

ARKIVEXEMPLAR

STIFTELSEN FÖR

VÄRMETEKNIK FORSKNING

VÄRMETEKNIK MATERIALTEKNIK VATTENKEMI

**EXPERIMENTELL UNDERSÖKNING AV
STRÖMNINGSMOTSTÅND OCH VÄRME-
ÖVERFÖRING I EN ELDSTADSTUB.
RESULTAT AV EN KONTROLLMÄTNING**

Lars Nilsson och Lennart Gustafson

Studsvik, Nyköping, September 1976



Arbetsrapport

Org enh
och nr

Titel och författare

ÖVERKRITISKA FÖRSÖKSÅNGPANNAN

Org enh och nr

AE - RL-1707 (SVF-28)

AE -

RL-1707

Experimentell undersökning av strömningsmotstånd och värmeöverföring i en eldstadstub. Resultat av en kontrollmätning. Uppdrag åt stiftelsen för Värmeteknisk Forskning, Projekt 2 och 3

Antal ex/Antal sid

Datum

1976-07-07

Godkänd av

L Nilsson och L Gustafson

Utsändes till

CF
FB

1 ex
2 ex

SAMMANFATTNING

Kontrollmätningar av tryckfall och värmeöverföring har utförts i en speciellt instrumenterad eldstadstub i SVS-s forskningsångpanna vid Värmekraftcentralen i Studsvik. Mätningarnas syfte var bl a att studera om långtidseffekter uppstått efter viss driftstid, som nu var totalt 2 100 h, vilka kunde ha påverkat tryckfallet och värmeövergången i provtuben. En ursprunglig, mer omfattande, mätning har tidigare gjorts och rapporterats i SVF-11 [1].

Mätresultatet från 43 prov vid trycken 150, 180, 210 och 240 bar presenteras. Jämfört med de ursprungliga mätningarna är förändringarna i mätvärdena i genomsnitt små och delvis inom mätonoggrannheten och tyder ej på inverkan av långtidseffekter. Jämförelsen försvåras dock av att värme-flödesfördelningen i eldstaden förändrats och att driftsbetingelserna därför var olika vid de båda mättillfällena.

Genom att den av provtuben upptagna värmeeffekten ändå var i den närmaste oförändrad blir utvärderade friktions-tryckfall jämförbara och visar god reproducerbarhet av tidigare resultat.

Uppmätta väggtemperaturer visar också de i stort sett överensstämmelse med tidigare resultat. Kritisk värmebelastning börjar vid samma massflödestätheter och entalpier, men genom den lägre maximala värmefflödestätheten, kan reduktionen av massflödet i regel drivas något längre innan den övre temperaturgränsen, som satts till ca 520°C, uppnås. Jämförelsen av värmeövergångskoefficienterna är vanskelig på grund av den förändrade effektfördelningen.

1976-07-07

I rapporten presenteras också resultat av datorberäkningar av värmetransport och temperaturfördelning i den speciella tubgeometri, för vilken mätningarna gjorts. Värmetransporten i tubmaterialet visar sig nämligen ha betydande inverkan vid utvärderingen av värmeövergångskoefficienten på tubens insida ur uppmätta väggtemperaturer. Särskilt gäller detta vid kritisk värmebelastning då stora temperaturgradienter medför att värmeflödet till tubens baksida och till angränsande kallare tuber ökar. Härigenom reduceras maximala värme-
flödestätheten, vilket ger lägre utvärderat värde på värme-
övergångskoefficienten vid "dryout". Genom värmeledning kvar-
står dock en hög grad av redundans mot övertemperaturer vid t ex flödesblockering i en enda tub omgiven av väl kylda
granntuber i en tubvägg, jämfört med samma belastning för
en ensam fristående tub.

Investigation of Flow Resistance and Heat Transfer in a Boiler Tube.
Results of Control Measurements.

L Nilsson and L Gustafson

Summary

Control measurements have been performed with an instrumented boiler tube in the supercritical test boiler at Studsvik. The goal of this investigation was to check if there were any long term effects on pressure drop or on heat transfer compared to previous measurements (see report SVF-11/1/).

Results of 43 tests made at pressures of 150, 180, 210 and 240 bar are presented. Compared to the earlier measurements only minor deviations in measured values were obtained. Any significant influence of the running time of the boiler was not observed. However, the comparison with earlier results was complicated by changes in the heat flux distribution from the flame.

Since the total heat power accumulated in the testing tube was almost unchanged comparison of friction pressure losses is still relevant and show good reproducibility of earlier results.

Also for the measured wall temperatures good agreement with earlier data is in general obtained. The boiling crisis corresponding to critical heat flux conditions starts at the same mass velocities and enthalpies. However, due to a reduced maximum heat flux the mass flow now needed to obtain the fixed upper temperature limit, which was set to 520 °C, became generally smaller.

The report also includes results of calculations of temperature distributions in the tube walls made with a computer programme especially developed for the geometry of welded wall panels. The heat transport in the tube material show to have a significant influence for the evaluation of heat transfer coefficients on the flow side of a tube from measured wall temperatures. This is more emphasized when local film boiling or

dryout occur which causes a redistribution of the heat flux in the tube into areas with low temperatures. In this way a certain degree of redundancy is obtained for a single tube in a welded wall panel, compared to conditions of an isolated tube. If critical heat flux occurs, caused e g by flow blockage, the maximum temperature will in the former case be reduced by cooling from neighbouring tubes.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	Sid
1. INLEDNING	
2. EXPERIMENTUTRUSTNING	2
3. FÖRSÖKENS UTFÖRANDE	4
4. PRESENTATION AV FÖRSÖKSRESULTATEN	6
4.1 Parameterområde	6
4.2 Kalibreringar och metod vid utvärdering	6
5. PROJEKT 2. STRÖMNINGSMOTSTÅND. RESULTAT AV KONTROLLMÄTNINGAR	8
6. PROJEKT 3. VÄRMEÖVERFÖRING. RESULTAT AV KONTROLLMÄTNINGAR	8
6.1 Bestämning av upptagen effekt och värmeflödesfördelning ur mätningarna	9
6.2 Diskussion av erhållna resultat och jämförelse med tidigare mätningar	12
7. RESULTAT AV CEWIND-1100-BERÄKNINGAR	14
8. SLUTSATSER	16
Referenser	18
Nomenklatur	19
Tabeller (Tab 4-13)	
Figurer	

1976-07-07

1. INLEDNING

En första fullständig serie mätningar inom projekten 2 och 3 genomfördes under april - maj 1973. Resultaten härav har presenterats i SVF-11 [1]. Mätningarna följde då i stort sett den av Rörgren och Strandberg uppgjorda projektbeskrivningen [2]. I projekten ingår även redan utförd litteraturundersökning [3].

Syftet med Kontrollmätningarna, som avsågs att utföras efter var 1 000-e driftstimma, var att undersöka om förändringar inträffat i strömningsmotstånd eller värmeöverföring på grund av korrosion och beläggningar i en eldstadstub efter viss tids drift.

Emellertid genomfördes de ursprungliga mätningarna, vars resultat redovisats i SVF-11, först då försöksångpannan uppnått ca 600 driftstimmar. Möjligen kan förändringar jämfört med förhållandena för en helt färsk eldstadstub ha inträffat redan efter så kort drifttid.

De kontrollmätningar, vars resultat redovisas här, utfördes i april 1975. Försöksångpannan hade då varit i drift totalt ca 2 100 timmar, vilket dock på grund av diverse driftstörningar endast är en liten del av tillgänglig tid. Driftstörningarna har även medfört att antalet avställningar och starter varit onormalt många. Uppskattningsvis 1/3 av den totala drifttiden har pannan körts vid tryck > 200 bar.

Förutom det ursprungliga syftet att genom kontrollmätningar studera förekomsten av långtidseffekter var det önskvärt att i nya försök noggrannare försöka bestämma värmeflödesfördelningen och totalt upptagna värmeeffekten hos provtuben. Av denna anledning genomfördes före kontrollmätningarna också mätningar inom projekt 1 "Värmeöverföring från flamma till eldstadsväggar".

I SVF-11 påpekades att värmeledning i tubväggar och fenor kan inverka på värmetransporten, särskilt då s k kritisk

1976-07-07

värmefflödesbelastning uppnås och man lokalt får höga övertemperaturer på tubens insida. För att få en kvantitativ bedömning av inverkan av värmetransporten i ett tvärsnitt av provtuben gjordes nu beräkningar med datorprogrammet CEWIND-1100 [6], vars resultat presenteras här.

2. EXPERIMENTUTRUSTNING

Mätningarna utfördes i SVF-s överkritiska försöksångpanna vid värmekraftcentralen i Studsvik. En teknisk beskrivning av anläggningen återfinns i [4]. Experimentutrustningen var identisk med den, som användes för de ursprungliga mätningarna inom projekt 2 och 3, och finns därför beskriven i SVF-11 [1].

Mätobjekt var den speciellt instrumenterade tuben i pannans sk provpanel, som utgörs av åtta tuber i eldstadens frontvägg. Provtuben kan isoleras från det gemensamma cirkulationsflödet och matas separat med vatten eller/och ånga genom det ventilarangemang, som visas i kopplingsschemat i Fig 1. Den axiella placeringen av uttag för tryck- och differenstryckmätning samt av väggtermoelement visas i Fig 2. Placeringen av termoelementen i provtubens tvärsnitt framgår av Fig 3.

Instrumenteringen var också densamma som vid de ursprungliga mätningarna, dock användes nu datalogg för registrering på hålremsa av samtliga temperaturmätvärden. Härigenom erhöles högre avläsningshastighet och möjlighet att med korta intervall registrera ett ökat antal mätvärden, vilket utnyttjades så att en del termoelement i övriga instrumenterade tuber av intresse för projekt 1 inkluderades i mätsekvensen. Nu, liksom tidigare, registrerades flertalet temperaturvärden även på punktskrivare som ingick i den fasta instrumenteringen.

Totaltrycket mättes för vatten och ånga före blandningsstället samt av blandningen i inloppet till provtuben på samma sätt som tidigare. Härför användes även nu precisionsmanometern av fabrikat WIKA, 0 - 400 atö, noggrann-

1976-07-07

hetsklass 0.1 %.

Tryckfallen över de två delsträckorna hos provtuben mättes på samma sätt som vid de tidigare försöken. Tre Bartonceller med olika mätområden kunde genom ventilarrangemanget, som visas i Fig 1 användas antingen för att mäta nämnda tryckfall eller också för tryckfallet över den strypfläns, som var insatt för att mäta massflödet hos det inblandade pannvattnet. Ångflödet till provtuben mättes på motsvarande sätt men med två separata Bartonceller

3. FÖRSÖKENS UTFÖRANDE

Efter intrimming av mätutrustningen med provpanelen inkopplad för normal drift, gjordes omkoppling med hjälp av de i Fig 1 visade ventilerna så att provtubens flöde kunde regleras och mätas separat. Ett antal prov kördes därefter med något reducerad last, motsvarande ett brännoljeflöde av 480 l/h, varvid även mätningar för projekt 1 gjordes. För att kontrollmätningarna skulle kunna jämföras med de ursprungliga mätningarna fordrades emellertid att pannans driftsbetingelser var samma i båda fallen, och därför måste eldningen ökas till 550 l olja/h vilket är 110 % av nominell last. Detta värde kunde uppnås först efter vissa justeringar och bl a måste atomiseringsångans tryck ökas. Förbränningsluftens flöde inställdes efter driftinstrumenten på samma värde, som rådde vid de tidigare proven, ca $6\,500\text{ Nm}^3/\text{h}$ vilket gav ett syreöverskott i rökgaserna av ca 2 % enligt driftinstrumenten.

Vid kontroll av om några ingrepp gjorts i försöksångpannan som kunnat ändra betingelserna jämfört med de, som rådde vid de ursprungliga mätningarna, framkom att brännarens virvelbildare bytts ut och att den nya virvelbildaren då placerats längre från flammen för att ej brännas sönder. Innan uppjustering av brännoljeflödet från 480 till 550 l/h gjordes, flyttades virvelbildaren tillbaka till det läge, som den hade före utbytet. Sålunda erhöles några

1976-07-07

prov ur vilka man hoppades kunna se om virvelbildarens läge hade någon inverkan på effektfördelningen.

Försökens genomförande tillgick sedan så att ångpannans domtryck inställdes ca 4 - 8 bar över önskat tryck i provtuben. Det högre trycket var nödvändigt för att kompensera för tryckfall och särskilt för att möjliggöra ånginblandning. För en vald försökspunkt uträknades sedan de delmassflöden som måste ställas in för vatten och ånga till blandningsstället ur resp mediers entalpi för att önskad entalpi (ånghalt) och totalmassflöde skulle erhållas i provtubens inlopp. Trycket i provtuben inreglerades med en av ventilerna på utloppssidan samtidigt som massflödet ställdes in. Mätvärdena avlästes först sedan stabila förhållanden syntes råda. Särskilt för proven med kritisk värmebelastning fordrades relativt lång tid för att stabila temperaturer skulle uppnås. Mätstorheterna avlästes i följande ordning:

- Tryck för vatten, ånga och i provtubens inlopp.
- Massflöden av vatten och ånga.
- Temperaturer hos delflödena av vatten och ånga. Avlästes visuellt på dataloggens display.
- Tryckfall över delsträckorna samt över hela provtuben.
- Medie- och tubväggstemperaturer. Två på varandra följande mätsekvenser togs och mätvärdena stansades på hålremsa med hjälp av dataloggen.
- Tryck och massflöden kontrollerades genom ny avläsning.
- Brännoljeflöde, luftflöde och syrehalt enligt driftsinstrumenten.

Maximitemperaturen i vissa positioner i provtuben kontrollerades emellanåt på temperaturregulatorer, "ETHER", som var inställda för larm vid 520°C och brytning vid ca 550°C.

