Warmteoordrag en wrywing se afhanklikheid van vinpuntkonfigurasie

L.J.C. Steyn*, L. Pretorius** en J. Visser*

* Departement Meganiese Ingenieurswese, Universiteit van Pretoria, Pretoria 0002

**Fakulteit Ingenieurswese, Laboratorium vir Stelsels, Randse Afrikaanse Universiteit, Posbus 524, Johannesburg 2000

UITTREKSEL

Die invloed van vinpuntkonfigurasie op die warmteoordragkoeffisiënt en wrywingsparameters word ondersoek vir die geval van 'n dubbelbuis warmteruiler met ringvinne op die binnebuis. Sewe verskillende vinpuntkonfigurasies word ondersoek. 'n Teoretiese model word ontwikkel om die eksperimentele resultate in die genoemde parameters te omvorm.

ABSTRACT

The dependence of heat transfer and friction on fin tip configuration The dependence of heat transfer and friction parameters on fin tip configuration is investigated. Experimental tests are performed on a double tube heat exchanger with transverse annular fins on the inner tube. Seven different fin configurations are investigated. A theoretical model is used to calculate the heat transfer and friction parameters from experimental results.

INLEIDING EN DOEL

Vergrote konvektiewe oppervlakke in die vorm van vinne is 'n metode om die warmteoordrag van gasse wat deur 'n annulus vloei, te verbeter. Alhoewel longitudinale vinne gewoonlik vir hierdie doel gebruik word, word die alternatiewe rangskikking van ringvinne (transversale vinne) ook toegepas, byvoorbeeld in 'n gasverkoelde kernreaktor.¹

Op die oog af skyn die rangskikking met ringvinne minder doeltreffend te wees, omdat daar moontlike dooie ruimtes tussen die vinne mag ontstaan. Die gas in hierdie ruimtes sou dan nie aktief aan die warmteruilingsproses deelneem nie. Daar bestaan egter redes om die rangskikking as 'n moontlike plaasvervanger vir langsvinne indringender te ondersoek.

Eerstens is daar teoreties en eksperimenteel daarop gewys dat in die ruimtes tussen die ringvinne 'n stelsel van "geratte" ringwerwels ontstaan.^{2,3} Gevolglik moet verwag word dat daar 'n meganisme bestaan waarvolgens momentum en energie tussen hierdie werwelstelsel uitgeruil word met die hoofstroom deur die omringende spleet. Dooie holtes bestaan dus nie en warmte word wel van die vinoppervlaktes na die vloeierstroom oorgedra.

Tweedens moet besef word dat parallelle vloeikanale tussen die langsvinne vorm en dat die vloeipatroon van so 'n aard is dat weinig uitruiling tussen hierdie kanale en die hoofstroom optree, want hulle is parallelle strome met baie beperkte vermenging. Omdat energie-uitruiling vanaf die vinne dus beperk is tot hierdie "kanale", styg die gastemperatuur hier bo die gemiddelde en verminder warmteoordrag.¹

Die ondersoek van ringvinne in annuli behels verskeie aspekte, soos die meganisme waardeur momentum en energie tussen die werwelsisteem en die hoofstroom uitgeruil word, die afmetings van die vinne en vinsamestellings, asook die vinvorme. Die relatiewe prestasie van ongevinde buise, langsvinne en ringvinne dien ook vasgestel te word.

Hierdie navorsingsverslag behandel net die invloed van vinpuntkonfigurasie op die warmteoordrag en wrywing in 'n warmteruiler. Een van die redes vir die ondersoek is die feit dat asimmetrie van vinvorm kan voorkom tydens die vervaardiging van 'n warmteruiler met ringvinne.

EKSPERIMENTELE OPSTELLING

Die eksperimentele ondersoeke is uitgevoer op 'n dubbelbuis warmteruiler met ringvinne op die binnebuis, soos geskets in figuur 1. Verhitte water vanaf 'n stoortenk is gebruik om die interne buis te verhit. Druklug vanaf 'n suierkompressor is oor die vinne geforseer en in die atmosfeer uitgelaat.



T - Temperatuur

FIGUUR 1: Skematiese voorstelling van eksperimentele opstelling.

Die warmteruiler bestaan uit 'n aluminiummantel en 'n binnebuis met annulêre vinne. Die interne buis is uit soliede aluminium rond gemasjineer. Die mantelbuis is ekstern met glasveselwol geïsoleer om warmteoordrag vanaf die mantel na die omgewing tot 'n minimum te beperk.

