.000 \text{ BTU/hr. ft}^2 \quad (44)$$

Fair /1/ stelt voor om de vergelijking van Rohsenow en Griffith te gebruiken:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\max} = 143 \rho_g \lambda \left(\frac{\rho_L - \rho_g}{\rho_g} \right)^{0.6} \text{ BTU/hr. ft}^2 \quad (45)$$

Niels /4/ gebruikt de vergelijking van Kutateladse- Zuber:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\max} = 0.18 g_c^{0.25} \rho_g \lambda_L \left(\frac{\rho_L - \rho_g}{\rho_g^2} \sigma_L g \right)^{0.25} \quad (46)$$

Het is gebruikelijk om voor design als maximale waarde voor de optredende flux, $1/8$ van verg. (46) te gebruiken.

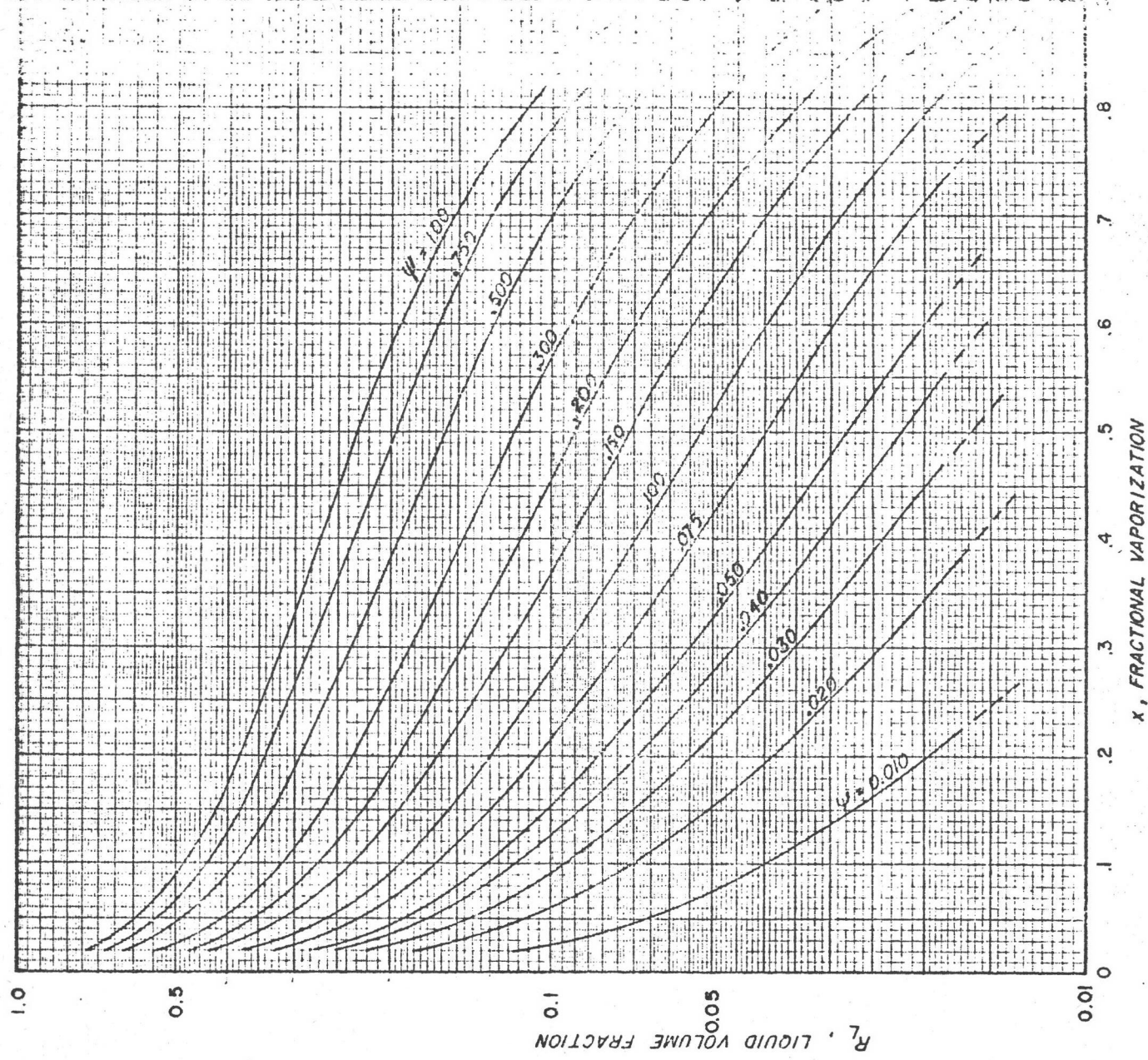
Niels /4/ is bij onderzoek aan een kettle-reboiler tot de conclusie gekomen, dat men tot een waarde van $3/8$ van de waarde van verg. (46) kan gaan!

de Jong en v.d.Bergh /5/ geven voor design de factor 0.3 , dus:

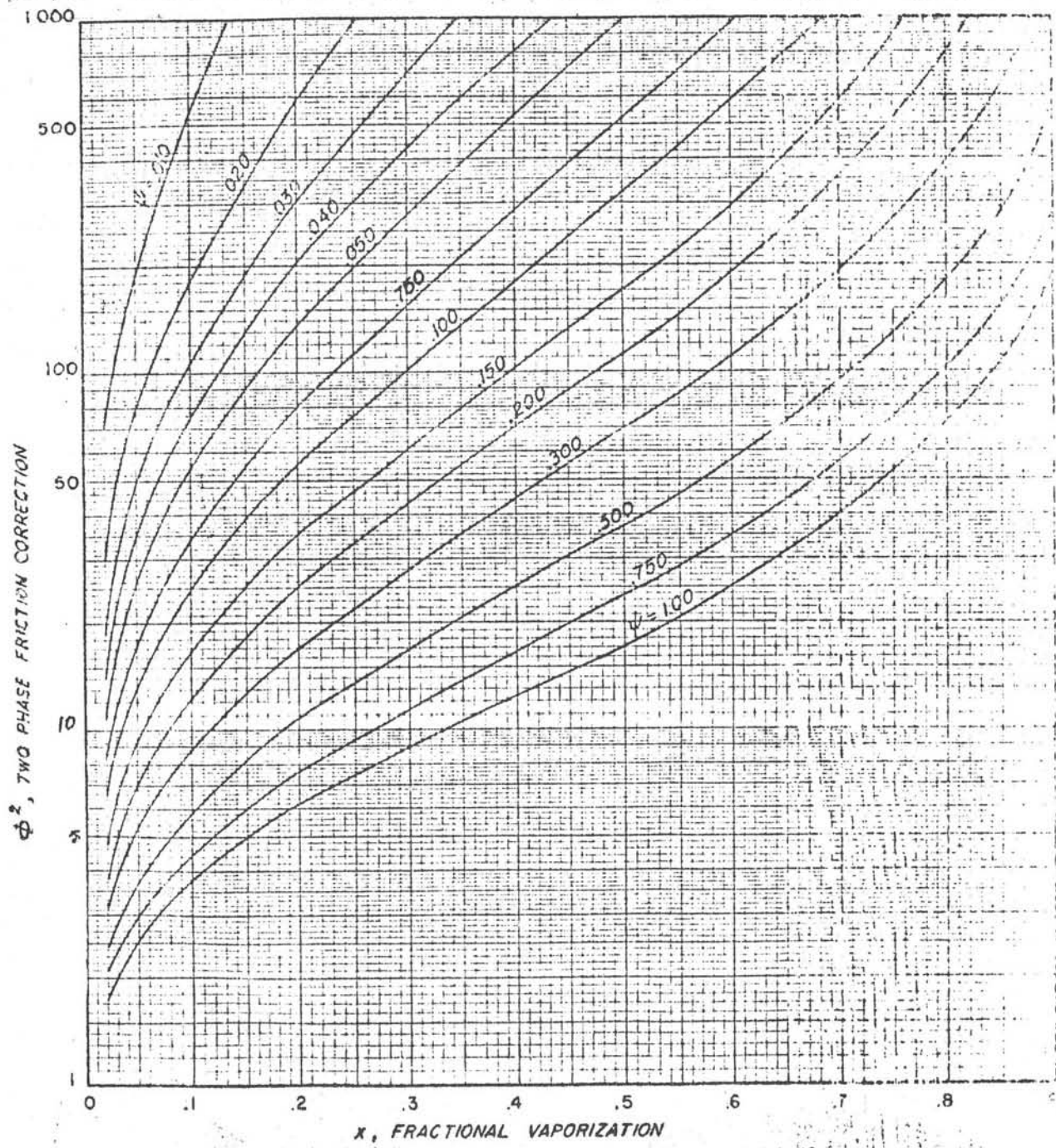
$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\max} = 0,3 \cdot 0,18 g_c^{0.25} \rho_g \lambda_L \left(\frac{\rho_L - \rho_g}{\rho_g^2} \sigma_L g \right)^{0.25} \quad (47)$$