1976-07-07

4. PRESENTATION AV FÖRSÖKSRESULTATEN

4.1 Parameterområde

Kontrollmätningarna omfattade ett begränsat antal av de försökspunkter och parameterkombinationer avseende tryck, massflöde och inloppsånghalt som ingick i de ursprungliga försöken. Således kördes nu prov endast vid trycken 150, 180, 210 och 240 bar. Tidigare prov gjordes även vid 205 och 220 bar. Sammanlagt 43 olika fall kördes med följande parameterområde:

Tabell 1 Inloppsånghalt vid olika tryck och massflödestätheter

G kg/m ² · s	Oljeflöde 480 l/h p = 150 bar	Oljeflöde 550 l/h			
		150 bar	180 bar	210 bar	240 bar
< 400	.97	.97	.95	.83/.88	Å
~ 1 000	-.08/.22/.45	-.08/.21/.40	-.14/.22/.40	-.23/.40/.79	Å/V
~ 1 700	-.06/-.08				
~ 2 000	-.09/.22	-.08/.20/.42	-.15/.22/.41	.12/.47/.74	V
~ 3 000	-.06	-.08			V

V = medium från domens vattensida Å = från domens ångsida

I Tabell 4 - 8 redovisas, utförligare, data utom väggtemperaturer för samtliga försökspunkter. Utloppsånghalter liksom friktionstryckfall och friktionsfaktorer har beräknats på grundval av en given, av provtuben upptagen totaleffekt, vars värde härletts enligt vad som redovisas i Kapitel 6. Uppmätta väggtemperaturer, beräknade temperatursdifferenser mellan termoelementposition och strömmande mediets bulktemperatur samt därur beräknade värmeövergångskoefficienter återfinns i Tabell 9 - 13. För vissa försökspunkter där variationer i mätvärdena förekom mellan de två avläsningarna har båda avläsningarnas värden återgetts.

4.2 Kalibreringar och metod vid utvärdering

På grundval av särskilda kalibreringskörningar efter det

1976-07-07

egentliga mätprogrammet gjordes vissa korrekktioner i de registrerade temperaturmätvärdena. Bl a jämfördes domtryck och avläst mättnadstemperatur i domen, försök gjordes att uppskatta tryckuppsättningen i cirkulationspumpen och mätningar utfördes också under ett avsvalningsförlopp efter att eldningen avbrutits. Dessa mätningar genomfördes med provtuben normalt inkopplad d v s dess in- och utlopp var gemensamt med de övriga tuberna i provpanelen.

Vid avsvalninsprovet erhöles en uppfattning om individuella avvikelser hos väggtermoelementen i provtuben genom jämförelse med mättnadstemperaturen vid domtrycket plus elevationstrycket. Absolutvärdena av korrekktionerna härur blev i regel mindre än 1°C . Fig 4 illustrerar avsvalninsförloppet.

Entalpier och ånghalter för ång-vattenblandningen beräknades under förutsättning att entalpin hos inblandat vatten och överkritisk "ånga" gällde vid uppmätt tryck och temperatur medan inblandade ångans entalpi vid underkritiska tryck antogs vara lika mättnadsentalpin vid domtrycket.

Vid utvärderingen av temperaturdifferenserna i Tabell 9 - 13 beräknades bulktemperaturen ur uppmätta in- och utloppstemperaturer genom proportionering mot ackumulerad effekt.

Värmeövergångskoefficienten α_i på tubens insida beräknades på samma sätt som i SVF-11 enligt ekvation 8 p 18 i [1].

$$\Delta T = \varphi_i \left[\frac{1}{\alpha_i} + \frac{D_i}{2\lambda} \cdot \ln \frac{D_{te}}{D_i} \right]$$

Samma värden på innerdiametern, D_i , diametern för termoelementpositionen, D_{te} och värmeledningskoefficienten i tubmaterialet λ som tidigare användes här, medan de lokala värdena på värme flödestätheten hämtades ur nu gjorda temperaturmätningar vid kokning såsom beskrivs i kapitel 6.

1976-07-07

5. PROJEKT 2. STRÖMNINGSMOTSTÅND. RESULTAT AV KONTROLLMÄTNINGAR

Utvärderingen av uppmätta tryckfall över de två delsträckorna hos provtuben är här gjord enligt samma mönster som för de ursprungliga mätningarna; se SVF-11 kap 6.2 1 [1].

Den axiella effektfördelning som rådde vid kontrollmätningarna hade en lägre formfaktor än vid de ursprungliga mätningarna. Samtidigt var effektandelen på första delsträckan större än tidigare; 35 % mot förut 24 %. Det större värdet har använts vid beräkning av värdena i Tabell 4 - 8 (DPF och F) och ger en liten minskning i friktionstryckfallet för första delsträckan och en motsvarande ökning för andra delsträckan vid tvåfasströmning, vilket framgår av Fig 5 - 8. I figurerna har inritats friktionsfaktorer beräknade ur kontrollmätningarna dels med "gamla" effektfördelningen och dels med nu aktuell effektfördelning som funktion av delsträckans medellånghalt och med massflödet som parameter. Kurvlinjerna representerar värdena från de ursprungliga mätningarna. Jämförelserna vid 150 och 180 bars tryck visar med få undantag god reproducerbarhet av de ursprungliga värdena. För de få kontrollmätningar som gjorts syns ingen signifikant tendens varken att friktionsfaktorn ökat eller minskat. Inga långtidseffekter synes således ha påverkat tryckfallet under den drifttid av ca 1 500 timmar som skiljer de båda mättillfällena.

6. PROJEKT 3. VÄRMEÖVERFÖRING. RESULTAT AV KONTROLLMÄTNINGAR

Den storhet som skall beräknas och diskuteras här är värmeövergångskoefficienten på provtubens insida, d v s värmeövergången mellan den uppvärmda tubväggen och inuti tuben strömmande medium. Definitionsmässigt gäller

$$\alpha_i = \varphi_i / \Delta T_i, \quad [1]$$

1976-07-07

där φ_i är lokala värme-flödestätheten på tubens insida och ΔT_i är temperaturskillnaden mellan vägginneryta över ett termiskt gränsskikt till det fritt strömmande mediet inuti tuben. Då temperaturfallet över det termiska gränsskiktet är strömningsberoende och ej lätt kan bestämmas väljs i regel ΔT_i som skillnaden mellan väggtemperatur och bulktemperatur, d v s strömmande mediets medeltemperatur i ett visst tvärsnitt. På detta sätt har föreliggande försöksresultat beräknats. I en provtub med ensidig värmebelastning är dock troligen bulktemperaturen mindre representativ för beräkning av lokal konvektiv värmeövergångskoefficient än då uppvärmningen är jämnt fördelad runt periferin, eftersom man vid ensidig uppvärmning sannolikt får en större skiktning av medium med olika temperaturer, vilket ger en temperaturgradient tvärs igenom det strömmande mediet.

6.1 Bestämning av upptagen effekt och värme-flödesfördelning ur mätningarna

Värme-flödestätheten var det avsikten att bestämma genom en kombination av olika mätningar. Genom pyrometermätningar inom projekt 1 hoppades man kunna beräkna från flammans utstrålat värme-flöde och den axiella flödesfördelningen; genom värmebalansmätningar skulle i provtuben upptagen totaleffekt, och genom väggtemperaturmätningar vid bubbelkokning skulle värme-flödesfördelningen på tubväggs insida kunna beräknas. Emellertid försvårades utvärderingen av mätningarna inom projekt 1 av problem med mätutrustningen, varför inga säkra värden på värme-flödet på eldstadsväggen föreligger från dessa prov.

Värmebalansmätningarna utfördes både vid 96 % och 110 % av nominell last (oljeförbrukning 480 resp 550 l/h). Förutsättningarna för att kunna bestämma entalpistoegringen i provtuben var att ingen underkyld kokning förekom, vilket emellertid var svårt att undvika på grund av den ringa inloppsunderkylningen. Spridningen i beräknad totaleffekt är därför stor. Följande värden erhöles ur mätningar vid 150 - 180 bar med $x_{ut} < 0$:

1976-07-07

Brännoljeflöde	480 l/h, QH = 30.5 ± 1.7 kW
- " -	550 l/h, QH = 31.2 ± 4.2 kW
	(SVF-11: 32.1 ± 1.6 kW)

Värmeflödesfördelningen och värmeflödestätheten i provtuben längs generatrisen mot eldstadens centrum kunde bestämmas ur temperaturmätningarna i tubväggen. Förutsätter man att värmeövergångskoefficienten på tubens insida är stor, vilket är fallet vid kokning, är temperaturfallet genom rörväggen dominerande jämfört med det genom gränsskiktet hos i provtuben strömmande medium. Största bidraget till osäkerheten i beräkningen av värmeflödestätheten kommer därför att härröra, förutom från fel i termoelementens kalibrering, från avvikelser i radiella läget för termoelementens mätspets, se Fig 3. För att underlätta jämförelse har genomgående samma geometriska data och samma beräkningsmetod som i SVF-11 [1] använts.

För varje axiell termoelementposition beräknades medelvärdena, ΔT , av uppmätt temperaturskillnad till bulktemperaturen vid 150 och 180 bar och därur värmeflödestätheten på insidan, φ_i ur:

$$\Delta T = \varphi_i \left[\frac{1}{\alpha_i} + \frac{D_i}{2\lambda} \cdot \ln \frac{D_{te}}{D_i} \right] \quad (2)$$

Värmeövergångskoefficienten på insidan, α_i , beräknades enligt Jens och Lottes ekvation [5] som gäller till trycket 2 000 psia, men här extrapoleras till 150 bar, (Anglo-saxiska enheter).

$$\Delta T_i = \frac{60 (\varphi/10^6)^{0.25}}{e^{p/900}} \quad (3)$$

Ingen korrektion har som synes gjorts för värmetransport i tubtvärsnittet från strålningssidan till ouppvärmade sidan.

1976-07-07

Framräknad värmefflödestäthet visas i Fig 9 där jämförelse görs med den fördelning som på samma sätt beräknades för de ursprungliga mätningarna enligt SVF-11. Det framgår då att vid samma eldning, 550 l olja/h har nu maximala värmefflödestätheten minskat och formfaktorn har också minskat genom att effektfördelningen blivit flackare. Effektmaximum har flyttats från position 6 (från inloppet) till position 8 och är mindre utpräglat. För maximala värmefflödestätheten på tubens insida har följande värden erhållits:

Tabell 2. Beräknad värmefflödestäthet på provtubens insida

	Brännoljaflöde l/h	$\varphi_i \text{ max}$ W/m^2	Axiell formfaktor
Kontrollmätningar	480	$33.5 \cdot 10^4$	1.40
Kontrollmätningar	550	$39.6 \cdot 10^4$	1.49
Ursprungliga mätningar (SVF-11)	550	$47.2 \cdot 10^4$	1.80

Flyttningen av brännarens virvelbildare kan ha inverkat på effektfördelningen. Värdet ovan vid brännoljaflödet 480 l/h har erhållits med virvelbildaren i nedre läget medan värdena vid 550 l/h är erhållna med virvelbildaren uppflyttad i en högre position. Stor osäkerhet råder emellertid om brännarens riktning och övriga egenskaper var samma som vid de ursprungliga mätningarna. Att så ej var fallet tyder ju jämförelsen i Fig 9 på.

Inverkan av impellerns flyttning studerades tyvärr bristfälligt. Endast ett fåtal jämförbara prov kördes med impellern i båda lägena och då vid den lägre belastningen. I Fig 10 jämförs uppmätta temperaturdifferenser vid de två lägena på virvelbildaren. Temperaturdifferanserna mellan vägg och bulk är dock relativt sett, större för proven i Fig 10 där värmeövergången sker i underkylda området än då man har kokning. Likväl får man en indikation på att flyttningen av virvelbildaren påverkar läget och formen hos effektmaximum.

1976-07-07

Även om vid full last (550 l olja/h) maximala värme-
flödestätheten minskat avsevärt jämfört med vad som er-
hölls vid de ursprungliga mätningarna blir den ur detta
värmeflöde beräknade, totalt av provtuben upptagna effek-
ten ändå något högre på grund av den lägre formfaktorn.
Värmebalansmätningarna gav ju ej heller någon större skill-
nad. Totaleffekten kan beräknas ur värmeflödestätheten längs
generatrisen mot eldstadscentrum om man också känner den
azimutala effektfördelningen på tubens insida. Bortser man
från att man genom CEWIND-beräkningar (se kap 7) nu har
ett teoretiskt värde på azimutala formfaktorn och använder
det värde* som härleddes i SVF-11 erhålles följande jäm-
förbara totaleffekter.

Kontrollmätningar	480 l/h, Totaleffekt, QH = 30.1 kW	
"	550 l/h, "	QH = 33.5 kW
SVF-11	550 l/h, "	QH = 33.0 kW

Värdena ligger som synes inom felmarginalerna för värmeba-
lansmätningarna (se sid 10).

6.2 Diskussion av erhållna mätresultat och jämförelse med tidigare mätningar

Genom att effektfördelningen märkbart har förändrats för-
svåras jämförelsen av väggtemperaturmätningarna och därur
beräknade värmeövergångskoefficienter mellan kontrollbe-
räkningarna och de ursprungliga mätningarna. Högsta upp-
mätta väggtemperaturen erhöles nu i en annan position och
vid en lägre värmeflödestäthet. Detsamma gäller i regel
också den lägsta framräknade värmeövergångskoefficienten
mellan bulk och insidan av tubväggen för ett visst prov.
Vid beräkningen av α i Tabell 9 - 13 har därvid förutsatts
att värmeflödesfördelningen är oberoende av väggtemperaturen.

* I SVF-11 [1] har tyvärr angivits ett felaktigt
värde $f_{\text{fri}} (f_{\text{az}}) = 2.02$, - skall vara $f_{\text{az}} = 1.87$
som stämmer med $QH = 33 \text{ KW}$ och $\varphi_{\text{i max}} = 47 \cdot 10^4$
 W/m^2 . Övriga resultat i SVF-11 påverkas ej härav.

1976-07-07

Fig 11 - 15 visar differensen mellan uppmätt väggtemperatur och bulktemperaturen som funktion av axiell position med tryck, massflödestäthet och ånghalt (entalpi) som parametrar. Inverkan av de senare parametrarna följer samma mönster som vid de ursprungliga mätningarna.

Vid nettokokning med god marginal mot "dryout", d v s låga ånghalter och massflödestätheter $> 1\,000\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ är temperaturdifferenserna små och inverkan av trycket obetydligt i området 150 - 210 bar (Fig 11). Kritiskt värmefflöde och tendenser till "dryout" börjar emellertid uppträda för $G \leq 1\,000\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ om inloppsånghalten, $x_{in} \geq 0.4$, som synes av Fig 13. Värmeövergångskoefficienten blir därvid lägst vid 150 bar och ökar sedan med trycket till 210 bar. (Jämför Fig 23 i SVF-11 [1].) Detta tryckberoende bestod vid dryoutproven med höga ånghalter som kördes utan vatteninblandning i tubinloppet (Fig 14).