Figuur 2 toon die verskillende vinpuntkonfigurasies wat ondersoek is, naamlik:

- A Reghoekig
- B Opwaartse reghoekige halftrap
- C Afwaartse reghoekige halftrap
- D Opwaarts skuins
- E Afwaarts skuins
- F Opwaartse reghoekige langtrap
- G Afwaartse reghoekige langtrap

Die notasies "opwaarts" en "afwaarts" verwys na die profielrigting relatief tot die vloeirigtings soos in figuur 2 getoon. By alle ondersoeke is 'n kontravloeikonfigurasie gebruik.

Temperature is gemeet by die in- en uitlate van water en lug onderskeidelik. By elkeen van die vier stasies T is drie temperature op 'n snit loodreg op die vloeirigting gemeet en hulle gemiddelde bepaal.

Temperature is gemeet met 0,25 mm diameter yster-konstantantermokoppels met 'n bereik van -210°C tot 760°C. Om die meetproses te vergemaklik is 'n rekenaarbeheerde outomatiese dataversamelingstelsel gebruik, wat die spanningsverskille van die termokoppels versamel en na temperatuurwaardes omskakel.

Die volumevloeitempo's van die lug en water is met behulp van rotameters R gemeet. Die akkuraatheid van die rotameters word deur die verskaffer gegee as 97%.

TOETSPROSEDURE

Die massavloeitempo van die verhitte water is vir alle toetse konstant gehou, terwyl die massavloeitempo van lug gevarieerd is. Voor 'n stel lesings is die massavloeitempo van die lug 'n tyd lank konstant gehou om 'n gestadigde toestand te bereik. Kontroletoetse is telkens uitgevoer om te bepaal of die toestand gestadig is.

Herhaalbaarheidsondersoeke en ondersoeke by adiabatiese toestande is uitgevoer om 'n datumtoestand vir die warmteruiler daar te stel. Vinbuis A, naamlik die reghoekige vin, is in beide vloeirigtings getoets om te bepaal of toetse herhaalbaar is. Vinbuis G, naamlik die afwaartse, reghoekige langtrapvin, is getoets sonder enige watervloei en dus sonder enige warmteoordrag, d.w.s. onder adiabatiese toestande.

WISKUNDIGE MODEL

'n Wiskundige model is ontwikkel om die verlangde warmteruilerparameters vanuit die eksperimentele resultate te bereken. 'n Rekenaarprogram is vir die model geskryf. Die hoofvergelykings word gegee om die ontwikkeling van die model te demonstreer.

Een van die hoofdoelwitte met die model is die be-



FIGUUR 2: Verskillende vinpuntgeometrieë wat ondersoek is. A – reghoekig, B – opwaartse reghoekige halftrap, C – afwaartse reghoekige halftrap, D – opwaarts skuins, E – afwaarts skuins, F – opwaartse reghoekige langtrap, G – afwaartse reghoekige langtrap.

paling van die vlieskoëffisiënt h_{ℓ} van die lug wat oor die ringvinne vloei.

Die volgende aannames is van toepassing op die teoretiese model.

- 1. Die vlieskoëffisiënt oor die lengte van die buis is konstant.
- Die vloei in die interne buis is volontwikkeld en turbulent.
- 3. Eienskappe van lug en water oor 'n snit loodreg op die vloeirigting is konstant.
- 4. Die temperatuurprofiel by die meetstasie is onafhanklik van die snelheidsprofiel.

Gemiddelde lugtemperature $T_{\ell i}$ en $T_{\ell u}$ asook gemiddelde watertemperature T_{wi} en T_{wu} word deur integrasie by die inlaatstasies "i" en uitlaatstasies "u" van die warmteruiler bepaal. Integrasie vind plaas oor 'n snit loodreg op die vloeirigting.

Eienskappe soos viskositeit, digtheid en termiese diffusiwiteit van die lug en water word bereken met behulp van gemiddelde temperature en gepaste polinome vir vloeiereienskappe vanaf tabelle wat deur Eckert en Drake opgestel is.⁵ As gevolg van die klein verskil tussen in- en uitlaattemperatuur van die water word die gemiddelde watertemperatuur bereken as die rekenkundige gemiddelde van dié twee temperature. Vir die gemiddelde lugtemperatuur T_{fg} word die volgende vergelyking volgens BUMP⁴ gebruik:

$$T_{\ell g} = T_{\ell u} - \left(\frac{1}{1-s} + \frac{1}{\ell n s}\right) \cdot (T_{\ell u} - T_{\ell i})$$
(1)