$$g = 4.18 \cdot 10^8 \text{ ft/hr}^2$$

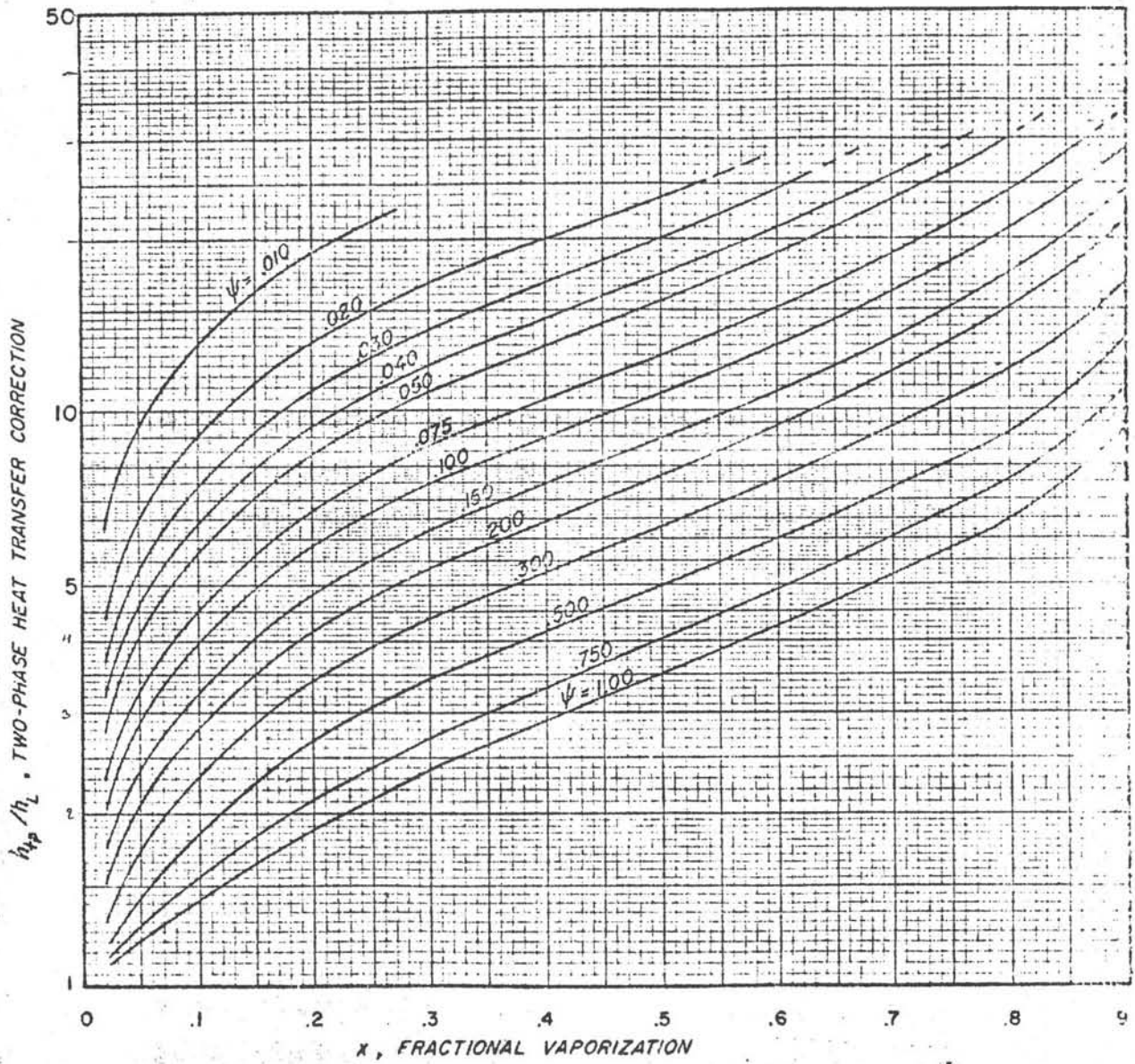
$$g_c = 4.18 \cdot 10^8 \text{ lbm. ft/lbf. hr}^2$$



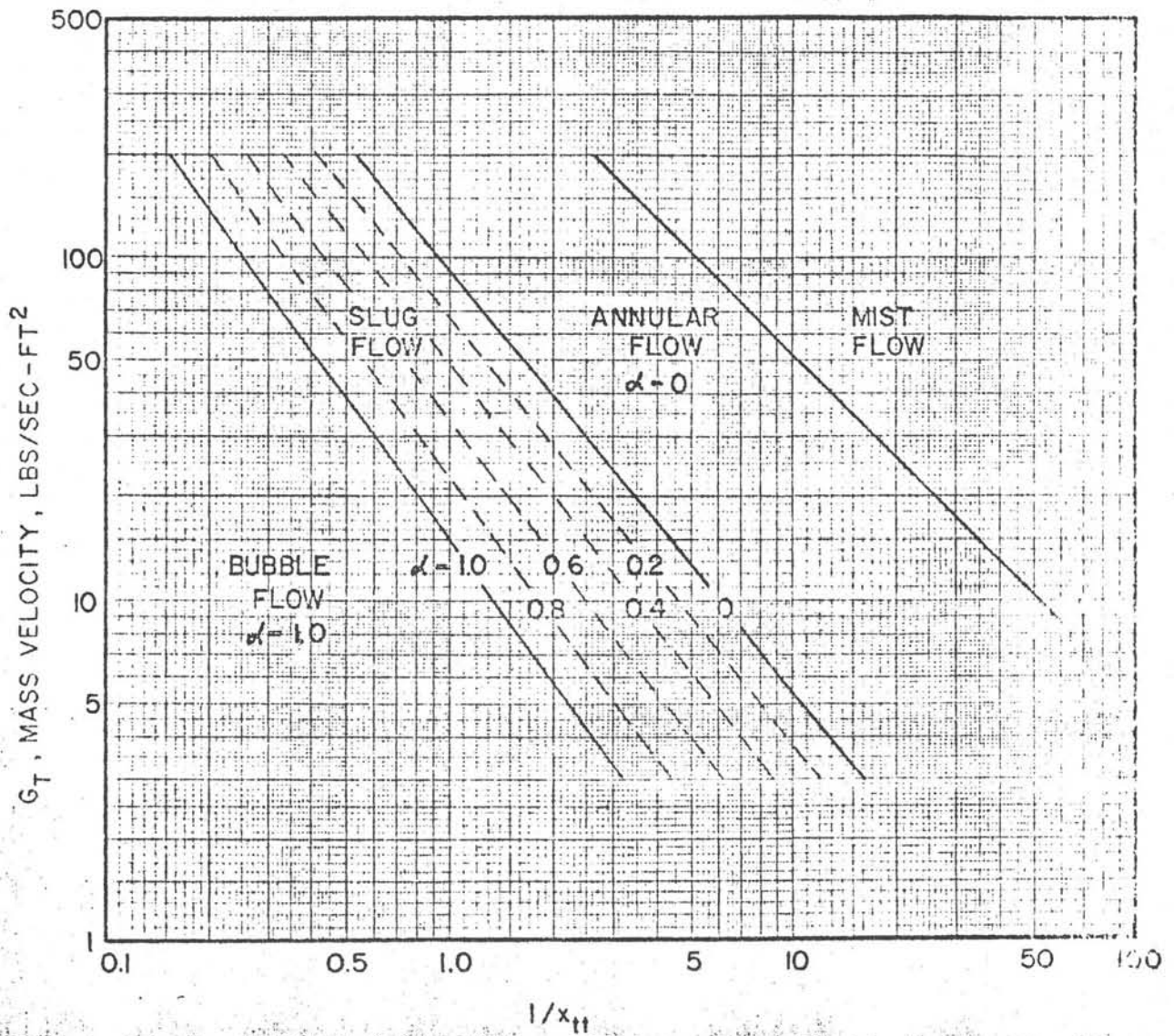
Grafiek 1.



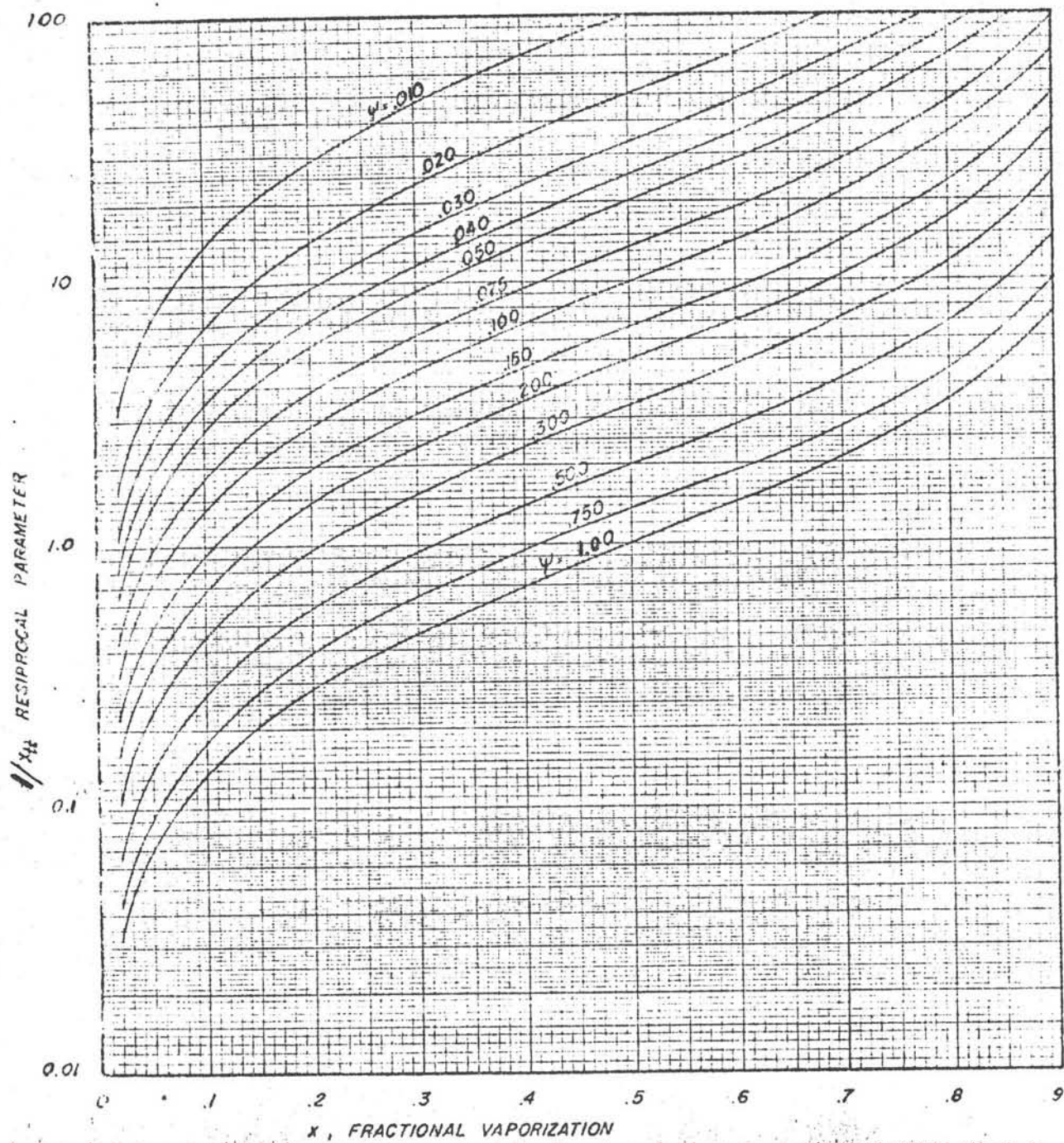
Grafiek 2.