I Fig 15 visas temperaturförloppet vid 150 bar för olika massflödes hastigheter och inloppsånghalter. Som framgår är värmeövergången sämre vid underkyld strömning vid $G \approx 3\,000\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ än vid kokning då $G \approx 1\,000\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$. Några kurvor från de ursprungliga mätningarna har ritats in och visar att kritiskt värmefflöde uppnåddes under i stort sett liknande förhållanden vid kontrollmätningarna.

Från proven med ångkylning, d v s utan att blanda in vatten från fördelningslådan i inloppet, vid försöken att nå en högsta väggtemperatur omkring 500°C , erhöles följande resultat:

Tabell 3. Uppmätta väggtemperaturer vid ångkylning med lägsta massflödestätheter

P (bar)	Kontrollmätningar		SVF-11	
	G min (kg/m ² ·s)	T _{te} , max (°C)	G min (kg/m ² ·s)	T _{te} , max (°C)
150	316	521	593	472
"			436	511
180	392	492	576	477
"	345	506	386	518
210	348	499	505	454
"	333	522	240	507
240	370	508	396	507

Med undantag för värdet vid 210 bar erhöles gynnsammare temperaturer nu är vid de ursprungliga mätningarna eller med andra ord, flödet kunde i genomsnitt strypas mera nu än vid de ursprungliga mätningarna innan temperaturgränsen 520°C nåddes. Genom att maximala värmefflödestätheten var lägre nu blev dock den beräknade värmegenomgångskoefficienten lägre, 3 à 5 x 10³ W/m²·°C, än vid de ursprungliga mätningarna, då α låg i området 5 à 7 x 10³ W/m²·°C. Denna tendens förefaller råda även vid 240 bar så som framgår av Fig 16, där lägre värmeövergångskoefficient erhöles både då inloppstemperaturen legat under som över den pseudokritiska temperaturen.

7. RESULTAT AV CEWIND-1100 BERÄKNINGAR

Vid utvärderingen har hittills ingen hänsyn tagits till värmetransport i tubmaterialet till angränsande tuber eller den omfördelning av värmefflödet som kan uppstå vid stora azimuthala temperaturgradienter. Att en sådan omfördelning rimligen bör påverka beräkningen av värmeövergångskoefficienterna påpekades i SVF-11. Genom välvilligt bidrag från Svenska Maskinverken [6] har emellertid nu beräkningen genomförts med datorprogrammet CEWIND-1100, som utvecklats av Combustion Eng Inc, speciellt för tubväggar med analog geometri som i försöksångpannan.

1976-07-07

Beräkningar har gjorts för fem hypotetiska fall enligt Fig 17 med olika realistiska värden på värmeövergångskoefficienten på provtubens insida. Angränsande tub har genomgående haft högt α -värde $2.5 \times 10^5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, motsvarande nettokokning.

För att beräkna den azimuthala effektfördelningen och få en kontroll av formfaktorn genomfördes ett beräkningsfall med sistnämnda "kok- α " för hela provtuben. Fig 18 visar att med den effektfördelning som ges som input, baserad på vinkelfaktorer för strålningen från flammen, sker en kraftig omfördelning av värmeflödet till insidan även om högt α råder där. Azimutala formfaktorn ändras därvid som framgår av Fig 19 från:

$$f_{az} \text{ (utsida)} = 2.29, \quad \longrightarrow \quad f_{az} \text{ (insida)} = 1.88$$

Den med CEWIND-1100 beräknade formfaktorn på insidan överensstämmer således väl med det värde, som härleddes ur väggtemperatur- och värmebalansmätningar i SVF-11 [1]. Då erhöles $f_{az} = 1.87$ (se sid 12).

Emellertid visar CEWIND-resultaten att man på grund av värmefflödets divergens mot den kallare baksidan av tuben får en liten reduktion av den enligt ekvation 2 beräknade värmefflödestätheten, φ_i , även vid så stort α_i som $2.5 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Enkel proportionering mot diameterförhållandet, vilket gäller vid isotropt värmefflöde och som använts för att ur $\varphi_i = 47 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2$ ge input- värmefflödestätheten $29.4 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2$ på utsidan, ger här ett fel av ca 4 %. Enligt CEWIND-1100 blir $\varphi_i = 45.3 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2$, som då ger ett lägre värde på total-effekten.

Mer drastisk blir omfördelningen av värmefflödet om man förutsätter det låga värde på $\alpha_i = 3 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, som tidigare utvärderats ur mätningarna med kritiskt värmefflöde. I Fig 20 visas beräkningsresultaten för φ_i med ovanstående α_i dels runt halva (fall 2) och dels runt hela omkretsen (fall 4), jämfört med normalfallet med högt kok- α . Övergången mellan zoner med olika α_i blir i verkligheten sannolikt mer kontinuerlig än vad som visas i Fig 20. Beräk-

1976-07-07

ningarna visar dock att maximala värme-flödestätheten på tubens insida minskar betydligt från $45.3 \cdot 10^4$ (fall 5) till $30.0 \cdot 10^4$ (fall 4) och $27.6 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2$ (fall 2). Reduktionen i φ_1 blir större ju mindre andel av högst belastade perimetern, som antas få "dryout" och lågt α_1 . Således måste de verkliga värmeövergångskoefficienterna vara i motsvarande mån mindre för att de uppmätta totala temperaturdifferenserna ska innehållas. Att sålunda använda CEWIND-programmet för att ur uppmätta temperaturer beräkna α_1 är en iterativ process, som låter sig utföras endast om man känner den azimutala fördelningen av α_1 . Fig 21 visar att temperaturfallet genom väggen är en funktion av denna azimutala fördelning. Med två radiella, och ytterligare azimutala termoelementpositioner skulle, teoretiskt sett, α_1 kunna bestämmas runt periferin.

8. SLUTSATSER

De kontrollmätningar, som genomförts inom projekt 2 och 3 efter ca 2 100 h drift med överkritiska försöksångpannan, har inom ramen för mätnoggrannheten, ej visat några väsentliga förändringar i fråga om tryckfall eller värmeöverföring, som kan tolkas som inverkan av långtidseffekter på grund av korrosion eller beläggningar. Jämförelser har därvid gjorts med mätresultat erhållna efter ca 600 h drift, rapporterade i SVF-11 [1].

Förutsättningarna för en systematisk jämförelse med tidigare resultat är ogynnsamma på grund av icke önskade förändringar i pannans driftsbetingelser, vilket bl a förändrat värmebelastningen på provtuben så att maximivärdet av värme-flödestätheten minskat. Genom att totaleffekten tycks vara närmast oförändrad bör jämförelsen av tryckfallsmätningarna inom projekt 2 ändå vara rättvisande. Resultatet härav är att uppmätta friktionstryckfall överensstämmer väl inom $\pm 7 \%$ med tidigare mätningar vilket tyder på att inga långtidseffekter ännu uppnåtts.

1976-07-07

I stort sett är även förändringarna i värmeöverföringen små. Bortsett från en viss minskning i ur mätningarna beräknade värmeövergångskoefficienter vid kritiskt värme-flöde är tendenserna samma som vid de ursprungliga mätningarna. Sannolikt kan erhållna skillnader i α -värden hänföras till den ändrade axiella värmebelastningen. Utförda datorberäkningar av temperaturfördelningen i tubväggen tyder på att det med nuvarande sparsamma instrumentering är ogörligt att noggrannare bestämma värmeövergångstalen på provtubens insida i de fall man har stora temperaturgradienter i tvärsnittet. Beräkningarna av värmeövergångskoefficienten vid kritiskt värme-flöde eller "dryout", vilket var ett av huvudsyftena med projekt 3 blir därför osäkra och beroende av antagande om värmeövergångskoefficientens azimuthala fördelning. En noggrannare bestämning av värme-flödesfördelningen på provtubens utsida, t ex inom ramen för projekt 1, vore också ett värdefullt komplement vid analysen av uppmätta väggtemperaturer.

Sammanfattningsvis kan dock sägas att även om de värmeövergångskoefficienter, som beräknas utan hänsyn till azimuthal värmetransport enligt SVF-11 är överskattade, blir felet i med dessa α_i beräknade maximala väggtemperaturer vid kritisk värmebelastning dock små på grund av temperaturutjämnning till provtubens baksida och angränsande tuber. Med en värmeövergångskoefficient beräknad ur en korrelation giltig vid runt hela periferin jämt fördelat värme-flöde och temperaturberäkning med program av typ CEWIND erhålls därför konservativa värden för maximala väggtemperaturen.

1976-07-07

REFERENSER

1. NILSSON L och GUSTAFSON L
Experimentell undersökning av strömningsmotstånd
och värmeöverföring i en eldstadstub.
SVF-11 (1973)
2. RÖRGREN L, STRANDBERG O,
Försöksångpanna. Förslag till värmeöverförings-
och tryckfallsmätningar. AP-RL-6768
AB Atomenergi (1971)
3. NILSSON L
Litteraturundersökning avseende värmeöverföring
och strömningsmotstånd i eldstadstuber.
SVF-7 (1972)
4. Stiftelsen för Värmeteknisk Forskning. Teknisk
beskrivning av forskningsångpanna 300 atö.
AB Svenska Maskinverken (1971)
5. JENS W H, LOTTES P A
Analysis of heat transfer, burnout, pressure drop
and density data for high pressure water.
6. SVENNERBY S, AB Svenska Maskinverken
Beräkningar med CEWIND-1100. Personligt meddelande
(1976)

1976-07-07

NOMENKLATUR

() = storheter i Tabellerna 4 - 13

D	m	Diameter, inre, hos provtub
f_{ax}		Formfaktor, axiell
f_{az}		Formfaktor, azimuthal
G	$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	Massflödestäthet
h(H)	KJ/kg	Entalpitet
L	m	Längd
p(P)	bar	Tryck
q(M)	kg/s	Massflöde
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
x	-	Ånghalt
z	m	Axiell koordinat
α_i	$\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$	Värmeövergångskoefficient på tubens insida
λ	$\text{W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$	Värmeledningsförmåga
φ	W/m^2	Värmeflödestäthet
Prefix	$\Delta(D)$	Differens-
Index		
f		Friktion
i		Insida, tubvägg
in		Inlopp
te		Termoelementposition i tubvägg
u		Utsida, tubvägg
ut		Utlopp
v(W)		Vatten
å(ST)		Ånga
1		Delsträcka 1 (nedre)
2		Delsträcka 2 (övre)

1976-07-07

TABELLER

1. Inloppsånghalt vid olika tryck och massflödes tätheter.
2. Beräknad värme flödestäthet på provtubens insida
3. Uppmätta väggtemperaturer vid ångkylning och lägsta massflödestätheter.
- 4 - 8 Experimentdata. "Kretsdata" utom väggtemperaturer.
- 9 - 13 Uppmätta väggtemperaturer, temperaturdifferenser mellan termoelementposition och bulk samt beräknade värmeövergångskoefficienter.

SVF PROJEKT 2 OCH 3. KONTROLLVÄNING. P=150 BAR DATUM 75-04-28--29

TABELL 4

UPPTAGEN EFFEKT =30. KW

NR	PIN BAR	PUT BAR	TIN C	TUT C	MW KG/S	MST KG/S	MIOT KG/S	G KG/M2S	HIN KJ/KG	HUT KJ/KG	XIN	XUT	DPI PA	DP2 PA	DPF1 PA	DPF2 PA	F1	F2
3	149.9	149.5	331.8	342.1	.3735	-0.0000	.3735	1705.	1532.0	1612.3	-.078	.002	18731.	18437.	4841.	4890.	.0160	.0159
4	149.9	149.5	333.7	342.4	.3714	-0.0000	.3714	1696.	1546.8	1627.6	-.063	.017	18731.	18437.	4996.	5126.	.0165	.0167
4	149.9	149.5	334.4	341.5	.3709	-0.0000	.3709	1693.	1530.4	1631.3	-.060	.021	18731.	18437.	5034.	5175.	.0165	.0169
5	149.9	149.6	330.8	343.0	.1927	-0.0000	.1927	880.	1525.1	1680.8	-.085	.070	15004.	14220.	1232.	2213.	.0152	.0270
6	149.9	149.5	332.8	342.0	.4343	-0.0000	.4343	1983.	1539.7	1608.8	-.070	-.002	20496.	20398.	6648.	6808.	.0162	.0161
7	149.9	149.3	335.4	342.3	.6486	-0.0000	.6486	2961.	1535.5	1601.7	-.055	-.003	29028.	28832.	15241.	15124.	.0165	.0161
8	149.7	149.2	341.8	343.2	.3239	.1165	.4404	2011.	1827.2	1895.3	.216	.283	24222.	24222.	17423.	17149.	.0393	.0387
9	150.1	149.9	342.7	345.5	.1657	.0590	.2247	1026.	1831.6	1965.1	.219	.352	11082.	10101.	4888.	4291.	.0423	.0372
10	149.9	149.5	343.0	346.4	.2332	.1999	.4331	1977.	2048.6	2117.8	.435	.504	18093.	20986.	13343.	15729.	.0311	.0367
11	149.9	149.7	342.3	345.7	.1149	.1013	.2162	987.	2086.9	2205.6	.454	.591	9414.	7453.	5276.	3309.	.0494	.0310
12	149.9	149.9	342.5	362.4	-0.0000	.0609	.0609	278.	2537.9	3080.6	.971	1.461	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000
13	149.9	149.9	341.3	374.6	-0.0000	.0328	.0328	150.	2597.7	3503.6	.971	1.881	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000
13	149.9	149.9	343.5	380.2	-0.0000	.0328	.0328	150.	2587.7	3503.6	.971	1.881	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000
15	150.1	149.7	330.6	336.8	.4398	-0.0000	.4398	2008.	1523.3	1591.5	-.087	-.020	20692.	20594.	6673.	6824.	.0160	.0160
15	150.1	149.7	332.3	338.8	.4383	-0.0000	.4383	2001.	1532.9	1601.4	-.078	-.010	20692.	20594.	6771.	6925.	.0163	.0162
16	149.9	149.9	341.2	357.5	-0.0000	.0527	.0527	241.	2586.7	3155.7	.970	1.535	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000
16	149.9	149.9	341.8	357.3	-0.0000	.0527	.0527	241.	2586.7	3155.7	.970	1.535	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000