waar s = $(T_{wu} - T_{fi})/(T_{wi} - T_{fu})$

Die warmteoordrag vir die dubbelbuis warmteruiler is

$$Q = A.U.\Delta T_m$$
(2)

waar A die warmteoordragarea aan die binnekant van die vinbuis, U die globale warmteoordragkoëffisiënt gebaseer op die binnearea A en ΔT_m die logaritmies gemiddelde temperatuurverskil is, wat vir 'n dubbelbuis warmteruiler soos volg lees:

$$\Delta T_{m} = \frac{(T_{wu} - T_{fi}) - (T_{wi} - T_{\ell u})}{\ell n \frac{(T_{wu} - T_{fi})}{(T_{wi} - T_{\ell u})}}$$
(3)

Die warmteoordragtempo, Q, is

$$Q = m . C_{p} . (T_{\ell u} - T_{\ell i})$$
(4)

waar m die massavloeitempo en C_p die spesifieke warmtekapasiteit van die lug is.

Die globale warmteoordragkoëffisiënt U word gebaseer op die binne-area en is volgens Pitts en Sissom:⁶

$$U = \frac{1}{(1/h_w) + A_b (\ell n (D_2/D_1))/2\pi kL + (A_b/A_e)(1/h_f)}$$
(5)

waar D_1 , D_2 die binnediameter en buitediameter van die buis onderskeidelik en k die geleidingskoëffisiënt van aluminium is. A_b is die binne-area en A_e die effektiewe buite-area van die warmteruiler. L is die lengte van die buis gemeet in die vloeirigting. Die doel van dié gedeelte van die model is om h_{ℓ} , die vlieskoëffisiënt van die lug, aan die buitekant van die vinne te bepaal; dus moet vergelyking (5) vir h_{ℓ} opgelos word. Vergelykings (2), (3) en (4) word gebruik om U vanaf eksperimentele data te bereken.

Die vlieskoëffisiënt aan die binnekant van die vinbuis, naamlik h_w vir water, kan met behulp van die Dittus-Boelter-vergelyking⁷ voorspel word:

$$Nu = 0,023 \text{ Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$
(6)

waar Nu die Nusseltgetal, gedefinieer as

$$Nu = hD/k, (7)$$

Re die Reynoldsgetal, gedefinieer as

$$Re = VD/\nu, \qquad (8)$$

en Pr die Prandtgetal, gedefinieer is as

$$\Pr = \nu / \alpha . \tag{9}$$

In hierdie vergelykings is V die watersnelheid, D die buisdiameter, k die termiese geleidingsvermoë, ν die kinematiese viskositeit en \propto die termiese diffusiwiteit van water.

Die effektiewe buitearea, A_e wat ook in vergelyking (5) verskyn, is 'n funksie van die vineffektiwiteit η . Vineffektiwiteit vir 'n ringvin word deur Holman⁷ in grafiekvorm as funksie van r_{2c}/r_1 en $L_c^{x}(h/kA_m)^{y}$ gegee,

waar
$$L_c$$
 = vinlengte + ½.vindikte
 $r_1 = D_2/2$
 $r_{2c} = r_1 + L_c$
 A_m = produk van vindikte en ($r_{2c} - r_1$)
 $h = h_\ell$ = vlieskoëffisiënt op die vinne
 k = termiese geleidingsvermoë van die vin-
materiaal
 $x = 3/2$

$$en y = 1/2$$

Vanaf Holman se krommes is 'n derdegraadse polinoom verkry wat die effektiwiteit η van die vin soos in die eksperimentele opstelling gebruik, voorspel in terme van die $L_c^x(h/kA_m)^y$ parameter. Hierdie polinoom is slegs van toepassing vir die geometrie van die vinne in die huidige eksperimentele opstelling. Vir ander geometrieë en toestande moet ander polinome verkry word:

$$\eta = 1,02375 - 0,32667 \times L_c^{x}(h/kA_m)^{y} - 0,21999 \times [L_c^{x}(h/kA_m)^{y}]^{2} + 0,10666 \times [L_c^{x}(h/kA_m)^{y}]^{3}$$
(10)

Deur 'n waarde vir die vlieskoëffisiënt $h = h_{\ell}$ in vergelyking (10) te skat, word 'n geskatte vineffektiwiteit verkry. Hierdie geskatte vineffektiwiteit kan gebruik word om 'n geskatte effektiewe buitearea A_e te bereken, aangesien A_e 'n funksie is van die vineffektiwiteit. Die vlieskoëffisiënt aan die buitekant van die vinne, naamlik h_{ℓ} , kan nou uit vergelyking (5) vir die geskatte waarde h bepaal word. 'n Iteratiewe proses word dan gevolg om die korrekte vlieskoëffisiënt h_{ℓ} te bereken.