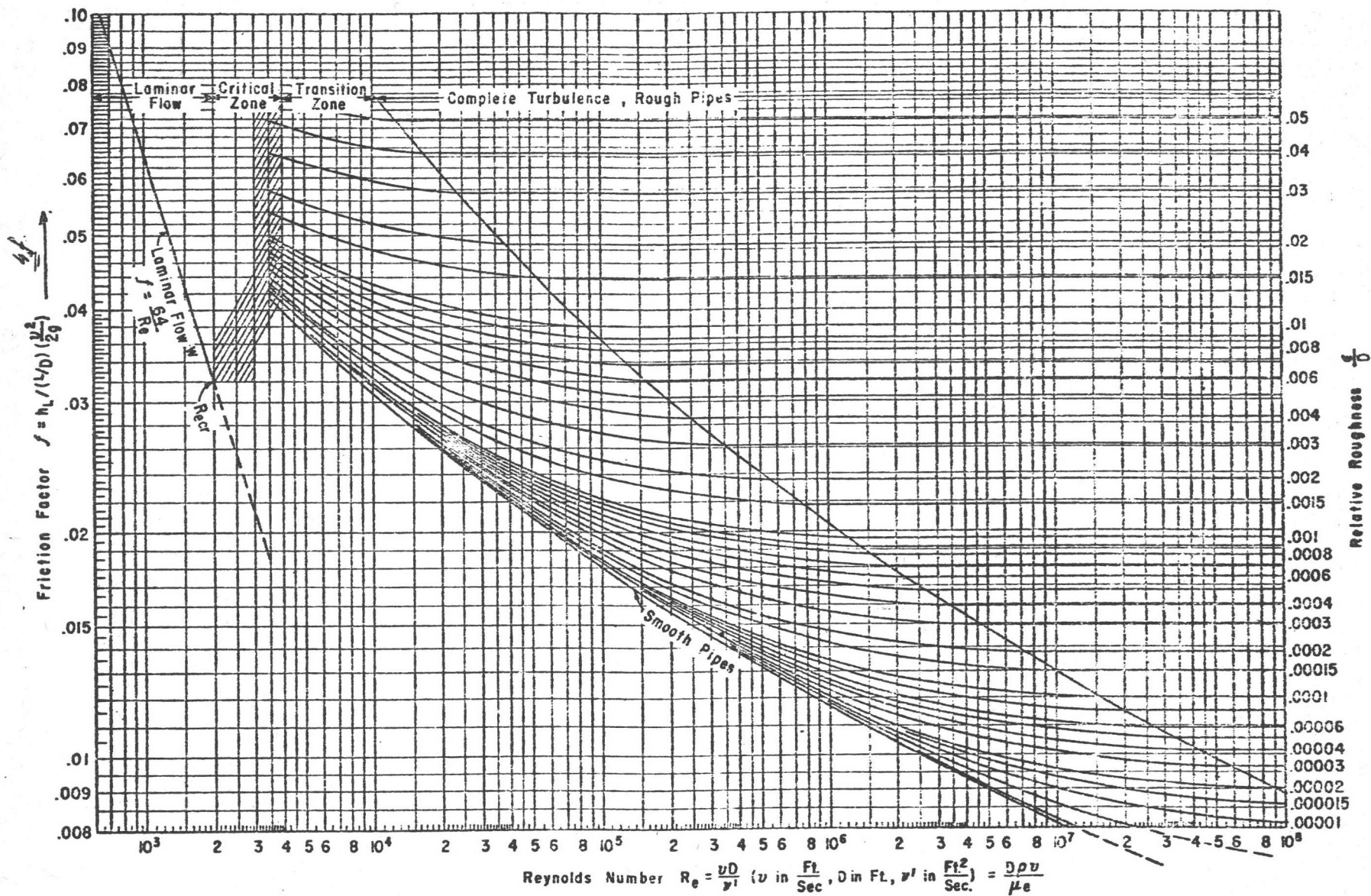
Grafiek 3.



Grafiek 4.



Grafiek 5.



6. Resultaat warmte-technische berekeningen

6.1. Procesgegevens

warmtestroom	9,9 10 ⁵	BTU/h	290	kW
inwendig V.O.	42	ft ²	3,9	m ²
warmteflux	23,6 10 ³	BTU/h.ft ²	71,3	kW/m ²
max toelaatbare flux	48,6 10 ³	BTU/h.ft ²	153	kW/m ²
gemiddeld temperatuurverschil	128	°F	71	°C
tot. warmteoverdrachts- coëfficiënt	216,45	BTU/ h.ft ² .°F	1,23	kW/m ² .°C

Proces-medium

Freon-11 ^(a) kookpunt

temperatuur	212	°F	100	°C
druk	120	psia	8	ata
totale massastroom	81,47 10 ³	lbm/h	10	kg/s
verdampingsgraad	19	%		
benodigde damp	4,29	lbm/s	1,95	kg/s

Verwarmend medium

condenserende stoom

temperatuur	340	°F	171	°C
druk	120	psia	8	ata
massastroom	11,24 10 ²	lbm/h	0,14	kg/s

6. Resultaat warmte-technische berekeningen

6.2. Reboiler dimensies.

Type	Vertikale Thermosiphon			
Inwendig V.O.	42	ft ²	3,90	m ²
Pijpenbundel:				
type	2 vaste pijpplaten			
aantal pijpen	52			
steek	1'' vierkant		0,0254	m
Pijpen:				
lengte	5	ft	1,524	m
maat	3/4''-16BWG			
inw. diameter	0,052	ft	0,0158	m
Romp:				
inw. diameter	10''		0,254	m
Inlaat:				
inw. diameter	0,505	ft	0,154	m
maat inlaatlijn	6''-schedule 40S			
Uitlaat:				
inw. diameter	0,677	ft	0,206	m
maat inlaatlijn	8''-schedule 20			

7. Sterkteberekeningen

Pijpplaat, pijpen en romp zijn berekend volgens regels van het Stoomwezen /6/, Blad D-0404, en de daarin vermelde wijzingen.

De berekeningen zijn uitgevoerd voor twee gevallen:

1. bedrijfs omstandigheden
2. opstart-omstandigheden, waarbij alleen stoom op de reboiler staat en de pijpen niet gekoeld worden door het proces-medium.

Materiaaleigenschappen zijn gehaald uit de bladen:

- M 0201 voor pijpen, romp en aansluitingen voor proces- en verwarmend-medium stromen.
- M 0301 voor de pijpplaat
- D 0105 voor algemene materiaal eigenschappen voor ongelegeerde staalsoorten.

Voor de overige onderdelen van de reboiler wordt verwezen naar de stuklijst van de bijgeleverde constructie-tekening.

8. Resultaat sterkteberekeningen

onderdeel	materiaal	diameter (D)/dikte (s)
pijpplaat	ASTM-A285-B	s = 23 mm
pijpen	ASTM-A179	3/4"- 16BWG D = 19,05 mm s = 1,7 mm
romp	ASTM-A106-B	10"-sched.20 D = 273 mm s = 6,4 mm

9. Literatuur

- /1/ J.R. Fair, 'What You Need to Design Thermosiphon Reboilers', Petroleum Refiner, Vol.39 no.2(1960), 105-123.
- /2/ Perry and Chilton, 'Chemical Engineers Handbook' 5th Edition.
- /3/ D.Q. Kern, 'Process Heat Transfer' Mc Graw-Hill Book Co. Inc., New York 1950.
- /4/ G.H Niels, 'Kookgedrag Rond Horizontale Cilinders en in Kettle-Reboilers', proefschrift, T.H.-Delft, 1976, pag.122.
- /5/ E.J. de Jong en W.J.B. v.d. Bergh, 'Conceptdictaat Apparaten voor de Procesindustrie - college i20A-hoofdstuk 4', pag. 47.
- /6/ Stoomwezen, 'Regels voor Toestellen Onder Druk', Staatsuitgeverij, deel 1 en deel 2.

I

WARMTE TECHNISCHE BEREKENINGEN.

I.1.

Gegevens

Symbol	omschrijving	B. U.	SI.
W_g	benodigde dampstroom.	4.29 lbm/s.	1.95 kg/s.
t_p	temperatuur processtroom	212 °F	100 °C
Q	vermogen	9.9 10^5 BTU/h.	29 10^4 J/s
p_p	druk processtroom	120 psia	8 bar
ρ_L	dichtheid vloeistof	79.87 lbm/ft ³	1271.3 kg/m ³
ρ_g	dichtheid damp	2.66 lbm/ft ³	42.6 kg/m ³
μ_L	dyn. viscositeit vloeistof	6.15 10^{-1} lb/h ft.	
μ_g	dyn. viscositeit damp	3.17 10^{-2} lb/h ft.	
C_p	smeltelijke warmte vloeistof	2.13 10^{-1} BTU/lb °F	0.89 10^3 J/kg °C.
k_L	warmte geleidingscoëff. vloeist.	45 10^{-3} BTU/h ft °F	
λ_L	verdampingswarmte	63.84 BTU/lb.	
σ_L	oppervlakte spanning (12 dyne/cm @ 25°C).	4.15 10^{-4} lb/ft. @ 212 °F	6.06 10^{-3} N/m @ 100 °C.
H	mol. gewicht	137	137
$\Delta t / \Delta p$	helling dampspannings- curve @ 212 °F	0.72 °F/psi	
g	gravitatie constante	32.2 * 3600 ² ft/s ² 32.2 ft/s ²	
t_h	temp. verzachtende strom.	340 °F	171 °C.
p_h	stroomdruk.	120 psia	8 bar.
λ_h	verdampingswarmte	880 BTU/lb.	
k_h	warmte geleidingscoëff. condensaat.	0.89 BTU/h ft °F	
ρ_{hL}	dichtheid condensaat	55.96 lbm/ft ³	896 kg/m ³
μ_{hL}	dyn. viscositeit condensaat	0.629 lb/ft h.	