TABELL 4

SVF PROJEKT 2 OCH 3. KONTROLLMÄTNING. P=150 BAR DATUM 75-04-29

TABELL 5

UPPTAGEN EFFEKT =33. KW

NR	PIN BAR	PUT BAR	TIN C	TUT C	MW KG/S	MST KG/S	MTOT KG/S	G KG/M2S	HIN KJ/KG	HUT KJ/KG	XIN	XUT	DP1 PA	DP2 PA	DPF1 PA	DPF2 PA	F1	F2
17	150.1	149.8	331.3	342.5	.1925	-0.0000	.1925	879.	1531.5	1704.5	-.079	.093	15004.	13729.	1327.	2041.	.0163	.0249
17	150.1	149.8	332.0	343.7	.1922	-0.0000	.1922	877.	1536.4	1709.7	-.074	.098	15004.	13729.	1379.	2121.	.0169	.0259
18	149.9	149.5	332.8	341.8	.4398	-0.0000	.4398	2008.	1537.9	1613.6	-.072	.003	20888.	20986.	7020.	7392.	.0167	.0172
19	149.7	149.1	332.3	339.5	.6579	-0.0000	.6579	3004.	1533.2	1583.8	-.076	-.025	29714.	29714.	15689.	15772.	.0168	.0165
20	150.1	149.6	342.3	343.2	.3247	.1162	.4409	2013.	1815.3	1890.9	.203	.278	23928.	24320.	16857.	16967.	.0379	.0382
21	149.9	149.7	342.3	343.2	.1623	.0576	.2199	1004.	1820.8	1972.2	.209	.360	11180.	10395.	4853.	4529.	.0439	.0410
22	149.9	149.7	342.0	343.7	.1207	.0977	.2185	997.	2016.0	2168.4	.403	.554	10101.	7845.	5621.	3403.	.0515	.0312
23	149.9	149.4	342.3	343.1	.2345	.2021	.4365	1993.	2034.1	2110.4	.421	.497	25890.	22948.	20946.	17452.	.0481	.0401
24	150.0	149.9	341.8	362.3	-0.0000	.0693	.0693	316.	2586.6	3067.4	.970	1.448	3138.	2844.	966.	862.	.0881	.0091
24	150.0	149.9	341.8	362.7	-0.0000	.0693	.0693	316.	2586.6	3067.4	.970	1.448	3138.	2844.	966.	862.	.0881	.0091

TABELL 5

SVF PROJEKT 2 OCH 3. KONTROLLMÄTNING. P=180 BAR DATUM 75-04-29

TABELL 6

UPPTAGEN EFFEKT =33. KW

NR	PIN BAR	PUT BAR	TIN C	TUT C	MW KG/S	MST KG/S	MTOT KG/S	G KG/M2S	HIN KJ/KG	HUT KJ/KG	XIN	XUT	DP1 PA	DP2 PA	DPF1 PA	DPF2 PA	F1	F2
25	179.9	179.6	345.4	355.9	.2191	-0.0000	.2191	1000.	1622.4	1774.4	-.143	.052	14612.	14024.	1692.	2266.	.0151	.0197
26	180.0	179.6	345.4	352.3	.4432	-0.0000	.4432	2023.	1620.0	1695.1	-.146	-.050	20496.	20202.	7313.	7292.	.0162	.0156
27	180.0	179.6	356.2	354.4	.3091	.1363	.4454	2033.	1902.9	1977.7	.215	.311	20300.	20006.	12640.	12208.	.0251	.0243
28	180.0	179.8	356.4	354.7	.1561	.0691	.2252	1028.	1910.5	2058.4	.225	.414	10885.	10199.	3917.	3783.	.0304	.0294
29	180.2	180.0	357.1	356.6	.1160	.1050	.2211	1009.	2048.6	2199.2	.402	.595	9905.	8434.	4476.	3227.	.0361	.0260
30	179.6	179.1	357.1	356.5	.2307	.2126	.4433	2024.	2052.3	2127.4	.407	.503	24026.	22653.	18127.	16390.	.0365	.0330
31	179.7	179.6	356.7	362.7	-0.0000	.0859	.0859	392.	2479.6	2867.4	.952	1.445	4021.	3825.	1070.	1180.	.0573	.0117
32	179.6	179.6	356.4	367.6	-0.0000	.0756	.0756	345.	2479.6	2920.2	.951	1.512	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000

TABELL 6

SVF PROJEKT 2 OCH 3. KONTROLLMÄTNING. P=210

DATUM 75-04-29

TABELL 7

UPPTAGEN EFFEKT =33. KW

NR	PIN BAR	PUT BAR	TIN C	TUT C	MW KG/S	MST KG/S	MTOT KG/S	G KG/M2S	HIN KJ/KG	HUT KJ/KG	XIN	XUT	DP1 PA	DP2 PA	DPF1 PA	DPF2 PA	F1	F2
33	209.8	209.5	364.0	363.4	.2213	-0.0000	.2213	1010.	1775.7	1926.1	-.226	.091	12847.	12160.	1588.	1927.	.0121	.0141
34	209.6	209.2	370.0	367.6	.3973	-0.0000	.3973	1814.	1937.5	2021.3	.117	.293	18142.	18338.	9269.	9676.	.0195	.0204
34	209.6	209.2	370.1	367.4	.3973	-0.0000	.3973	1814.	1937.5	2021.3	.117	.293	18142.	18338.	9269.	9676.	.0195	.0204
35	210.1	209.9	369.7	367.5	.1273	.0819	.2092	955.	2071.9	2231.1	.398	.737	8238.	8140.	1747.	2118.	.0132	.0160
36	209.9	209.5	370.0	367.8	.2402	.1631	.4033	1841.	2104.8	2187.4	.468	.643	16769.	17358.	10196.	10651.	.0207	.0217
37	210.0	209.8	369.5	368.8	.0312	.1785	.2098	958.	2256.9	2415.6	.791	1.128	8434.	8336.	3457.	3461.	.0260	.0260
38	209.7	209.2	369.3	367.4	.0614	.3704	.4318	1971.	2235.9	2313.0	.744	.905	22751.	24615.	17182.	18733.	.0305	.0334
39	209.8	209.7	369.3	373.0	-0.0000	.0763	.0763	348.	2276.4	2712.8	.830	1.751	4315.	3727.	-63.	215.	-.0035	.0039
40	209.8	209.8	370.2	382.9	-0.0000	.0730	.0730	333.	2277.8	2734.3	.833	1.795	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000

TABELL 7

SVF PROJEKT 2 OCH 3. KONTROLLMÄTNING. P=240

DATUM 75-04-29

TABELL 8

UPPTAGEN EFFEKT =33. KW

NR	PIN BAR	PUT BAR	TIN C	TUT C	MW KG/S	MST KG/S	MTOT KG/S	G KG/M2S	HIN KJ/KG	HUT KJ/KG	XIN	XUT	DP1 PA	DP2 PA	DPF1 PA	DPF2 PA	F1	F2
41	240.0	239.8	380.7	378.5	.2080	-0.0000	.2080	949.	2060.5	2220.6	0.000	0.000	9905.	9022.	2183.	1957.	.0126	.0099
42	239.9	239.7	384.0	383.1	-0.0000	.2370	.2370	1082.	2297.7	2438.3	0.000	0.000	10787.	10885.	5342.	5572.	.0161	.0151
43	239.7	239.3	380.4	377.6	.4107	-0.0000	.4107	1875.	2078.5	2159.6	0.000	0.000	18731.	18731.	10820.	10824.	.0159	.0148
44	239.6	238.9	380.9	377.9	.5979	-0.0000	.5979	2730.	2118.1	2173.8	0.000	0.000	33343.	34029.	25579.	25869.	.0167	.0161
45	239.6	239.5	385.2	389.4	-0.0000	.1148	.1148	524.	2387.2	2677.3	0.000	0.000	5688.	5099.	1237.	1180.	.0133	.0105
46	240.0	240.0	384.2	390.8	-0.0000	.0810	.0810	370.	2357.8	2769.1	0.000	0.000	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000
46	240.0	240.0	384.0	391.1	-0.0000	.0814	.0814	372.	2350.6	2759.7	0.000	0.000	0.	0.	0.	0.	0.0000	0.0000

TABELL 8

3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62

7

9

10

12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53

UPPMÄTTA VÄGGTEMPERATURER (TTE) OCH TEMPERATURDIFFERENSER TERMOELEMENT-BULK (DTTE) I TERMOELEMENTPOSITIONER
SVF PROJEKT 2 OCH 3. KONTROLLMÄTNING. P=180 BAR, DATUM 75-04-29

	PROV/ POS. NR	1I	2I	3I	4I	5I	6I	7I	8I	1U	2U	3U	4U	5U	6U	7U	8U
25	TTE	364.6	374.8	382.8	386.8	390.3	390.6	391.2	377.2	348.1	349.0	352.0	353.1	354.6	355.8	357.0	356.0
	DTTE	7.8	18.0	26.0	30.0	33.5	33.8	33.2	17.5	-8.7	-7.8	-4.8	-3.7	-2.2	-1.0	-1.0	-3.7
	ALFA.E4	0.00	65.48	0.00	225.55	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
26	TTE	361.0	370.8	382.6	386.6	390.8	391.1	390.7	376.7	347.7	348.3	350.1	350.4	351.5	352.4	353.2	352.4
	DTTE	15.4	24.4	34.5	37.8	41.1	40.6	39.3	24.5	2.1	1.9	2.0	1.6	1.8	1.9	1.8	.2
	ALFA.E4	2.48	2.93	3.51	4.20	5.20	5.66	9.66	4.67	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
27	TTE	367.7	374.6	383.8	387.8	391.5	391.8	392.9	377.0	357.2	357.6	358.2	358.1	358.4	358.4	358.2	357.2
	DTTE	10.9	17.8	27.0	31.0	34.7	35.0	36.1	20.2	.4	.8	1.4	1.3	1.6	1.6	1.4	.4
	ALFA.E4	38.79	187.51	36.03	29.51	47.89	34.89	46.94	48.96	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
28	TTE	367.9	375.1	384.2	387.8	391.5	391.6	414.4	379.1	357.7	358.1	359.1	358.6	359.1	359.4	359.4	358.1
	DTTE	11.0	18.2	27.3	30.9	34.6	34.7	57.5	22.2	.8	1.2	2.2	1.7	2.2	2.5	2.5	1.2
	ALFA.E4	29.40	39.76	26.47	32.38	54.87	48.03	1.80	9.14	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
29	TTE	369.1	376.0	384.5	405.6	423.1	428.1	435.3	395.9	358.7	359.0	359.4	359.5	360.1	360.1	360.1	358.9
	DTTE	12.1	19.0	27.5	48.6	66.1	71.1	78.3	38.9	1.7	2.0	2.4	2.5	3.1	3.1	3.1	1.9
	ALFA.E4	7.98	15.42	22.51	1.81	1.20	1.04	.93	1.17	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
30	TTE	368.4	375.1	383.5	387.3	392.0	391.8	392.9	377.0	358.2	358.6	358.7	359.0	359.3	359.4	359.1	358.4
	DTTE	11.8	18.5	26.9	30.7	35.4	35.2	36.3	20.4	1.6	2.0	2.1	2.4	2.7	2.8	2.5	1.8
	ALFA.E4	9.94	24.85	40.78	39.72	25.54	29.43	37.86	33.95	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
31	TTE	377.9	397.8	426.7	446.7	465.7	473.7	491.9	436.4	358.2	359.5	362.5	366.9	370.1	373.2	376.7	369.6
	DTTE	21.1	40.8	68.0	87.3	105.5	112.7	130.0	73.8	1.4	2.5	3.8	7.5	9.9	12.2	14.8	7.0
	ALFA.E4	1.15	.87	.71	.59	.54	.49	.42	.42	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
32	TTE	375.3	401.6	435.0	457.5	477.6	486.9	506.4	444.7	358.2	361.2	365.1	369.7	373.4	377.9	382.4	373.1
	DTTE	18.5	44.2	74.7	95.9	114.6	122.3	140.3	77.2	1.4	3.8	4.8	8.1	10.4	13.3	16.3	5.6
	ALFA.E4	1.52	.76	.61	.52	.48	.44	.38	.39	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

UPPMÄTTA VÄGGTEMPERATURER (TTE) OCH TEMPERATURDIFFERENSER TERMOELEMENT-BULK (DTTE) I TERMOELEMENTPOSITIONER
SVF PROJEKT 2 OCH 3. KONTROLLMÄTNING. P=240 BAR, DATUM 75-04-29

[illegible]

FIGURER

1. Principskiss av provtubens inkoppling och mätutrustning.
2. Mätpunkternas axiella placering på provtuben.
3. Inborrning av termoelement i provtuben.
4. Temperaturförlopp i provtuben efter avställning.
- 5 - 8. Friktionstryckfall som funktion av medelånghalt och massflödestäthet. 150 och 180 bar, nedre och övre delsträckan. Jämförelse med tidigare mätningar.
9. Värmefflödestäthet på tubens insida mot eldstaden.
10. Inverkan av virvelbildarens placering på effektfördelningen vid reducerad last.
11. Temperaturdifferenser termoelement - bulk mot eldstadens centrum som funktion av axiell koordinat. Inverkan av trycket, 150 - 210 bar, vid nettokokning, $G \approx 2\ 000\ \text{kg/m}^2\text{s}$ och $x \approx 0.2 - 0.3$.
12. D:o, $p = 150 - 180\ \text{bar}$, $G \approx 1\ 000\ \text{kg/m}^2 \times s$ och $x_{\text{in}} \approx 0.2$.
13. D:o, $p = 150 - 210\ \text{bar}$, $G \approx 1\ 000\ \text{kg/m}^2 \times s$ och $x_{\text{in}} \approx 0.4$.
14. D:o, $p = 150 - 240\ \text{bar}$, låga massflödestätheter och ångkylning utan vatteninblandning.
15. D:o, $p = 150\ \text{bar}$, inverkan av massflöde och inloppsentalpi
16. Jämförelse av värmeövergångskoefficienter erhållna vid kontrollmätningar och ursprungliga mätningar vid 240 bar.
17. Provtubens geometriindelning för CEWIND-beräkningar.
18. Värmefflödestäthet, azimuthalt, på provtubens utsida (input) och på insidan enligt CEWIND-1100. Fall 5, $\alpha_i = 2.5 \times 10^5\ \text{W/m}^2 \times ^\circ\text{C}$ överallt.
19. Normerad, azimuthal, effektfördelning på provtubens ut- och insida enligt CEWIND-1100. Fall 5, $\alpha_i = 2.5 \times 10^5\ \text{W/m}^2 \times ^\circ\text{C}$ överallt.
20. Värmefflödestätheten, azimuthalt, på provtubens insida enligt CEWIND-1100 för fall med varierande α_i .
21. Temperaturgradient i rörvägg och gränsskikt i högst värmebelastade tvärsnittet enligt CEWIND-1100 för olika beräkningsfall.