Daar bestaan 'n analogie, die sogenaamde

Reynolds-Colburn analogie,⁷ tussen die warmte oorgedra en die wrywingsweerstand, naamlik:

$$St. Pr^{2/3} = f/8$$
 (11)

waar f die wrywing tussen die vloeier en die vaste oppervlak waarvan warmte oorgedra word en St. $Pr^{2/3}$ 'n dimensielose warmteoordragparameter is.

Die Standtongetal word soos volg gedefinieer:

$$St = h/(\rho . C_p . V)$$
(12)

Vergelyking (12) is egter slegs toepasbaar op pypvloei en nie noodwendig vir vloei deur 'n annulus met vinne nie. Vervolgens word die parameters St. $Pr^{2/3}$ en f bereken om 'n moontlike verband tussen warmteoordrag en wrywing vir 'n warmteruiler met ringvinne te ondersoek. Die wrywingsfaktor f word verkry uit 'n vergelyking voorgestel deur Kays en London,⁸ wat die drukval ΔP oor die vinbuis gebruik om f te bepaal.

Vanaf sowel vergelykings (11) en (12) as eksperimentele data kan 'n verband tussen warmteoordrag en wrywing bepaal word. Die model kan dus die drywingsverlies en vertoningskarakteristieke vir elke vinbuis bereken. Die volledige model, asook 'n rekenaarprogram vir die model, word deur Steyn⁹ gegee.

RESULTATE EN BESPREKING

Die toetse op vinbuis A lewer virtueel dieselfde resultate vir beide vloeirigtings. Hieruit kan afgelei word dat vinbuis A wel binne bepaalde toleranse simmetries vervaardig is, en daarom die resultate vir vinbuis A as verwysingstoestand gebruik kan word.

Die toets by adiabatiese toestande lewer 'n daling in uitgangstemperatuur as gevolg van die drukval oor die vinbuis. Alle veranderinge in warmteruilerparameters vir verskillende vinpuntkonfigurasies word dus toegeskryf aan die effek van die tipe vinpuntkonfigurasie op die warmteoordrag.

Die warmteoordrag- en wrywingsparameters van verskillende vinpuntkonfigurasies word met mekaar vergelyk in terme van dimensielose parameters, naamlik Nu, St. $Pr^{2/3}$ en f onderskeidelik versus Re.

In figuur 3 word die Nusseltgetal van die verskillende vinpuntkonfigurasies vergelyk. Die onderste grens is resultate verkry vanaf die opwaartse skuins vin, naamlik vinbuis D, en die boonste grens is resultate verkry vanaf die afwaartse reghoekige langtrap, naamlik vinbuis G. Die resultate van die ander vinbuise lê tussen hierdie twee ekstreme waardes. Vanaf die figuur kan dus gesien word dat daar 'n duidelike verandering in Nusseltgetal vir verskillende vinpuntkonfigurasies is.

In figuur 4 word die persentasie verandering in Nusseltgetal vir die verskillende vinbuise met mekaar vergelyk. Vinbuis A word hier as verwysingstoestand gekies.



FIGUUR 3: Nusseltgetal teenoor Reynoldsgetal vir vinbuis D en G. (log Nu vs. log Re).



FIGUUR 4: Persentasie verandering in Nusseltgetal in vergelyking met reghoekige vin. (% verandering in Nu vs. log Re).

'n Verband tussen Nusselt- en Reynoldsgetal vir elke vinbuis is verkry. Die verband is verkry deur 'n reguit lyn deur die eksperimentele punte van 'n log Nu-log Re grafiek te pas. Die lyn is gepas deur die metode van kleinste kwadraatverskille soos gegee deur BURDEN.¹⁰ Die resultate is soos volg:

Vinbuis A : $Nu = 0,00173 \text{ Re}^{1,140}$	(13a)
Vinbuis B : $Nu = 0,00150 \text{ Re}^{1,155}$	(13b)
Vinbuis C : $Nu = 0,00084 \text{ Re}^{1,238}$	(13c)
Vinbuis D: $Nu = 0,00182 \text{ Re}^{1,129}$	(13d)
Vinbuis E : $Nu = 0,00083 \text{ Re}^{1,2311}$	(13e)
Vinbuis F : $Nu = 0,00097 \text{ Re}^{1,212}$	(13f)
Vinbuis G : $Nu = 0,00032 \text{ Re}^{1,355}$	(13g)

Die Reynolgsgetal word gebaseer op die hidrouliese diameter verkry vanaf die vinbuis- en manteldiameters. Afgesien van geometriese beperkinge is hierdie verwantskappe slegs geldig vir 'n gebied waar 3000 < Re < 30000.