Gebruikte conversiefactoren.

van	naar	verm. factor.
lb	kg	4.536 10^{-1}
lb/h.	kg/s	1.23 10^{-4}
lb/ft ³	kg/m ³	16.02
lb/ft	N/m	14.6
BTU	Joule	1.055 10^{+3}
BTU/h	Joule/s	2.931 10^{-1}
BTU/lb °F	J/kg °C	4186.8
BTU/h ft ²	kJ/m ²	3.15 10^{-3}
BTU/h ft ² °F	kJ/m ² °C	5.67 10^{-3}
°F	°C.	5/9

$$\begin{aligned} ^\circ R &= ^\circ F + 460. \\ ^\circ R &= 1.8 ^\circ K. \\ ^\circ F &= 1.8 ^\circ C + 32. \end{aligned}$$

I. 2. Schatting inwendig V.O (A_i); aantal pijpen (N_t) en buislengte (ΔL_{BD}).

schatting van de totale overdrachtscoëff U_{tot} :

$$\frac{1}{U_{tot}} = r_p' + r_h'$$

$$r_p' = 0.001$$

$$r_h' = 0.007$$

$$U_{tot} = 125 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

het inwendig V.O (inw. diameter pijpen):

$$A_i = \frac{Q}{U \Delta t} = \frac{9.9 \cdot 10^5}{125 \cdot 120} = 62 \text{ ft}^2 (5.8 \text{ m}^2).$$

bepalingen:

neem standaard buismaat $D_{nom} = 3/4" - 16 \text{ BWG}$

$$D_t = 0.052 \text{ ft. [2] pag 11-12}$$

neem standaard buislengte $L_t = 8 \text{ ft.}$

het aantal pijpen is te berekenen uit:

$$N_t = \frac{A_i}{\pi \cdot D_t \cdot L_t} = \frac{62}{\pi \cdot 0.052 \cdot 8} = 47.$$

neem aantal i.v.m standaard romp-diameter [2] pag 11-14:

$$N_t = 52.$$

$$ID_{shell} = 10"$$

$$Stock = 1" \square$$

$$L_t = \frac{62}{\pi \cdot 0.052 \cdot 52} = 7.3 \text{ ft.}$$

Gemiddelde snelheid in de pijpen bij te verwachten verdampingsgraad
 $0.16 < x < 0.20$

inlaat buisbundel	x_E	0.16	0.20	
	W_t	12.18	9.75	kg/s
	ρ_L	1271.3	1271.3	kg/m ³
	$\bar{u}_L$	0.95	0.80	m/s
uitlaat buisbundel	ψ	0.246	0.246	
	R_L	0.235	0.215	
	R_g	0.765	0.785	
	ρ_g	331.34	306.77	kg/m ³
	$\bar{u}_{tp}$	3.65	3.32	m/s

I.3

Diameter inlaatlyn (D_i) en uitlaatlyn (D_E)

neem een diameter zodat de gemiddelde snelheid $\sim 1.5 \text{ m/s}$,
uit [2] pag 6-64 vindt men de volgende maten;

$$\begin{aligned} \text{inlaatlyn } D_{nom} &= 6'' - \text{sched. 40.} \\ D_i &= 6.065'' (154 \text{ mm}) \\ D_{uitw} &= 6.625'' (168 \text{ mm}) \\ a_i &= 0.2006 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{uitlaatlyn } D_{nom} &= 8'' - \text{sched. 20.} \\ D_E &= 8.125'' (206 \text{ mm}) \\ D_{uiho} &= 8.625'' (219 \text{ mm}) \\ a_E &= 0.3601 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

gemiddelde snelheden (m/s).

	x_E	0.16	0.20
inlaatlyn	$\bar{u}_i$	0.52	0.41
uitlaatlyn	$\bar{u}_{tp}$	1.09	0.95

I.4

Resultaat dimensionering Reboiler

Uit iteraties is gebleken dat een $VO = 62 \text{ ft}^2$ veel te groot was en dat met een $VO = 42 \text{ ft}^2$ ruimschoots aan de eisen werd voldaan.

N_t	aantal pijpen	52	52
A_i	inwendig VO	42 ft^2	3.9 m^2
ΔL_{BO}	pijplengte	5 ft	1.524 m
D_i	inw. diam. pijp.	0.052 ft	0.016 m
A_t	inw doorsnede	0.0021 ft^2	
a_t	totale inw doorsnede pijpen	0.110 ft^2	1.010 m^2
s	steek (vierkant)	1"	
D_{shell}	inw. rompdiameter	10"	0.254 m
D_i	inw diam inlaatlyn	0.505 ft	0.154 m
a_i	inw doorsnede inlaatlyn	0.2006 ft^2	
D_E	inw diam uitlaatlyn	0.677 ft	0.206 m
a_E	inw doorsnede uitlaatlyn	0.3601 ft^2	

I. 5.

Equivalente lengten verbindingslijnen

INLAATLIJN : lengte lijn $450 + 1080 + 1560 = 3090 \text{ mm} = 10.1 \text{ ft.}$
 2* bochtstuk $2 \times 15 \text{ ft.} = 30 \text{ ft.}$
 overgang lijn / rypbundel $= 3.5 \text{ ft.}$
 $\Delta L_i = 44 \text{ ft.}$

UITLAATLIJN : lengte lijn $880 + 300 = 1180 \text{ mm} = 3.9 \text{ ft.}$
 1x rechthoekige bocht $= 42 \text{ ft.}$
 overgang $= 13 \text{ ft.}$
 $\Delta L_E = 59 \text{ ft.}$

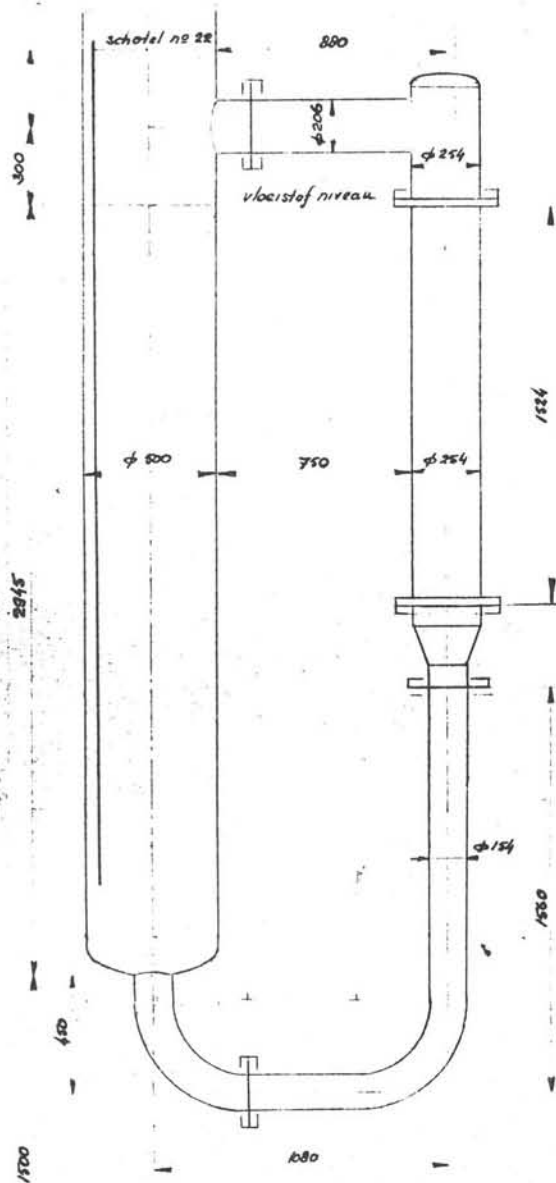


FIG. 3

SCHAAL 1:40

maatschets van mogelijke opstelling

I.6. Berekening van lengte voelbarewarmte zone ($z_c - z_B$)

Vergelijking (26) :

$$\frac{z_c - z_B}{z_A - z_B} = \frac{(\Delta t / \Delta p)_s}{\frac{\Delta t / \Delta L}{-\Delta p / \Delta L} + \left(\frac{\Delta t}{\Delta p} \right)_s}$$

X_E			0.16	0.19	0.20	0.22
W_g			4.29	4.29	4.29	4.29
W_T	W_g / X_E	(30°)	26.87	22.58	21.50	19.54
Q_t			0.110	0.110	0.110	0.110
h_L	$17.3 W_T^{0.8}$	pag A11	240.7	209.4	201.4	186.6
Δt_w	$\frac{128}{1 + 2.85 \cdot 10^{-3} \cdot h_L}$	pag A11	75.92	80.16	81.32	82.56
$\Delta t / \Delta L$	$1.11 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{h_L \cdot \Delta t_w}{W_T}$	pag A12	7.55	8.25	8.46	8.86
$\Delta t / \Delta p$			0.72	0.72	0.72	0.72
$-\Delta p / \Delta L$	$\approx \rho_L / 144$	(27)	0.55	0.55	0.55	0.55
$\frac{z_c - z_B}{z_A - z_B}$		(26)	0.050	0.046	0.045	0.043
$z_A - z_B$			5.0	5.0	5.0	5.0
$z_c - z_B$			0.250	0.230	0.225	0.215
$z_D - z_c$	ΔZ		4.750	4.770	4.775	4.785

I. 7.

Berekening van de totale circulatiestroom (W_T)

vergelijking (18) :

$$W_T^2 = \left\{ g \cdot a_i^2 \rho_L (\rho_L - \rho_{tp}) \Delta Z \right\} /$$

$$\left\{ 2 \cdot f_{Li} \frac{\Delta L_i}{D_i} + 2 f_{LE} \left(\frac{a_i}{a_E} \right)^2 \left[\frac{\Delta L_{BC}}{D_t} + \bar{\phi}^2 (1 - \bar{x})^2 \cdot \frac{\Delta L_{CD}}{D_t} \right] + \right.$$

$$\left. + 2 f_{LE} (1 - x_E)^2 \left(\frac{a_i}{a_E} \right)^2 \phi_E^2 \frac{\Delta L_{DA}}{D_E} + \gamma \left(\frac{a_i}{a_E} \right)^2 \right\}$$

x_E		0.16	0.19	0.20	0.22
$(a_i/a_t)^2$		3.33	3.33	3.33	3.33
$(a_i/a_E)^2$		0.31	0.31	0.31	0.31
$\Delta L_i/D_i$		87.13	87.13	87.13	87.13
$\Delta L_E/D_E$		87.15	87.15	87.15	87.15
$g \cdot a_i^2 \rho_L$	$g = 32.2 \text{ ft/sec}^2$	102.84	102.84	102.84	102.84
ψ	$\left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (10)$	0.246	0.246	0.246	0.246
$x = x_E$		0.16	0.19	0.20	0.22
R_L	grafiek 1 @ x_E, ψ	0.235	0.220	0.215	0.200
R_g	$(1 - R_L)$	0.765	0.780	0.785	0.800
γ_E	$\frac{(1-x)^2}{R_L} + \frac{\rho_L}{\rho_g} \frac{x^2}{R_g} - 1 \quad (12)$	3.00	3.36	3.50	3.85
ϕ_E^2	grafiek 2 @ x_E, ψ	16.50	19.00	20.5	23.0
$x = x_E/3$	pag 13	0.053	0.063	0.067	0.073
$\bar{R}_L$	grafiek 1 @ $x = x_E/3, \psi$	0.375	0.355	0.350	0.330
$\bar{R}_g$		0.625	0.645	0.650	0.670
$\bar{\rho}_{tp}$	$\rho_L \bar{R}_L + \rho_g \bar{R}_g \quad (8)$	31.43	29.89	29.51	28.21
$\bar{x} = \frac{2}{3} x_E$	pag 13	0.107	0.127	0.133	0.147
$\bar{\phi}^2$	grafiek 2 @ $\bar{x}, \psi$	11.50	13.00	13.50	15.00
ΔZ		4.750	4.770	4.775	4.785
$\frac{\Delta L_{BC}}{D_t}$		4.81	4.42	4.33	4.13
$\frac{\Delta L_{CD}}{D_t}$		9.35	9.73	9.83	9.02