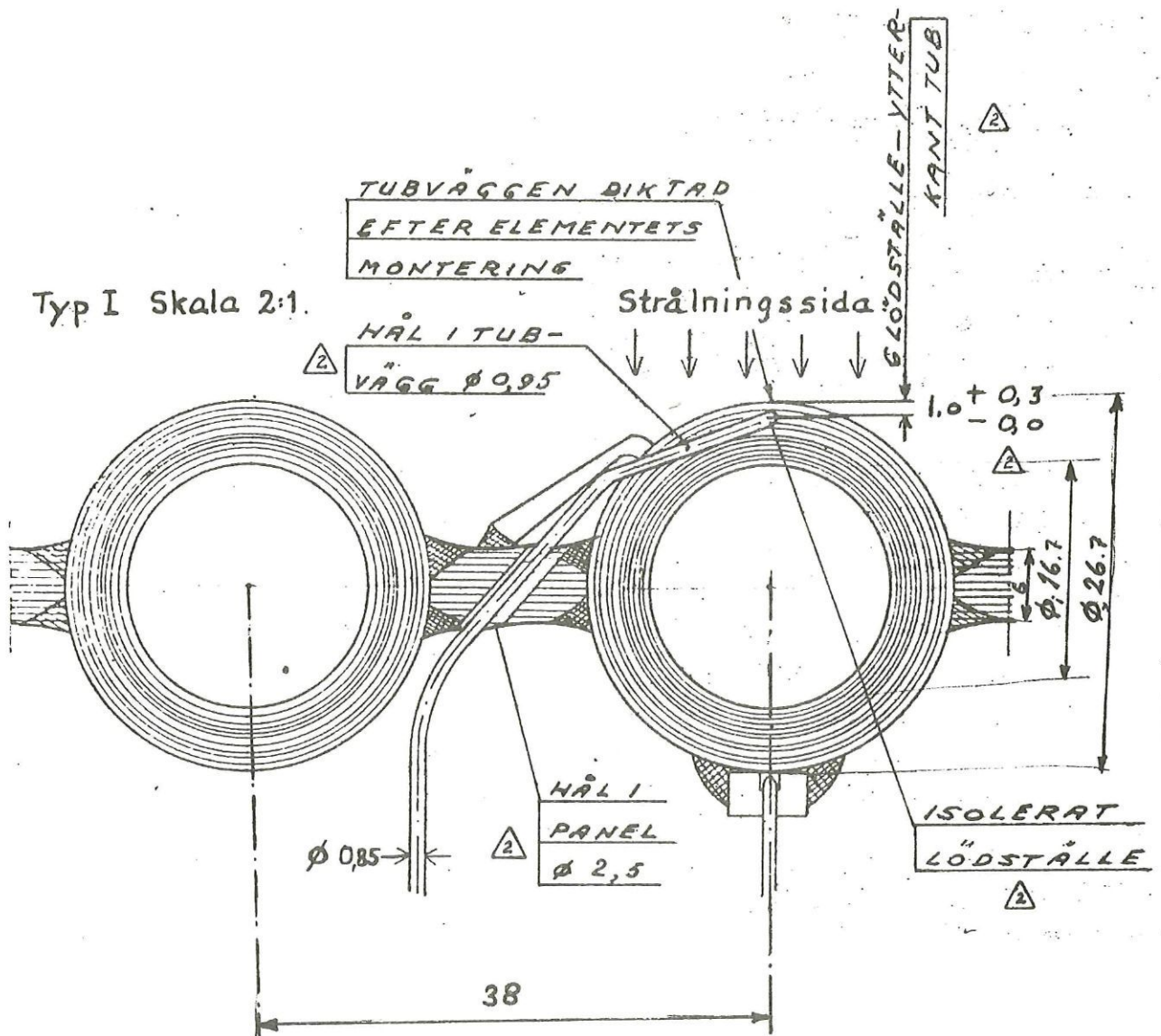
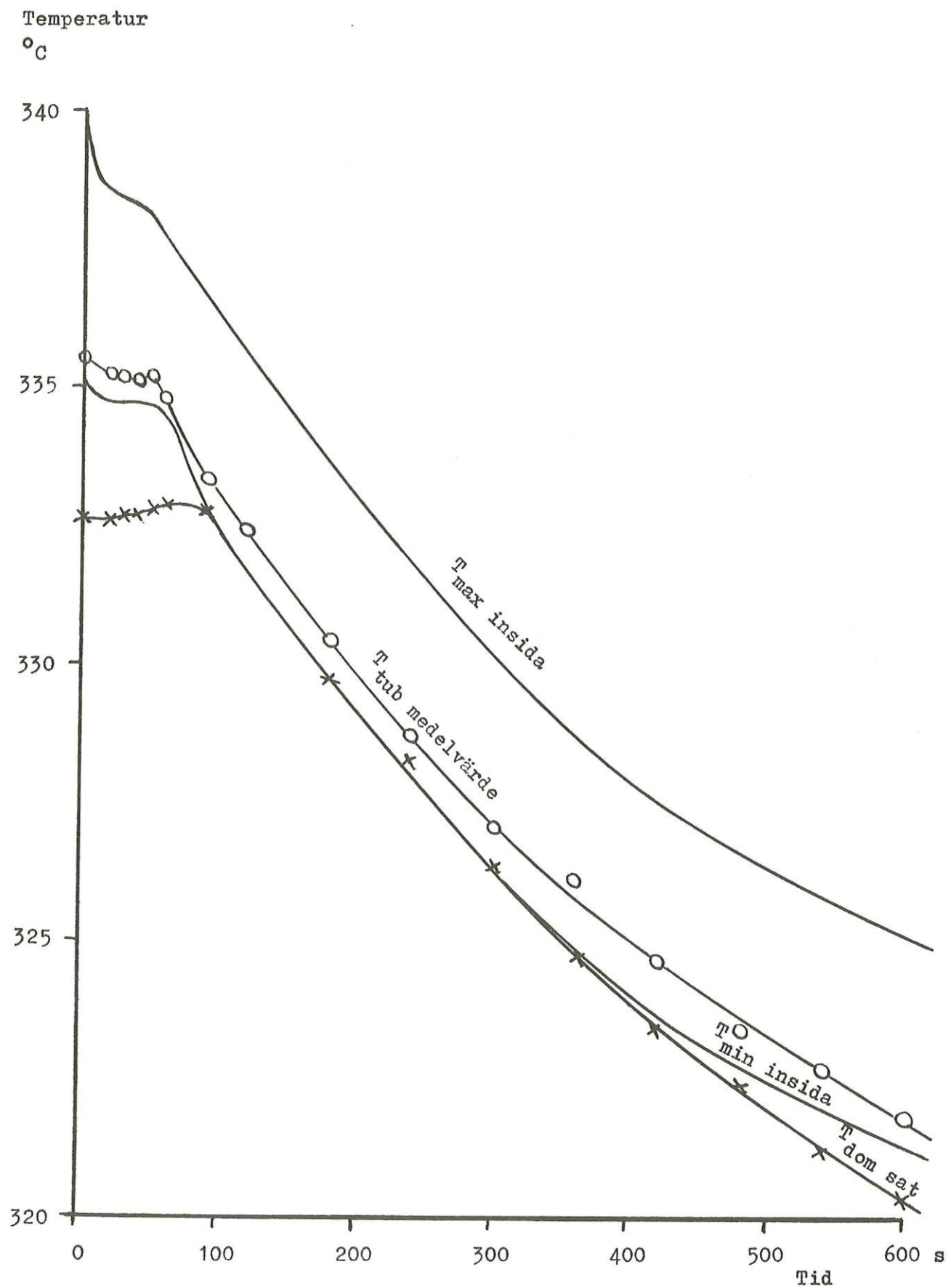


Fig. 3. Inborrning av termoelement i tubväggen



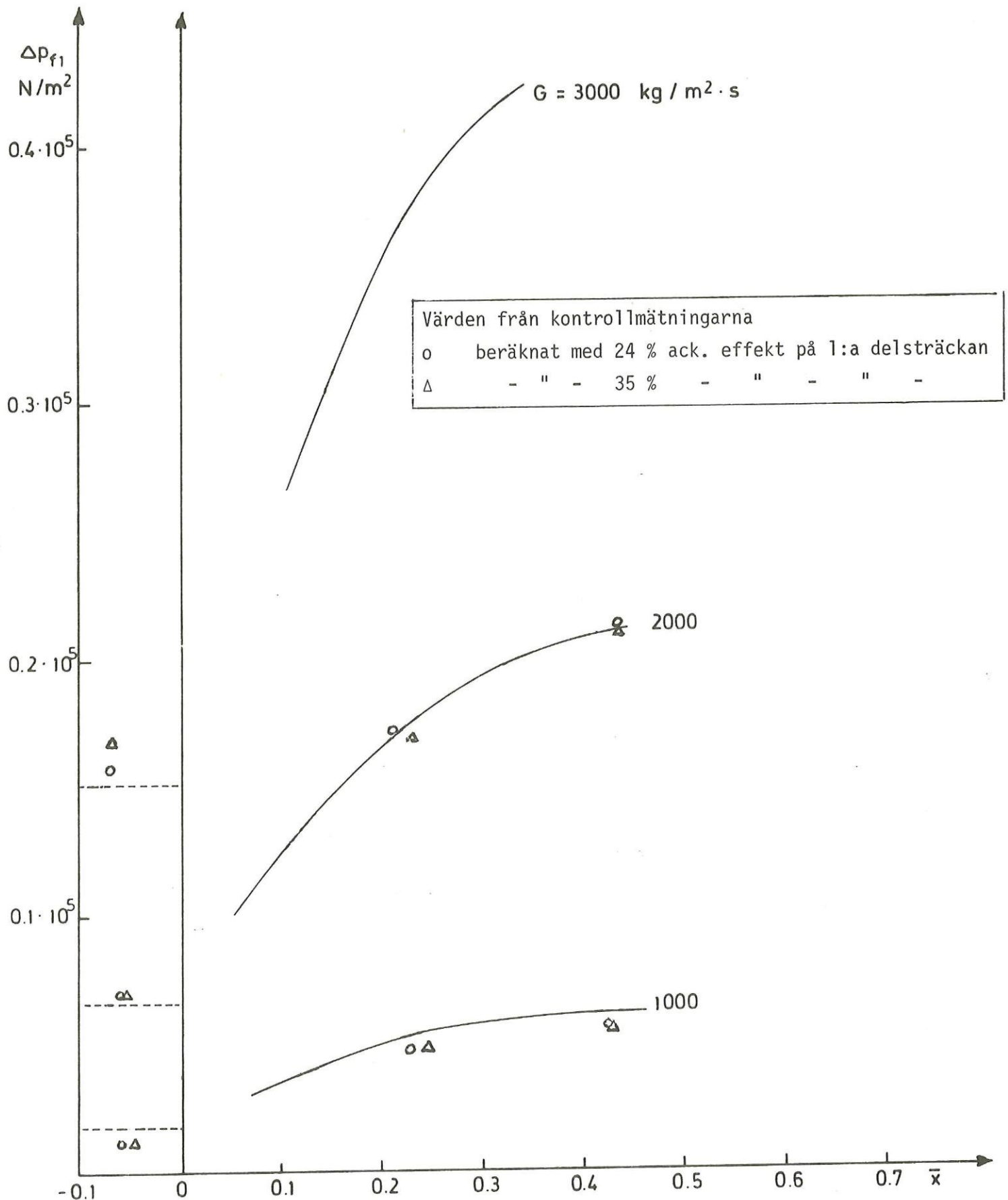


Fig. 5 Friktionstryckfall som funktion av ånghalten
 $p = 150 \text{ bar}$, nedre delsträckan.

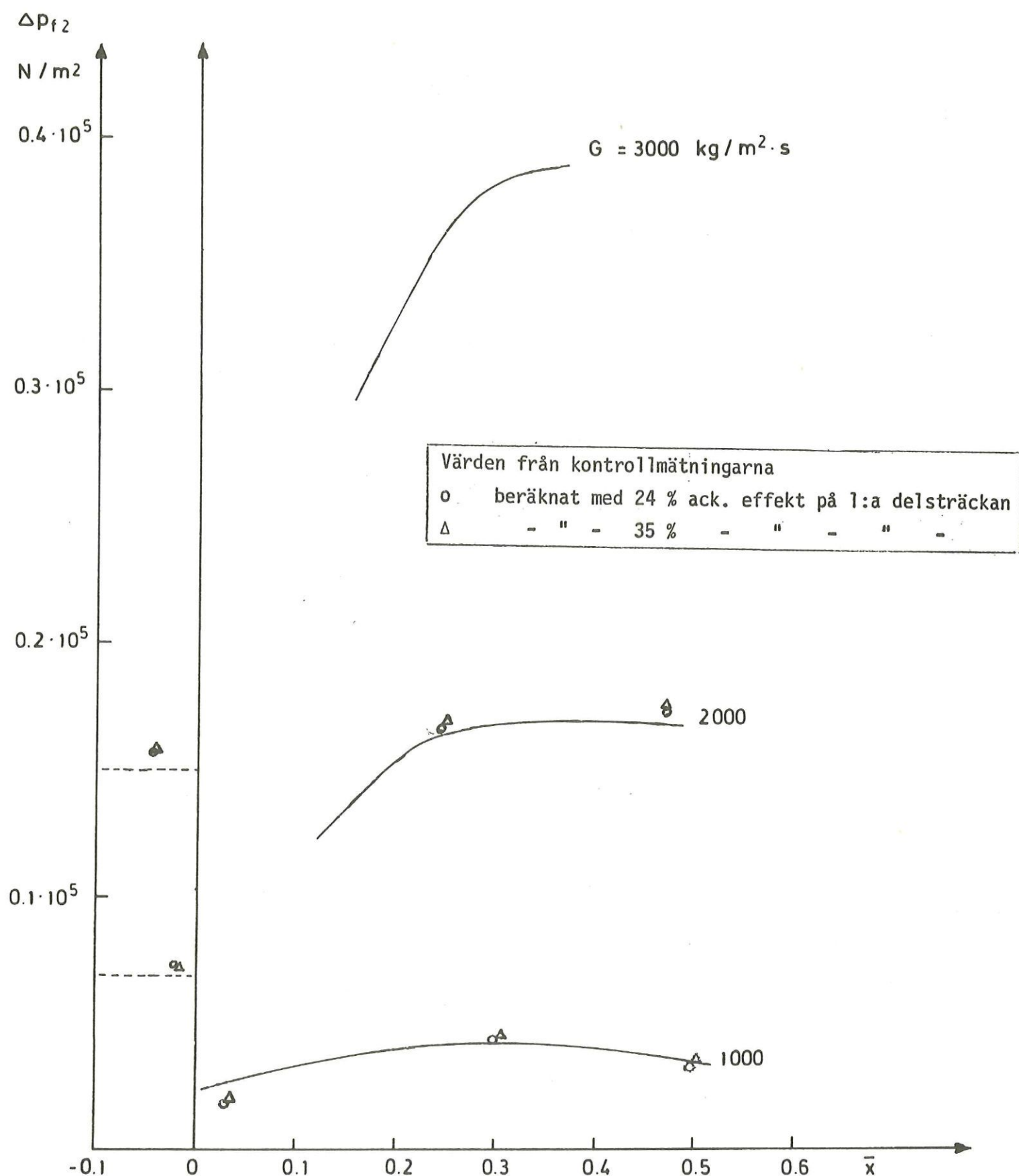


Fig. 6 Friktionstryckfall som funktion av ånghalten.
p = 150 bar, övre delsträckan.