FIGUUR 5: Wrywing- en St. Pr^{2/3}-parameter teenoor Reynoldsgetal vir vinbuis D en G. (log f en log St. $Pr^{2/3}$ vs. log Re).

Figuur 5 toon die verband tussen wrywing en warmteoordrag. Die wrywingsfaktor, f, en die warmteoordragparameter, St. Pr^{2/3}, word teenoor Reynoldsgetal gestip. Die resultaat toon nie 'n verband soos deur die Reynolds-Colburn analogie voorspel nie, maar stem wel ooreen met krommes gegee deur Kays en London.⁸ Die boonste grens van sowel f-as St. Pr-parameters in figuur 5 word verkry vanaf die afwaartse, reghoekige langtrap, vinbuis G. Die

onderste grens word verkry deur die resultate van die opwaartse skuins vin, vinbuis D. Die resultate van die ander vinbuise lê weer eens tussen hierdie twee krommes. 'n Korrelasie tussen wrywing en warmteoordrag word wel verkry deurdat hoër warmteoordrag 'n hoër wrywing tot gevolg het.

SLOT

Die vinpuntkonfigurasie van ringvinne is 'n baie belangrike parameter sover dit warmteoordrag- en wrywingskarakteristieke betref. Deur klein veranderinge in vinpuntkonfigurasie aan te bring, kan verhogings in warmteoordragparameters van tot 60% verkry word. Die afhanklikheid van warmteoordragparameters van die vinpuntkonfigurasie is dus bewys en daarom moet noukeurig aandag geskenk word aan die masjineringsproses van ringvinne gedurende vervaardiging.

Die funksies van ringvinne in annuli kan verder ondersoek word. Aspekte soos die meganisme waardeur momentum en energie tussen die werwelsisteem en die hoofstroom uitgeruil word, en die relatiewe prestasie van ongevinde buise en buise met langsvinne of ringvinne, dien ook vasgestel te word.

Simbole

- area (m²] Α
- Ср spesifieke warmtekapasiteit [J/kg K]
- D diameter (m)
- vlieskoëffisiënt [W/m² K] h k
- termiese geleidingsvermoe [W/m K] uitsettingsvloeikoëffisiënt [1] ke
- vernouingsvloeikoëffisiënt [1] kc
- L lengte [m]
- massavloeitempo [kg/s] m
- druk [Pa]
- 0 warmteoordrag [W]
- r straal (m)
- Т temperatuur [°C] of [K]
- U globale oordragkoëffisiënt [W/m2 K]
- v snelheid [m/s]

Griekse simbole

- Δ : verandering in
- n effektiwiteit [1] of [%]
- wiskundige parameter [1] π
- digtheid [kg/m'] ρ
- kinematiese viskositeit [m²/s] v

Voetskrifte

- b binne :
- effektief e
- gemiddelde
- h hidroulies i
- ingang
- l lug u
- uitgang w water

Dimensielose groepe

- f Wrywingsfaktor
- Nu Nusseltgetal
- Pr Prandtgetal :
- Re Revnoldsgetal :
- St Standtongetal

BRONNELYS

- 1. Kay, J.M. (1963). Fluid Mechanics and Heat Transfer (Cambridge University Press).
- 2. Metha, V.B. & Lavan, Z. (1969). Flow in a Two-dimensional channel with a Rectangular Cavity, J. Appl. Mech., 36, Series E. 897-901.

- 3. Van Staden, J.C. (1976). 'n Ondersoek na die eienskappe van 'n mantel-buis hitte-ruiler met verwysing na die invloed van ratwerwels, MSc-Ing.-verhandeling. Universiteit van Pretoria.
- manuel-buis nitte-funct met verwysing na die invoed van ratwerwels, MSc-Ing.-verhandeling. Universiteit van Pretoria.
 Bump, T.R. (1963). Average Temperatures in Simple Heat Exchangers, Int. J. Heat Transfer, 85, 182-183.
- 5. Eckert, E.R.G. & Drake, R.M. (1972). Analysis of Heat and

Mass Transfer (McGraw Hill, New York).

- 7. Holman, J.P. (1981). *Heat Transfer* (McGraw Hill, New York).
- 8. Kays, W.M. & London, A.L. (1984). Compact Heat Exchangers (McGraw Hill, New York).