Berekening van de totale circulatiestroom (vervolg)

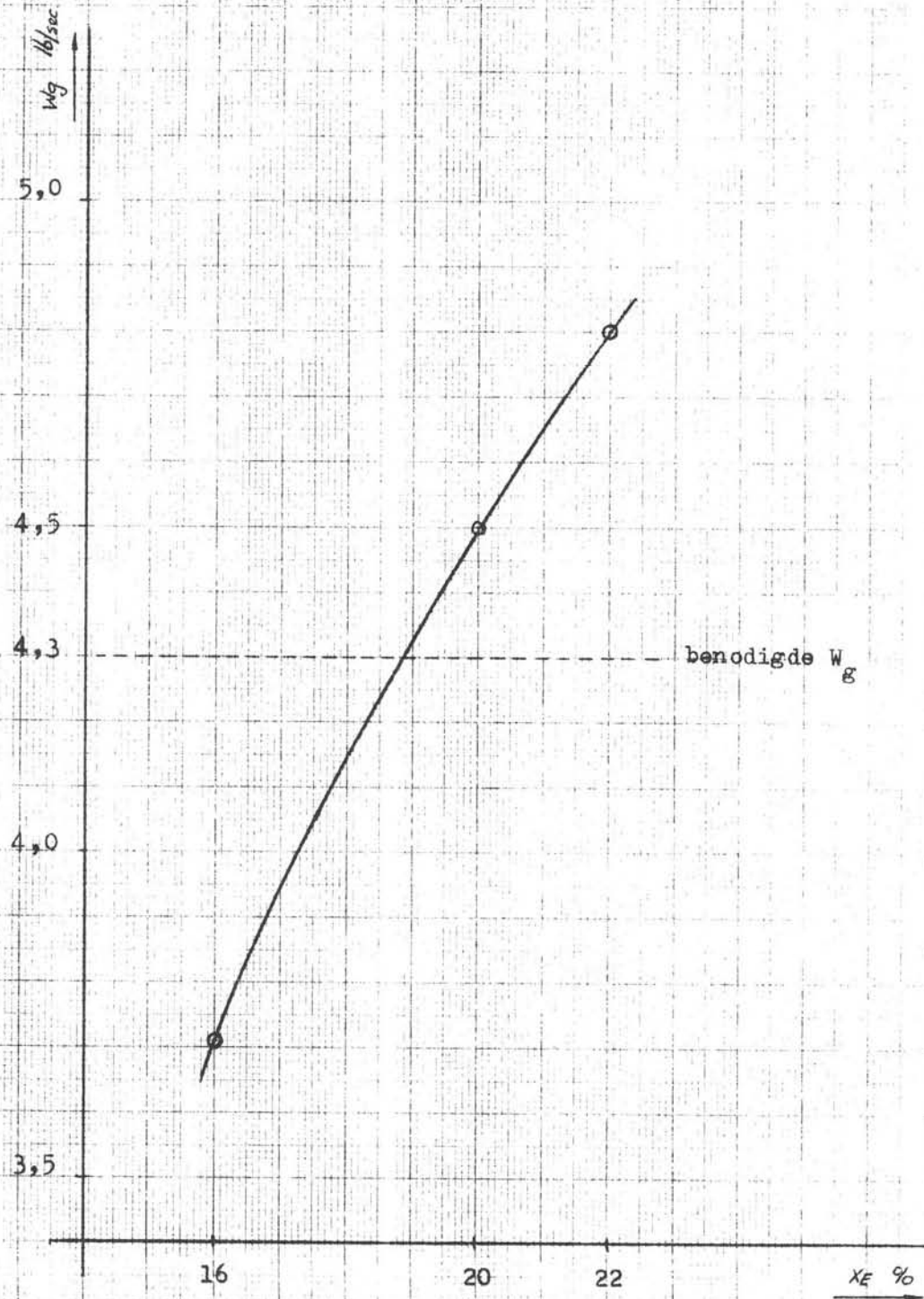
x_E		0.16	0.19	0.20	0.22
z/D_i	$z = 0.00015 \text{ ft}$ [2] p 5-21.	0.0003	0.0003	0.0003	0.0003
$\bar{u}_L$	$w_g / x_E \rho_L a_i = 0.27 / x_E$				
Re_{Li}	$2.35 \cdot 10^5 \bar{u}_L$	$3.97 \cdot 10^5$	$3.50 \cdot 10^5$	$3.26 \cdot 10^5$	$2.90 \cdot 10^5$
f_{Li}	grafiek 6	0.0042	0.0042	0.0043	0.0043
z/D_E		0.0002	0.0002	0.0002	0.0002
$\bar{u}_{LE}$	$w_g / x_E \rho_L a_E = 0.15 / x_E$				
Re_{LE}	$3.15 \cdot 10^5 \bar{u}_{LE}$	$3.0 \cdot 10^5$	$2.63 \cdot 10^5$	$2.4 \cdot 10^5$	$2.1 \cdot 10^5$
f_{LE}		0.0041	0.0042	0.0042	0.0043
z/D_t		0.003	0.003	0.003	0.003
$\bar{u}_{Lt}$	$w_g / x_E \rho_L a_t = 0.49 / x_E$				
Re_{Lt}	$2.42 \cdot 10^4 \bar{u}_{Lt}$	$7.4 \cdot 10^4$	$6.6 \cdot 10^4$	$5.9 \cdot 10^4$	$5.4 \cdot 10^4$
f_{Lt}		0.0070	0.0070	0.0070	0.0071
w_T^2	(10)	538.09	514.48	505.59	476.09
w_T		23.20	22.60	22.49	21.82
w_g	$x_E w_T$	3.71	4.31	4.50	4.80

Benodigde dampstroom $w_g = 4.29 \text{ lb/sec.}$

Dus $x_E = 19\%$ voldoet aan de voorwaarde

Neem als resultaat: $x_E = 19\%$
 $w_T = 22.58 \text{ lb/s}$

→ A8 ←



figuur 4 - resultaten iteraties par. I.7.

I.8.

Controle totale warmte overdracht

X		X_E	$0.4 X_E$
		0.19	0.076
$1/x_{ft}$	grafiek 5 @ $X, \psi = 0.246$	1.10	0.42
h_L		209.4	
W_r		22.58	
Q_r	W_r/a_t (30°)	206	
$\bar{h}_{tp}/h_L$	grafiek 3 @ $X = 0.076, \psi = 0.246$		0.22
$\bar{h}_{tp}$			460.7
h_b	$1.609 \cdot 10^4 A_i^{-0.69}$ pag A12		1220
d_E	grafiek 4 @ $Q_r = 206, \frac{1}{x_{ft}} = 1.10$	0	
α'	grafiek 4 @ $Q_r = 206, \frac{1}{x_{ft}} = 0.42$		0.22
$\bar{\alpha}$	$\frac{\alpha_E + \alpha'}{2}$ (41)	0.10	
$\bar{h}_v$	$\bar{\alpha} h_b + \bar{h}_{tp}$ (40)	582.7	
h_p	$\frac{\Delta L_{BC} \cdot h_L + \Delta L_{CD} \bar{h}_v}{\Delta L_{BD}}$ (42)	565.5	
$R_{tot.}$	$\frac{1}{h_p} + 385 \cdot 10^{-3}$ pag A11	$4.62 \cdot 10^{-3}$	
A_i	$\frac{Q \cdot R_{tot}}{\Delta T}$	36 ft^2	
ΔA_i	afwijking	17%	

Het blijkt dat het aangenomen $VO = 42 \text{ ft}$ nog te groot is. Er zou nog een iteratie moeten volgen voor een kleiner VO .
 Er is echter besloten om hier de berekeningen te beëindigen omdat volgens een vuistregel geldt dat door niet ideale stroming van het verwarmend medium door de reboiler, een verlies van effectief VO van $\sim 15\%$ optreedt. Zodat er dan alleen een afwijking overblijft van 2% ; hetgeen acceptabel is.

I. g.

Contrôle op maximaal toelaatbare warmteflux.

1) Volgens Perry [2] p. 1021 :

$$\begin{aligned} (q/A)_{\max} &= 0.18 g_e^{1/4} \rho_g^{1/2} \lambda_L \left[\frac{\Delta T}{\rho_g} \sigma_L g \right]^{1/4} \\ &= 161.9 \cdot 10^3 \text{ BTU/h ft}^2 \end{aligned} \quad (46)$$

2) Volgens Niels [4] p. 122, kan tot $3/8$ van bovenstaande waarde worden gegaan zonder gevaar voor filmkoken.
dus:

$$(q/A)_{\max} = \frac{3}{8} * 161.9 \cdot 10^3 = 61.2 \cdot 10^3 \text{ BTU/h ft}^2$$

3) Volgens de Jong & v.d. Bergh [5] p. 47, kan men voor design de factor 0.3 aanhouden, dus:

$$(q/A)_{\max} = 0.3 * 161.9 \cdot 10^3 = 48.6 \cdot 10^3 \text{ BTU/h ft}^2$$

Voor de berekende Reboiler geldt:

$$q/A = \frac{9.9 \cdot 10^5}{42} = 23.6 \cdot 10^3 \text{ BTU/h ft}^2$$

deze waarde ligt beneden die uit 3) dus er zal geen filmkoken optreden

I.10. Hulpberekeningen.