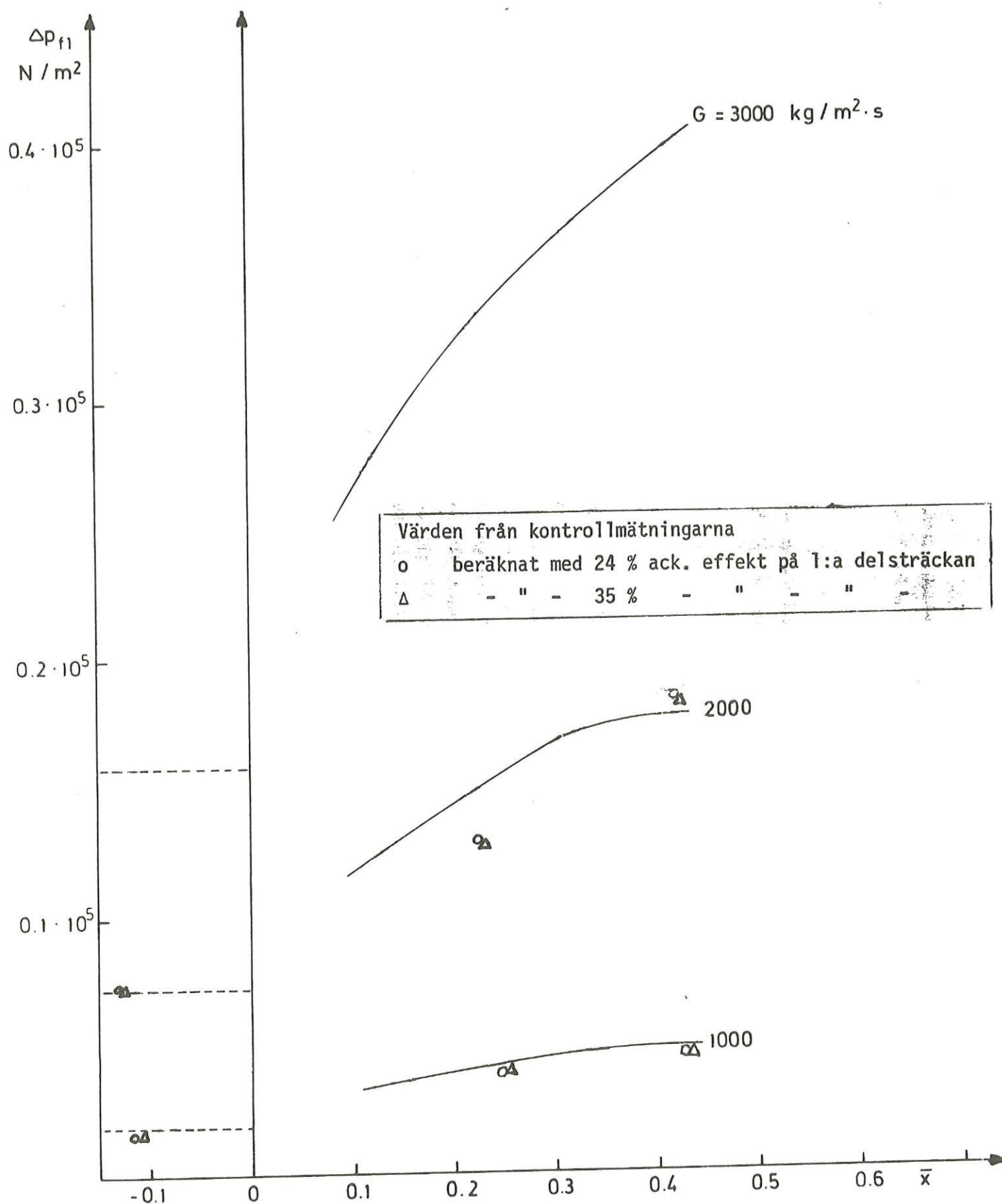


Fig. 7 Friktionstryckfall som funktion av ånghalten.
 $p = 180 \text{ bar}$, nedre delsträckan.

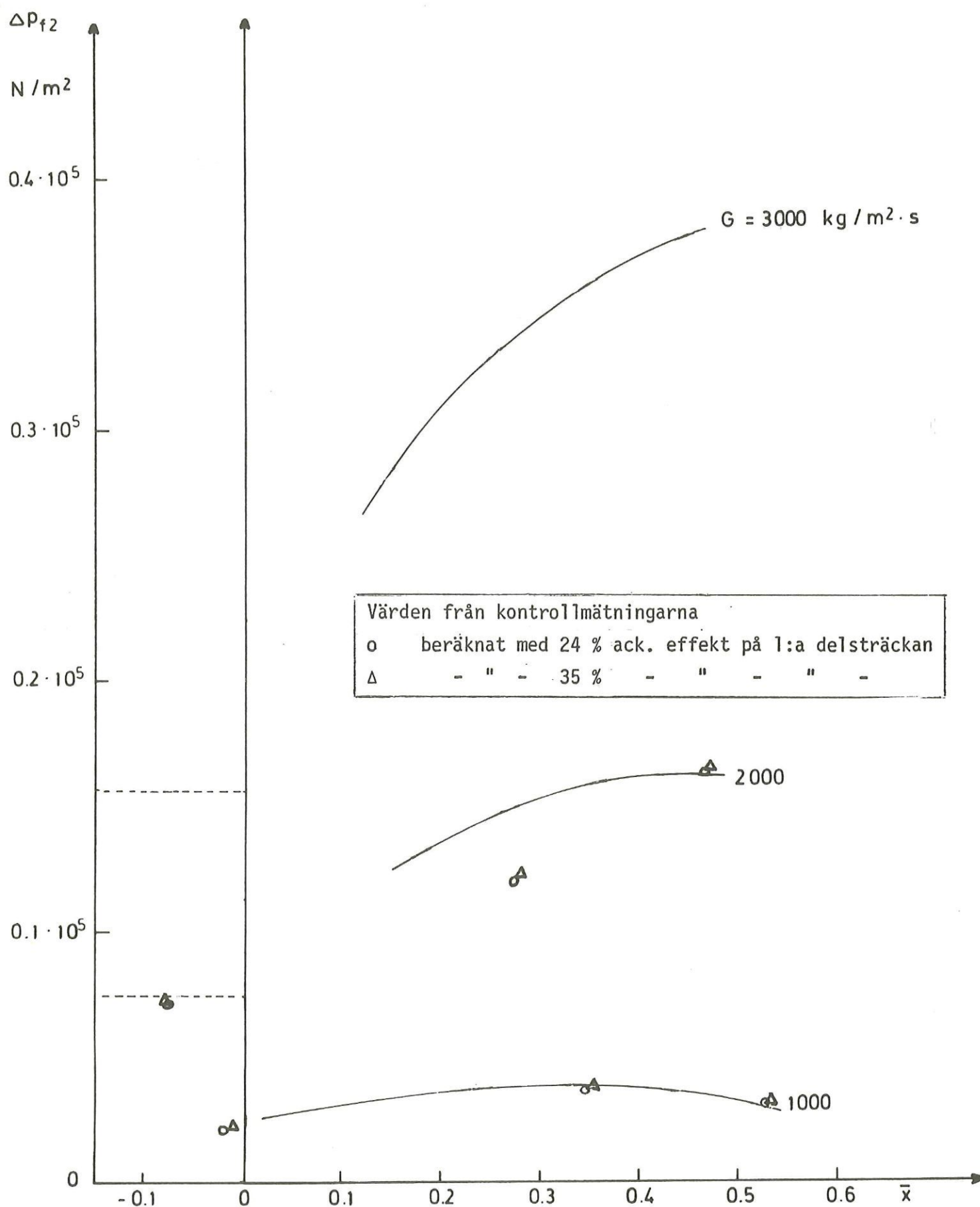
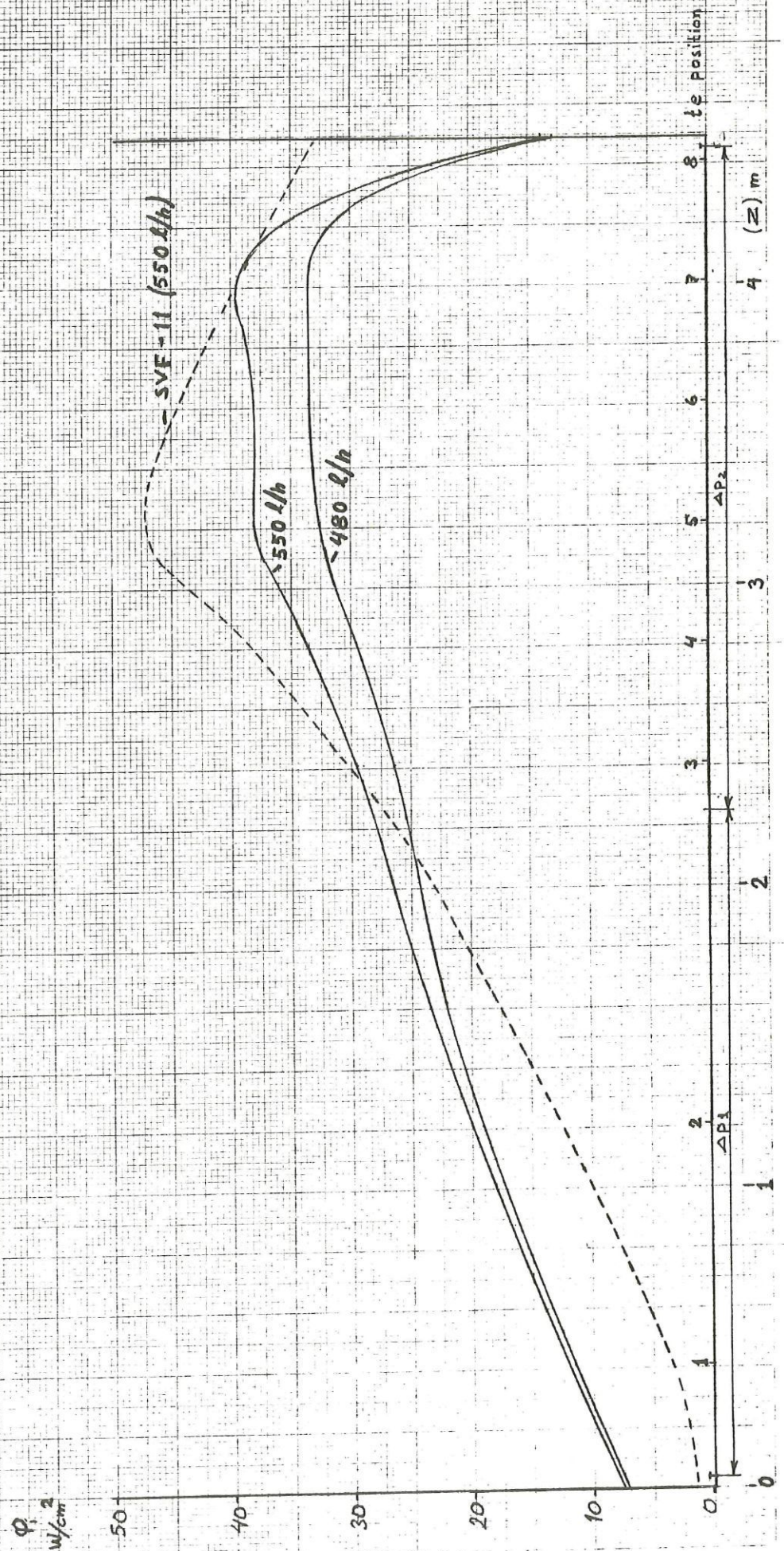


Fig. 8 Friktionstryckfall som funktion av ånghalten.
 $p = 180 \text{ bar}$, övre delsträckan.