I.10.1. Bepaling van h_L .

vergelijking (31).

$$\begin{aligned} h_L &= 0.023 \frac{k_L}{D_f} \left(\frac{3600 D_f}{x_E \cdot a_f \mu_L} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_L \mu_L}{k_L} \right)^{0.4} W_g^{0.8} \quad \text{met } W_T = W_g/x_E \\ &= 0.023 \frac{45 \cdot 10^{-3}}{0.052} \left(\frac{3600 \cdot 0.052}{0.110 \cdot 6.15 \cdot 10^{-1}} \right)^{0.8} \left(\frac{2.13 \cdot 10^{-1} \cdot 6.15 \cdot 10^{-1}}{45 \cdot 10^{-3}} \right) W_T^{0.8} \\ &= 17.3 W_T^{0.8} \end{aligned}$$

I.10.2. Bepaling van h_h

vergelijking (35):

$$\begin{aligned} h_h &= 0.925 \left(\frac{k_h^3 \rho_h^2 \cdot g \cdot N_t \cdot \pi \cdot D_{t, \text{uitw}}}{\mu_{Lh} \cdot w_h} \right)^{1/3} \\ &= 0.925 \left(\frac{0.39^3 \cdot 55.96^2 \cdot 32.2 \cdot 3600^2 \cdot 52 \cdot \pi \cdot 0.0625}{0.629 \cdot 0.512 \cdot 3600} \right)^{1/3} \\ &= 960.3 \quad \text{Btu/h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

I.10.3. Bepaling van $\Delta t_w = t_w - t_L$

vergelijking (34).

$$R_{\text{tot}} = \left[\frac{1}{h_L} + R_{fL} + \frac{A_{inw}}{A_{uithw}} \frac{D_{uithw} \ln \left(\frac{D_{uithw}}{D_{inw}} \right)}{2 t_w} + \frac{A_{inw}}{A_{uithw}} \left(R_{fh} + \frac{1}{h_h} \right) \right]_t$$

$$\begin{aligned} \text{met: } \left. \begin{aligned} R_{fh} &\approx 10^{-3} \\ R_{fL} &\approx 10^{-3} \\ k_w &= 26 \\ \frac{1}{h_h} &\approx 10^{-3} \end{aligned} \right\} \text{ uit Perry [2] p. 10-38.} \end{aligned}$$

$$R_{\text{tot.}} = \frac{1}{h_L} + 2.85 \cdot 10^{-3}$$

vergelijking (33):

$$\Delta t_w = \frac{\Delta t_{\text{tot}}}{R_{\text{tot}} \cdot h_L} = \frac{128}{1 + 2.85 \cdot 10^{-3} h_L}$$

I.10.4 Bepaling van h_b

vergelijking (32):

$$\begin{aligned}
 h_b &= 0.225 \left(\frac{q \cdot C_L}{A_i \lambda_L} \right)^{0.69} \left(\frac{144 \cdot b \cdot k_L}{G} \right)^{0.31} \left(\frac{P_c}{P_g} - 1 \right)^{0.33} \\
 &= 0.225 \left(\frac{9.9 \cdot 10^5 \cdot 2.13 \cdot 10^{-1}}{A_i \cdot 63.84} \right)^{0.69} \left(\frac{144 \cdot 120 \cdot 45 \cdot 10^{-3}}{4.15 \cdot 10^{-4}} \right)^{0.31} \left(\frac{79.37}{2.66} - 1 \right)^{0.33} \\
 &= A_i^{-0.69} \cdot 1.609 \cdot 10^{+4} \text{ BTU/h.ft}^2\text{.}^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

$$h_b = 1220 \text{ BTU/h.ft}^2\text{.}^\circ\text{F.}$$

I.10.5. Bepaling van $\Delta t/\Delta L$

vergelijking (29):

$$\begin{aligned}
 \Delta t/\Delta L &= \frac{\pi \cdot D_f \cdot N_f \cdot h_L \cdot \Delta T_w \cdot \lambda_E}{3600 \cdot C_L \cdot W_g} \\
 &= \frac{\pi \cdot 0.052 \cdot 52 \cdot h_L \cdot \Delta T_w}{3600 \cdot 2.13 \cdot 10^{-1} \cdot W_f} \\
 &= 1.11 \cdot 10^{-2} \frac{h_L \cdot \Delta T_w}{W_f}
 \end{aligned}$$

II

STERKTE BEREKENINGEN

II.1. Berekeningsdruk voor romp 2 pijpen. [D 0103]

pijpen : beoordeelingsdruk $p_a = 8 \text{ bara} = 0.7 \text{ N/mm}^2$
 toeslag 10% $\Delta p = \underline{\quad = 0.07 \quad}$ t
 berekeningsdruk $p_{dp} = 0.77 \text{ N/mm}^2$

romp : beoordeelingsdruk $p_a = 8 \text{ bara}$.

berekeningsdruk $p_{ds} = 0.77 \text{ N/mm}^2$

Neem voor berekeningen :

$p_{dp} = 0.80 \text{ N/mm}^2$ $p_{ds} = 0.80 \text{ N/mm}^2$
--

II.2.

Temperaturen

pijpen : by opstarten $T_{mp} = 171 \text{ }^\circ\text{C}$
 in bedrijf $T_{mp} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$

romp : $T_{ms} = 171 \text{ }^\circ\text{C}$

pypplaat : $T_m = 171 \text{ }^\circ\text{C}$

II.3.

Afmetingen

pijpen : $\frac{3}{4}$ " BWG
 $D_p = 19.05 \text{ mm}$
 $s = 1.7 \text{ mm}$
 $d_p = 1.5 \text{ mm}$

Stoom inlaat : 6" schedule 40.
 $D_e = 168.3 \text{ mm}$
 $s = 7.1 \text{ mm}$
 $d = 6.2 \text{ mm}$

romp : 10" - schedule 20
 $D_s = 273 \text{ mm}$
 $s = 6.4 \text{ mm}$
 $d_s = 5.6 \text{ mm}$

Condensaat uitlaat : $1\frac{1}{2}$ " schedule 40.
 $D_e = 40.3 \text{ mm}$
 $s = 5.1 \text{ mm}$
 $d = 4.4 \text{ mm}$

pypplaat $D_1 = 350 \text{ mm}$
 $D_2 = 310 \text{ mm}$

II. 4. Materialen 2 materiaaleigenschappen.

buizen.

ASTM - A179

$$R_m = 240 \text{ N/mm}^2 \quad [\text{H0301 appendix 2/8}]$$

$$R_{e150} = 98 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{e171} = 94 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{m150} = 563 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{m171} = 253 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{e\delta m} = R_m \frac{f_{20} \cdot \delta_m}{1400}$$

$$R_{m\delta m} = R_m \frac{f_{20} \cdot \delta_m}{520}$$

} [D0105]

romp

ASTM - A106 - grade B.

$$R_m = 532 \text{ N/mm}^2 \quad [\text{H0301 appendix 2/7a}]$$

$$R_{e171} = 209 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{m171} = 563 \text{ N/mm}^2$$

pybplaat.

ASTM - A285 - grade B.

$$R_m = 340 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{e171} = 133 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{m171} = 359 \text{ N/mm}^2$$

ASME handbook 1954.

$$R_m = 50 \cdot 10^3 \text{ psi}$$

Stoom inlaat

ASTM - A106 - grade B.

condens uitlaat ASTM - A106 - grade B.

Algemene materiaaleigenschappen voor laaggelegeerde koolst/
staalsoorten volgens [D0105]

$$E_{150} = 189 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$$

$$E_{171} = 188 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$$

[D0105 appendix 2]

$$\alpha_{150} = 11.9 \cdot 10^{-6}$$

$$\alpha_{171} = 12.1 \cdot 10^{-6}$$

[D0105 - appendix 3]

II. 5. Berekening van de bypplaat voor bedrijfsonderhoudigheden [D0404]

temperatuur byp wand $\bar{T}_{mp} = 150^\circ\text{C}$.

II. 5.1. Dikte bypplaat.

II. 5.1.1. Verzwakkingsfactor bypplaat (Z).

$$\text{indien } c.f. \leq \frac{F_{\bar{v}_m}}{E_{p,m}} \leq 1.3$$

$$\frac{F_{\bar{v}_m}}{E_{p,m}} = \frac{188}{189} = 0.99$$

dan volgens [D0501 par. 3] diameter gat

$$D = D_{p, \text{inwendig}} = 19.05 - 2 \times 1.5 = 16.05 \text{ mm.}$$

de verzwakkingsfactor

$$Z = \frac{\Sigma \text{dammen}}{\Sigma \text{steken}} = \frac{7 \times 0.2'' + 2 \times 1.1''}{7 \times 1'' + 2 \times 1.5''} = 0.36$$

II. 5.1.2. Ontwerpspanning bypplaat materiaal (f).

$$f = 0.9 R_{e, \bar{v}_m} = 0.9 \times 133 \text{ N/mm}^2 = 120 \text{ N/mm}^2$$

II. 5.1.3 Bepaling van de berekeningsdruk voor de bypplaat (p_d).

hulpgrootheden.

$$A = 0.705 D_2^2 = 0.705 \times 310^2 = 75.44 \cdot 10^3$$

$$A_3 = 3.14 d_3 (D_{e3} - d_3) = 3.14 \times 5.6 (273 - 5.6) = 470 \cdot 10^3$$

$$A_p = 3.14 d_p (D_{ep} - d_p) = 3.14 \times 1.5 (19.05 - 1.5) = 4.30 \cdot 10^3$$

$$I_a = 0.09 \cdot z_3 d^3 = 0.09 \times 0.27 d^3 = 0.024 d^3$$

z_3 = verslappingfactor tegen buiging [D0404 par. 9.2]

$$\text{met } \lambda = \frac{D}{l_1} = \frac{19.35}{25.4} = 0.76$$

$$D = \text{diam. geboord gat in } D_{g1} = 19.05 \quad D = 19.85 \text{ mm}$$

$$l_1 = \text{streek} = 25.4 \text{ mm.}$$

$$z_3 = 1.006 - 0.167 \lambda - 1.915 \lambda^2 + 1.135 \lambda^3 \\ = 0.27$$

$$Q = \sqrt[4]{\frac{E_p v_m}{E_{v_m}} \frac{A_b}{A} \frac{D_2^4}{8 I_a \cdot l_b}} = \sqrt[4]{\frac{4.3 \times 10^4}{100 \cdot 10^3 \times 75.44 \times 8 \times 0.024 \times 1524}} \times \left[\frac{E_p v_m}{d^3} \right]^{0.25} = 1.76 \times \left[\frac{E_p v_m}{d^3} \right]^{0.25}$$

$$a_1 = 1 \quad (\text{voor romp zonder balg}).$$

$$a_2 = a_1 \cdot \frac{E_s(v_m)}{E_p(v_m)} \frac{A_s}{A_p} = 1 \times \frac{180 \cdot 10^3 \cdot 470 \cdot 10^3}{4.3 \cdot 10^3} \frac{1}{E_{p,v_m}} = 2.05 \cdot 10^5 / E_{p,v_m}$$

$$a_3 = \frac{A}{A_p} = \frac{75.44}{4.30} = 17.54$$

$$a_4 = \frac{A}{A_b} = \frac{75.44}{4.70} = 16.05$$

$$u_1 = 1 - N_2 \left(\frac{D_{dp} - 2d_p}{D_2} \right)^2 = 1 - 52 \left(\frac{19.05 - 3}{310} \right)^2 = 0.86$$

$$u_2 = 1 - N_2 \left(\frac{D_{dp}}{D_2} \right)^2 = 1 - 52 \left(\frac{19.05}{310} \right)^2 = 0.80$$

$$u_3 = \frac{D_3^2 - D_2^2}{2 D_2^2} = \frac{262^2 - 310^2}{2 (310)^2} = -0.143$$

$$\text{In romp zonder balg } D_3 = D_{3, \text{inw}} = 273 - 2 \times 5.6 = 262$$

$$\begin{aligned} p_b &= p_{dp} \left[\frac{1 + a_2 (0.56 + 0.44 \cdot u_1)}{1 + a_2 \cdot C_1} \right] \quad \text{met } C_1 \text{ uit fig. 2} \\ &= 0.80 \left[\frac{1 + a_2 (0.56 + 0.44 \times 0.86)}{1 + a_2 \cdot C_1} \right] \\ &= 0.80 \frac{1 + a_2 \times 0.94}{1 + a_2 \times C_1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_s &= p_{ds} \left[\frac{a_1 (0.56 + u_3) + a_2 (0.56 + 0.44 u_2) - u_3}{1 + a_2 C_1} \right] \\ &= 0.80 \left[\frac{(0.56 - 0.143) + a_2 (0.56 + 0.44 \times 0.80) + 0.143}{1 + a_2 C_1} \right] \\ &= 0.80 \frac{0.42 + a_2 \times 0.91 + 0.143}{1 + a_2 \times C_1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_{\text{ver}} &= \frac{a_1}{1 + a_2 C_1} E_s v_m \frac{A_s}{A} \left\{ \alpha_s (\check{v}_s^2 - 20k) - \alpha_p (\check{v}_p^2 - 20k) \right\} \\ &= \frac{1}{1 + a_2 C_1} 180 \cdot 10^3 \frac{470}{75.44} \left\{ 12.1 \cdot 10^6 (171 - 20) - \alpha_p (\check{v}_p^2 - 20) \right\} \\ &= \frac{1.17 \cdot 10^4}{1 + a_2 C_1} \left\{ 1.83 \cdot 10^{-3} - \alpha_p (\check{v}_p^2 - 20) \right\} \end{aligned}$$

Stel $d = 22 \text{ mm}$

$$a = 1.76 * \left\{ \frac{1.89 \cdot 10^3}{(22)^3} \right\}^{0.25} = 3.61$$

dit geeft.

$C = 0.38$	[D0404 fig 1]
$C_1 = 1.50$	[D0404 fig 2]
$C_2 = 0.10$	[D0404 fig 9]

$$a_2 = 2.05 \cdot 10^5 / 184 \cdot 10^3 = 1.08$$

$$p_p = 0.80 \frac{1 + 1.08 * 0.94}{1 + 1.08 * 1.50} = 0.62$$

$$p_s = 0.80 \frac{0.42 + 1.08 * 0.91 + 0.143}{1 + 1.08 * 1.50} = 0.47$$

$$p_r = \frac{1.17 \cdot 10^4}{1 + 1.08 * 1.50} \left\{ 1.83 \cdot 10^{-3} - 119 \cdot 10^{-6} (1.50 - 2.9) \right\} = 1.26$$

$ p_p =$	0.62	} grootste waarde $p_d = 1.18$
$ p_s =$	0.47	
$ p_p - p_s =$	0.15	
$\frac{ p_p + p_s + p_r }{2} =$	1.18	

II.5.1.4 Benodigde pypplaatdikte.

$$d = C * D_1 * \sqrt{\frac{p_d}{2 * f}} = 0.38 * 350 \sqrt{\frac{1.18}{0.36 * 120}} = 21.95 \approx 22 \text{ mm}$$

De aangenomen pypplaat dikte (berekeningswaarde) klopt dus met de benodigde waarde.

Neem nu toeslag $\Delta S = 0.5 \text{ mm}$
Hiermee wordt de totale dikte (norminaal).

$$\underline{S = 22.5 \approx 23 \text{ mm.}}$$

II.6. Beoordeling van de pijpen voor bedrijfsomstandigheden ($T_{mp} = 150^\circ\text{C}$).

II.6.1. Langsspanningen

$$\sigma_{ax1} = a_3 \{ c_1 (p_p + p_v) - u_1 + p_{dp} \} = 17.54 \{ 1.5 (0.62 + 1.26) - 0.86 \times 0.80 \} = + 37.40$$

$$\sigma_{ax2} = a_3 \{ c_1 (p_v - p_s) + u_2 + p_{ds} \} = 17.54 \{ 1.5 (1.26 - 0.47) + 0.80 + 0.80 \} = + 32.02$$

$$\sigma_{ax3} = a_3 \{ c_1 (p_p - p_s + p_v) - u_1 + p_{dp} + u_2 + p_{ds} \} = 17.54 \{ 1.5 (0.62 - 0.47 + 1.26) - 0.86 \times 0.80 + 0.80 + 0.80 \} = + 36.26$$

$$\sigma_{ax4} = a_3 \{ c_2 (p_p + p_v) - u_1 + p_{dp} \} = 17.54 \{ 0.10 (0.62 + 1.26) - 0.86 \times 0.80 \} = - 8.77$$

$$\sigma_{ax5} = a_3 \{ c_2 (p_v - p_s) + u_2 + p_{ds} \} = 17.54 \{ 0.10 (1.26 - 0.47) + 0.80 + 0.80 \} = + 12.61$$

$$\sigma_{ax6} = a_3 \{ c_2 (p_p - p_s + p_v) - u_1 + p_{dp} + u_2 + p_{ds} \} = 17.54 \{ 0.10 (0.62 - 0.47 + 1.26) - 0.86 \times 0.80 + 0.80 + 0.80 \} = + 1.63$$

grootste axiale spanning:

$$\sigma_{ax1} = + 37.40 \text{ N/mm}^2 \text{ (trek)}$$

II.6.2. Omrekspanningen

$$\sigma_{tg1} = p_{dp} \frac{d_{dp} \cdot d_p}{2 d_p} = 0.80 \frac{19.05 - 1.5}{3} = + 4.68$$

$$\sigma_{tg2} = p_{ds} \frac{d_p - d_p}{2 d_p} = 0.80 \frac{1.5 - 19.05}{3} = - 4.68$$

$$\sigma_{tg3} = \sigma_{tg1} + \sigma_{tg2} = + 4.68 - 4.68 = 0$$

II.6.3. Sterkte controle

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

$$\sigma_{ax1} = + 37.40 ; \sigma_{tg1} = + 4.68 \rightarrow \sigma_v = 35.29$$

$$\sigma_{ax2} = + 32.02 ; \sigma_{tg2} = - 4.68 \rightarrow \sigma_v = 34.60$$

$$\sigma_{ax3} = + 36.26 ; \sigma_{tg3} = 0 \rightarrow \sigma_v = 36.26$$

$$\sigma_{ax4} = - 8.77 ; \sigma_{tg4} = + 4.68 \rightarrow \sigma_v = 11.83$$

$$\sigma_{ax5} = + 12.61 ; \sigma_{tg5} = - 4.68 \rightarrow \sigma_v = 15.49$$

$$\sigma_{ax6} = + 1.63 ; \sigma_{tg6} = 0 \rightarrow \sigma_v = 1.63$$

grootste waarde is
bepalend

$$\sigma_v = 36.26 \text{ N/mm}^2$$

II.6.4. Ontwerpspanning voor de bph. (f_2) (= vloeigrens)

$$\left. \begin{aligned} 0.7 R_{eH} &= 0.7 * 120 = 84 \text{ N/mm}^2 \\ 0.9 R_{eLm} &= 0.9 * 90 = 81 \text{ N/mm}^2 \\ 0.6 R_{m} &= 0.6 * 240 = 144 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \right\} \text{ kleinste waarde: } f_c = 84 \text{ N/mm}^2$$

II.6.5. Sterkte criterium.

$$\sigma_{i, \max} < f_2$$

$$36.26 < 84$$

Hieraan wordt nuchterheid toegevoegd

II.6.6. Stabiliteitscontrole van de buizen (knik)

II.6.6.1. Bepalende langzorgspanning om knik. (σ_{ax7})

$$\begin{aligned} 1) \sigma_{ax1} &= \frac{p d_p (D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = 37.40 - \frac{0.8 (19.05 - 1.5)^2}{4 * 1.5 (19.05 - 1.5)} = 35.44 \\ 2) \sigma_{ax2} &+ \frac{p d_s D_{ep}^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = 32.02 + \frac{0.80 (19.05)^2}{4 * 1.5 (19.05 - 1.5)} = 34.78 \\ 3) \sigma_{ax3} &+ \frac{p d_s D_{ep}^2 - p d_p (D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = 36.26 + \frac{0.80 (19.05)^2 - 0.80 (16.05)^2}{4 * 1.5 (19.05 - 1.5)} = 37.06 \\ 4) \sigma_{ax4} &- \frac{p d_p (D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = -8.77 - 1.96 = -10.73 \\ 5) \sigma_{ax5} &+ \frac{p d_s D_{ep}^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = 12.61 + 2.76 = 15.37 \\ 6) \sigma_{ax6} &+ \frac{p d_s D_{ep}^2 - p d_p (D_{ep} - 2d_p)^2}{4 d_p (D_{ep} - d_p)} = 1.63 + 0.80 = 2.43 \end{aligned}$$

grootste waarde is bepalend. (negatieve waarde, want drukspanning)

$$\sigma_{ax7} = -10.73 \text{ N/mm}^2$$

II.6.6.2. Helpgrootheden (l_k en k)

drie liggers (steun/steunpunten) symmetrisch zie [Devyt - fig 4]
 $l_{\text{total}} = 1524 \text{ mm}$.

1) $0.5 l = 762 \text{ mm}$.

2)	$0.7 l_2 = 0.7 * 381 \text{ mm} = 267$	$\left. \begin{array}{l} \text{kleinste waarde} \\ 381 \text{ mm} \end{array} \right\}$ $\left. \begin{array}{l} \text{grootste waarde} \\ 381 \text{ mm} \end{array} \right\}$
	$0.7 l_2' = 0.7 * 381 = 267$	
	$l_3 = 381$	
	$l_3' = 381$	
	$l_3'' = 381$	

$l_k = 381 \text{ mm}$.

$k = 0.80$ per lamp zonder talg.

II.6.6.3. Stabiliteitswaarde

$$\begin{aligned}
 |\sigma_{x_f}| &\leq k \frac{E_{p, \text{m}}}{l_k^2} (D_{ep}^2 - 2 D_{ep} \cdot d_p + 2 d_p^2) \\
 &\leq 0.8 \cdot \frac{189 \cdot 10^3}{381^2} (19.05^2 - 2 * 19.05 * 1.5 + 2 * 1.5^2) \\
 10.73 &\leq 323 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Van deze waarde wordt dus een veiligheidsfactor genomen.