Värmefflödestäthet på tubens insida
mot eldstaden beräknad ur väggtemp.-
differenser vid nettokokning.
p=150-180 bar, 480 och 550 l olja/h

AE-RL-1707

Fig 9



Väggtemperaturdifferenser till bulk vid $x < 0$

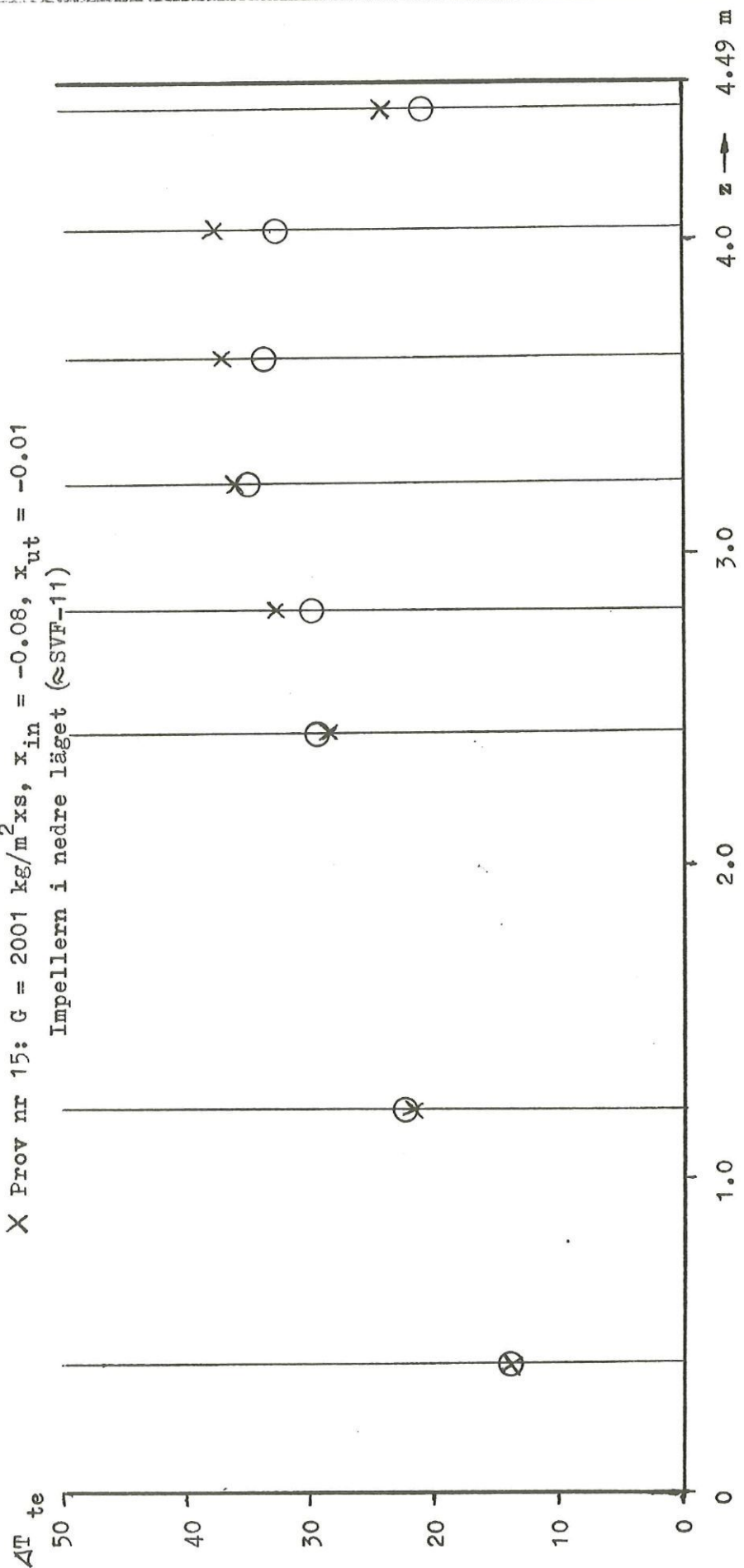
Brännoljeflöde 480 l/h

○ Prov nr 6: $G = 1983 \text{ kg/m}^2 \text{xs}$, $x_{in} = -0.07$, $x_{ut} = -0.01$

Impellern i övre läget

× Prov nr 15: $G = 2001 \text{ kg/m}^2 \text{xs}$, $x_{in} = -0.08$, $x_{ut} = -0.01$

Impellern i nedre läget (≈SVF-11)



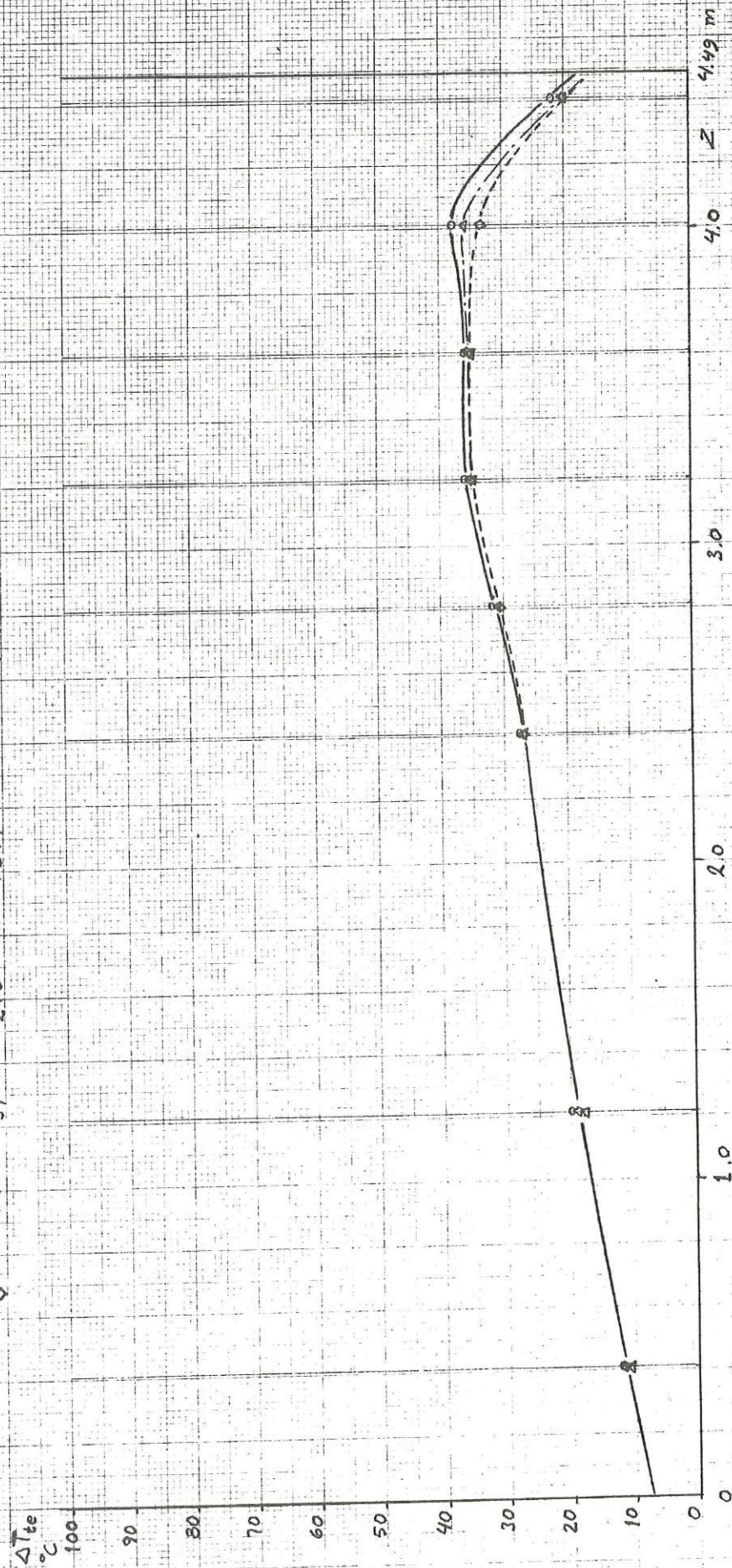
$G \approx 2000 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$
 $x \approx 0.2 - 0.3$

Temperaturdifferenser termoelement - bulk
 mot eldstadens centrum som funktion av
 axiell koordinat. Inverkan av trycket,
 150 - 210 bar vid nettokokning.

AE-RL-1707

Fig 11

q	prov Nr	p bar	G kg/m ² -s	X
Δ	20	150	2013	2.03 - 2.78
Δ	27	180	2033	2.15 - 3.11
Δ	34	210	1814	1.17 - 2.93



$G \approx 1000 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$
 $x_{in} \approx 0.2$

Temperaturdifferenser termoelement - bulk
 mot eldstadens centrum som funktion av
 axiell koordinat. Inverkan av trycket,
 150 - 180 bar vid nettokokning.

AE-RL-1707

Fig 12

prov Nr	P bar	G, kg/m ² s	X
21	150	1004	.209 + .360
28	180	1028	.225 + .414
41	240	949 = G _v	(H _{in} = 20605 KJ/kg)

ΔT_{bc}
 $^{\circ}\text{C}$

100

50

40

30

20

10

0

4.49 m

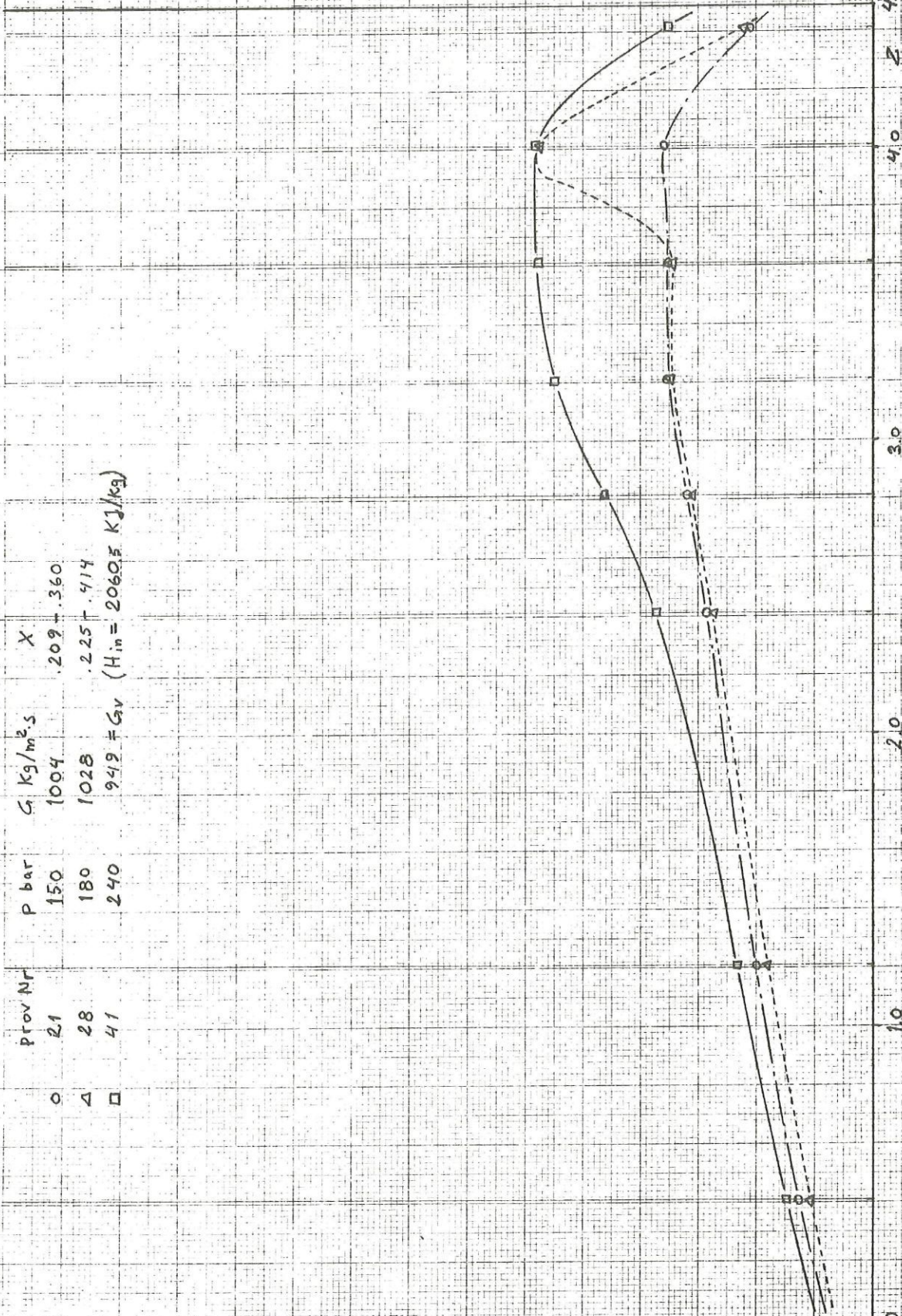
4.0

3.0

2.0

1.0

0



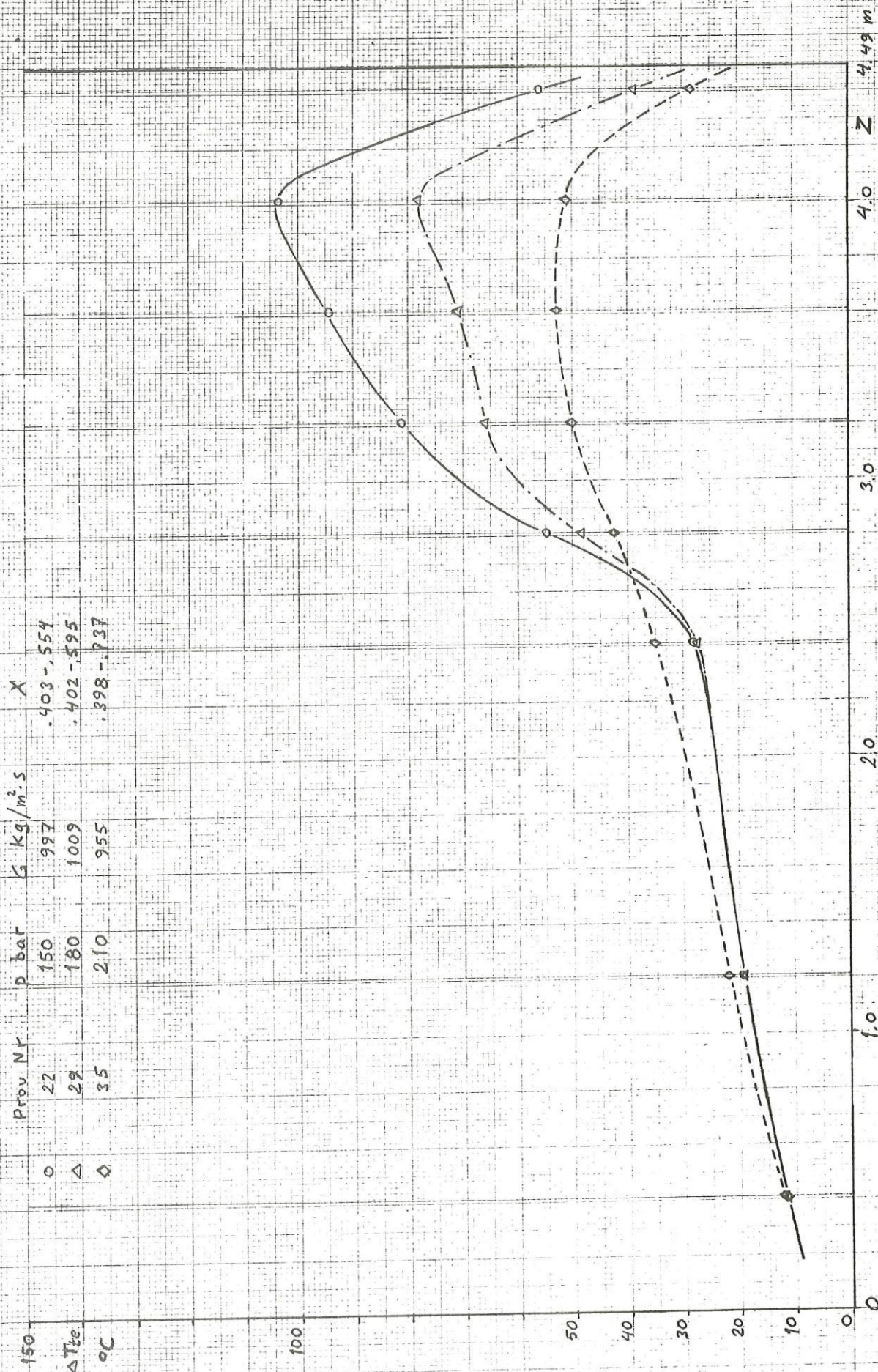
$G \approx 1000 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$

$x_{in} \approx 0.4$

Temperaturdifferenser termoelement - bulk
mot eldstadens centrum som funktion av
axiell koordinat. Inverkan av trycket,
150 - 210 bar vid nettokokning.