II.7 Sterkte-controle van de romp voor bedrijfsomstandigheden. ($T_{mp} = 150^\circ\text{C}$, $T_{ms} = 171^\circ\text{C}$)

II.7.1. Controle volgens [D0404]

er moet aan drie voorwaarden worden voldaan:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \sigma_4 (p_{ap} - p_p - p_{pr}) \leq f \\ 2) \sigma_4 (p_s - p_{pr}) \leq f \\ 3) \sigma_4 (p_{ap} - p_p + p_s - p_{pr}) \leq f \end{array} \right\} \text{ met } f = 0.9 R_{e_{\sigma_{\text{min}}}} = 0.9 \times 209 = 188 \text{ N/mm}^2$$

ingevoerd geeft:

$$\left. \begin{array}{l} 1) 16.05 (0.80 - 0.62 - 1.26) = -17.33 \\ 2) 16.05 (0.47 - 1.26) = -12.68 \\ 3) 16.05 (0.80 - 0.62 + 0.47 - 1.26) = -9.79 \end{array} \right\} < 188 \text{ N/mm}^2$$

behalve aan bovenstaande voorwaarden, moet de romp ook voldoen aan [D0201].

II.7.2. Controle volgens [D0201]

II.7.2.1. Grenzen voor wanddikte (d_s)

d_s moet voldoen aan:

$$\left. \begin{array}{l} 4 \text{ mm} < d_s < 0.3 D_i \\ \text{met } d_s = 5.6 \\ D_i = 273 - 11.2 = 262 \end{array} \right\} 4 < 5.6 < 79$$

II.7.2.2. Ontwerpspanning van de romp (f)

f is de kleinste waarde van:

$$\left. \begin{array}{l} 0.67 R_{e_{\sigma_{\text{min}}}} = 0.67 \times 209 = 140 \text{ N/mm}^2 \\ 0.44 R_m = 0.44 \times 532 = 234 \\ R_{e_{(\sigma_{\text{min}} + 15k)}} = 532 \times \frac{70 \cdot 186}{1400} = 203 \end{array} \right\} f = 140 \text{ N/mm}^2$$

II.7.2.3. Minimale verzwaktingsfactor (z)

$$z_{\text{min}} = \frac{p_{d_s} (D_i + d_s)}{2 d_s f} = \frac{0.80 (270 + 5.6)}{2 \times 5.6 \times 140} = 0.18$$

II.7.2.4. Verzwakkingen in de romp.

de verzwakkingen worden gevormd door :

1) Stoomtoevoer : $D = 168.3$, $s = 7.1$, $d = 6.2$

2) condensafvoer : $D = 48.3$, $s = 5.1$, $d = 4.4$

afstand tussen de gaten $L \approx 1270 \text{ mm}$

daar $L \gg 5 \sqrt{D_3 \cdot d_3} = 117.3 \text{ mm}$, kunnen de gaten als afzonderlijk verzwakkingen beschouwd worden!

II.7.2.4.1 Verzwakking door stoomtoevoer.

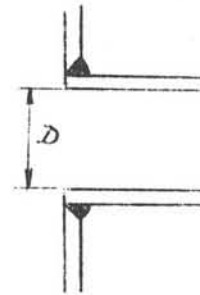
$$e = \frac{D}{\sqrt{D_3 \cdot d_3}} = \frac{168.3 - 2 \times 6.2}{\sqrt{273 \times 5.6}} = 3.49$$

$$k = 0.91 \cdot e + \frac{1}{(2 + 3.64e + 5.47e^2)} = 3.64$$

$$z_0 = \frac{1}{k + 0.5} = 0.24$$

$$z_5 = z_0 (1 + k \cdot w_1) > 0.24$$

$$z_5 > z_{\min}$$



II.7.2.4.2 Verzwakking door condensatafvoer

deze is gunstiger, daar de diameter kleiner is dan die van de stoom toevoer.

II.8. Contrôle voor opstartcondities.

Ijdens het opstarten zal de reactor opgewarmd worden door stroomtoevoer zonder dat de buizen door het proces-medium gekoeld worden.

de temperatuur van de buizen wordt dan gelijk aan die van de stroom, dus :

$$T_{mp} = 171^{\circ}\text{C}.$$

II.8.1 Contrôle van de buisplaat [D0404]

II.8.1.1. Bepaling van de buiswijdte (p_d).

$$a = 176 * \left(\frac{180 \cdot 10^3}{21^3} \right)^{0.25} = 3.61.$$

$$C = 0.38.$$

$$C_1 = 1.50.$$

$$C_2 = 0.10$$

$$Q_1 = 1.$$

$$Q_2 = 2.05 \cdot 10^5 / 100 \cdot 10^3 = 1.09$$

$$Q_3 = 17.54$$

$$Q_4 = 16.05$$

$$u_1 = 0.86$$

$$u_2 = 0.80$$

$$u_3 = -0.148$$

$$p_p = 0.80 * \frac{1 + 1.09 * 0.94}{1 + 1.09 * 1.50} = 0.61.$$

$$p_s = 0.80 * \frac{0.56 + 1.05 * 0.91}{1 + 1.09 * 1.50} = 0.47.$$

$$p_{st} = \frac{1.17 \cdot 10^4}{1 + 1.09 * 1.50} \left\{ 1.83 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-6} (171 - 20) \right\} = 1.29 \cdot 10^{-2}.$$

$$|p_p - p_s| = 0.14$$

$$\frac{|p_p| + |p_s| + |p_{st}|}{2} = 0.55$$

$$p_d = 0.61 \text{ N/mm}^2$$

grootste
waarde :
0.61 N/mm²

II.8.1.2. Dikte buisplaat.

$$d = 0.38 * 850 \sqrt{\frac{0.65}{0.36 * 120}} = 15.20 \text{ mm}.$$

II.8.2. Berekening van de bijz. voor obstert-condities.
($v_{imp} = 171^\circ C$).

II.8.2.1. langspanningen

$$\begin{aligned}\sigma_{ax1} &= 17.54 \{ 1.5(0.61 + 1.29\bar{\omega}^2) - 0.86 \times 0.80 \} = & 4.32 \\ \sigma_{ax2} &= 17.54 \{ 1.5(1.29\bar{\omega}^2 - 0.47) + 0.80 \times 0.80 \} = & -0.80 \\ \sigma_{ax3} &= 17.54 \{ 1.5(0.61 - 0.47 + 1.29\bar{\omega}^2) - 0.86 \times 0.80 \\ & \quad + 0.80 \times 0.80 \} = & 3.18 \\ \sigma_{ax4} &= 17.54 \{ 0.1(0.61 + 1.29\bar{\omega}^2) - 0.86 \times 0.80 \} = & -10.97 \\ \sigma_{ax5} &= 17.54 \{ 0.1(1.29\bar{\omega}^2 - 0.47) + 0.80 \times 0.80 \} = & 10.42 \\ \sigma_{ax6} &= 17.54 \{ 0.1(0.61 - 0.47 + 1.29\bar{\omega}^2) - 0.86 \times 0.80 \\ & \quad + 0.80 \times 0.80 \} = & -0.57\end{aligned}$$

grootste axiale spanning :

$$\sigma_{ax4} = -10.97 \text{ N/mm}^2 \text{ (druk)}$$

II.8.2.2. Ontrekspanningen

$$\begin{aligned}\sigma_{ty1} &= +4.68 \\ \sigma_{ty2} &= -4.68 \\ \sigma_{ty3} &= 0\end{aligned}$$

II.8.2.3. Stekke controle

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{ax}^2 + \sigma_{ty}^2} - \sigma_{ax} \sigma_{ty}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{ax1} = 4.32 ; \sigma_{ty1} = +4.68 & \rightarrow \sigma_v = 4.51 \\ \sigma_{ax2} = -0.80 ; \sigma_{ty2} = -4.68 & \rightarrow \sigma_v = 4.36 \\ \sigma_{ax3} = 3.18 ; \sigma_{ty3} = 0 & \rightarrow \sigma_v = 3.18 \\ \sigma_{ax4} = -10.97 ; \sigma_{ty1} = +4.68 & \rightarrow \sigma_v = 13.91 \\ \sigma_{ax5} = 10.42 ; \sigma_{ty2} = -4.68 & \rightarrow \sigma_v = 13.39 \\ \sigma_{ax6} = -0.57 ; \sigma_{ty3} = 0 & \rightarrow \sigma_v = 0.57\end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \text{grootste waarde.} \\ \sigma_v = 13.91 \end{array} \right\}$$

II.8.2.3.1. ontwerpspanning van de pijp :

$$\begin{aligned}0.7 R_e &= 0.7 \times 120 = 84 \\ f_z &= \left. \begin{array}{l} 0.9 R_{e2} = 0.9 \times 94 = 84.6 \\ 0.6 R_m = 0.6 \times 240 = 144 \end{array} \right\} \text{kleinste waarde } f_z = 84\end{aligned}$$

II.8.2.3.2. sterke criterium

$$\sigma_v < f_z \quad \text{Hieraan wordt voldaan.}$$

II.8.2.4 Stabiliteits controle van de buizen (knik).

II.8.2.4.1 Bepaalde drukspanning i.r.m. knik.

$$\begin{array}{lcl} \sigma_{ax,1} = 1) & 4.82 - 1.96 & = 2.86 \\ & 2) -0.80 + 2.76 & = 1.96 \\ & 3) 3.18 + 0.80 & = 3.98 \\ & 4) -10.97 - 1.96 & = -12.93 \\ & 5) 10.42 + 2.76 & = 13.18 \\ & 6) -0.57 + 0.80 & = 0.23 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} 1) \\ 2) \\ 3) \\ 4) \\ 5) \\ 6) \end{array}} \right\} \begin{array}{l} \text{grootste drukspanning} \\ \sigma_{ax,1} = -12.93 \text{ N/mm}^2 \end{array}$$

II.8.2.4.2 Stabiliteits criterium

$$\begin{aligned} |\sigma_{ax,1(\text{max}) \text{ druk}}| &\leq 0.8 \cdot \frac{188 \cdot 10^3}{(381)^2} (19.05^2 - 2 \times 19.05 \times 1.5 + 2 \times 1.5^2) \\ &\leq 321. \end{aligned}$$

Hieraan wordt ruimschoots voldaan, dus geen gevaar voor knik.

II.8.3. Sterkte controle romp voor opstart-condities.

II.8.3.1 Controle volgens [D0404]

$$f = 0.9 R_{e,178} = 0.9 \times 209 = 188 \text{ N/mm}^2$$

Omrekenen:

$$\begin{array}{lcl} 1) & 16.05 (0.80 - 0.61 - 1.29 \cdot 10^{-2}) & = 2.84 \\ 2) & 16.05 (0.47 - 1.29 \cdot 10^{-2}) & = 7.34 \\ 3) & 16.05 (0.80 - 0.61 + 0.47 - 1.29 \cdot 10^{-2}) & = 10.39 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} 1) \\ 2) \\ 3) \end{array}} \right\} < f.$$

II.8.3.2. Controle volgens [D0201]

zie hiervoor paragraaf II.7.2.