AE-RL-1707

Fig 13

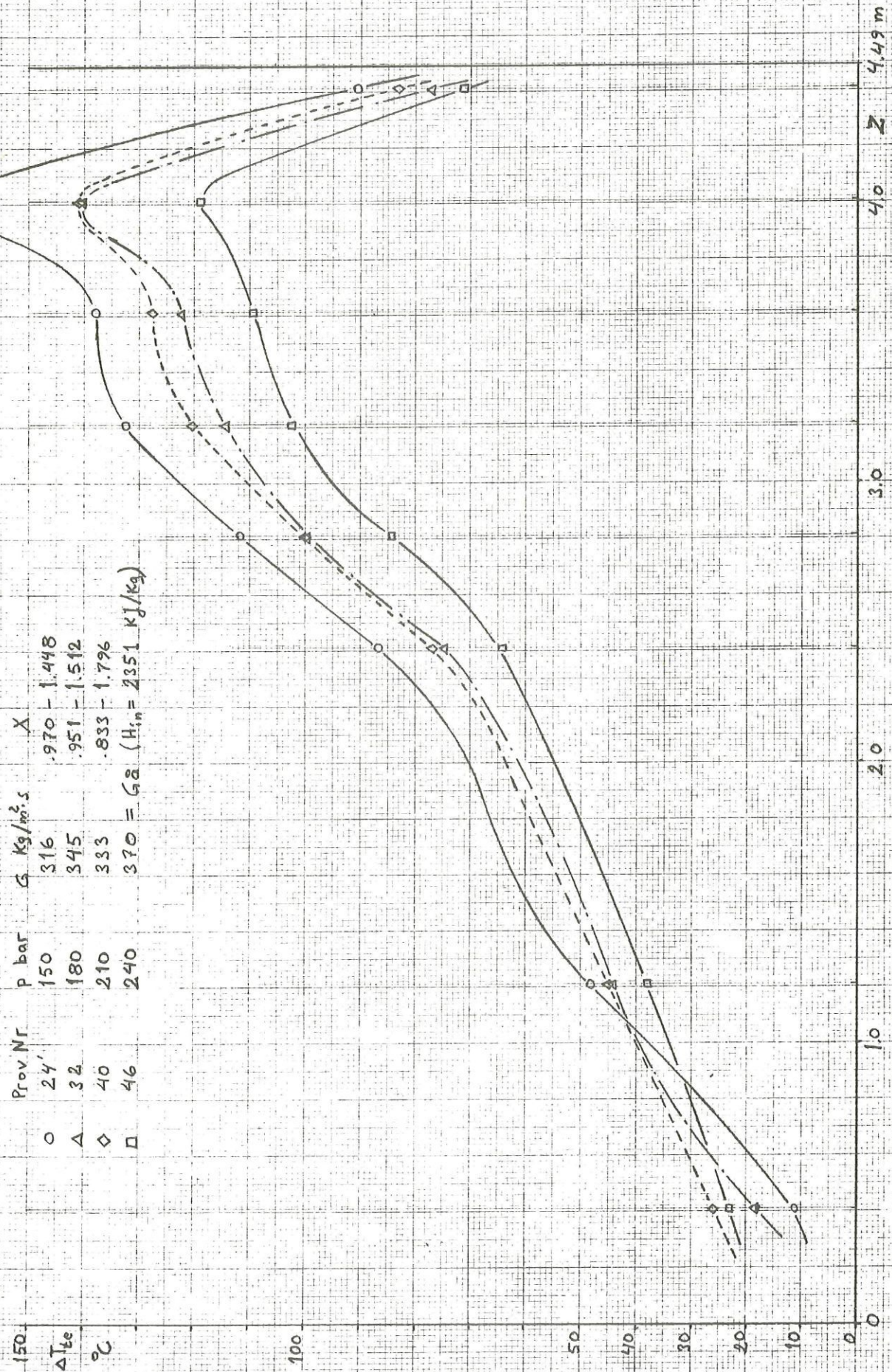


Temperaturdifferenser termoelement - bulk
 mot eldstadens centrum som funktion av
 axiell koordinat. $p=150-240$ bar, låga G
 och ångkylning utan vatteninblandning.

AE-RL-1707

Fig 14

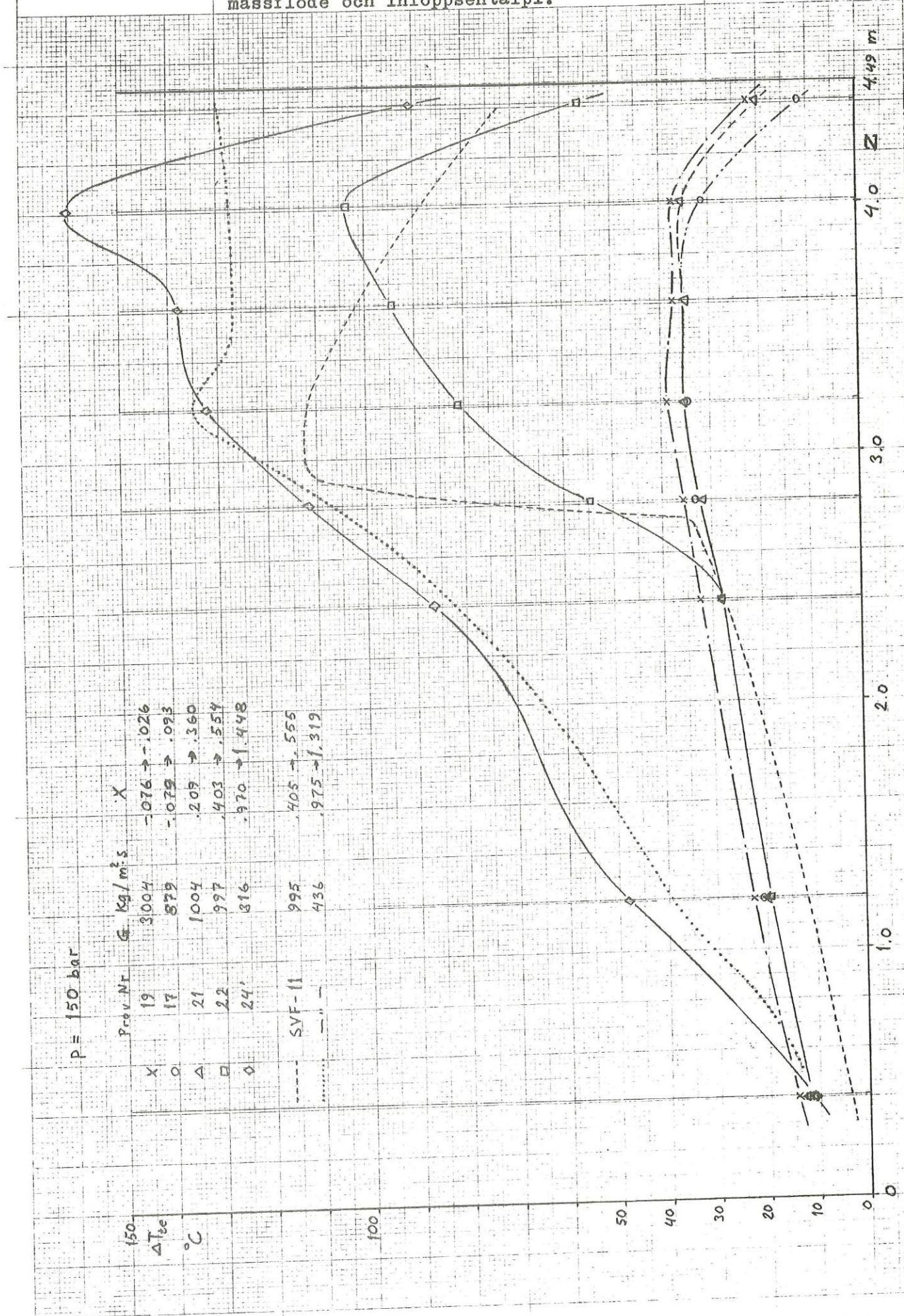
Prov Nr	p bar	G kg/m ² s	X
24'	150	316	.970 - 1.448
32	180	345	.951 - 1.512
40	210	333	.833 - 1.796
46	240	370	$G_2 = 62$ ($H_{in} = 2351$ kJ/kg)



Temperaturdifferenser termoelement - bulk
mot eldstadens centrum som funktion av
axiell koordinat, p=150 bar, inverkan av
massflöde och inloppsentalpi.

AE-RL-1707

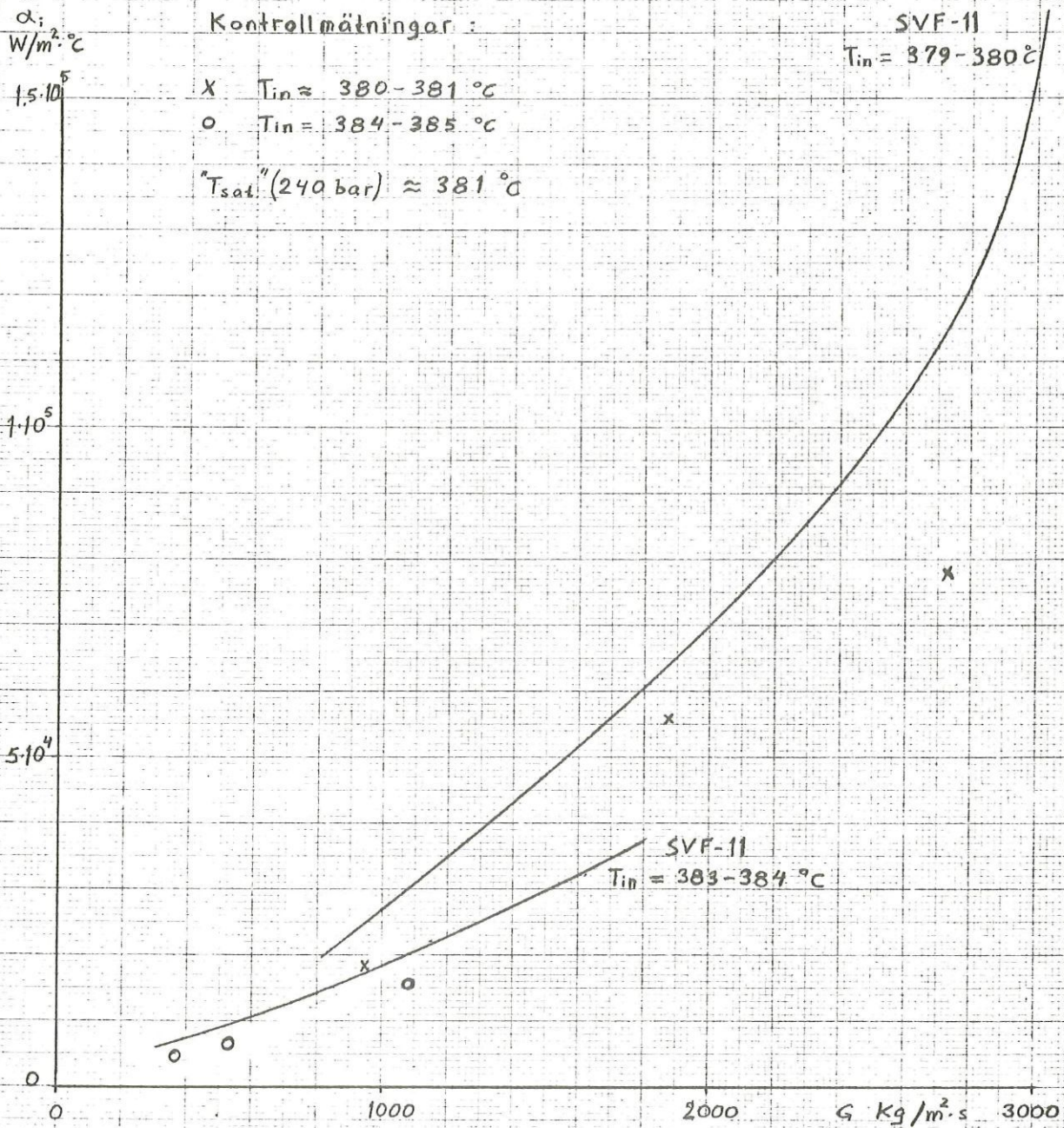
Fig 15

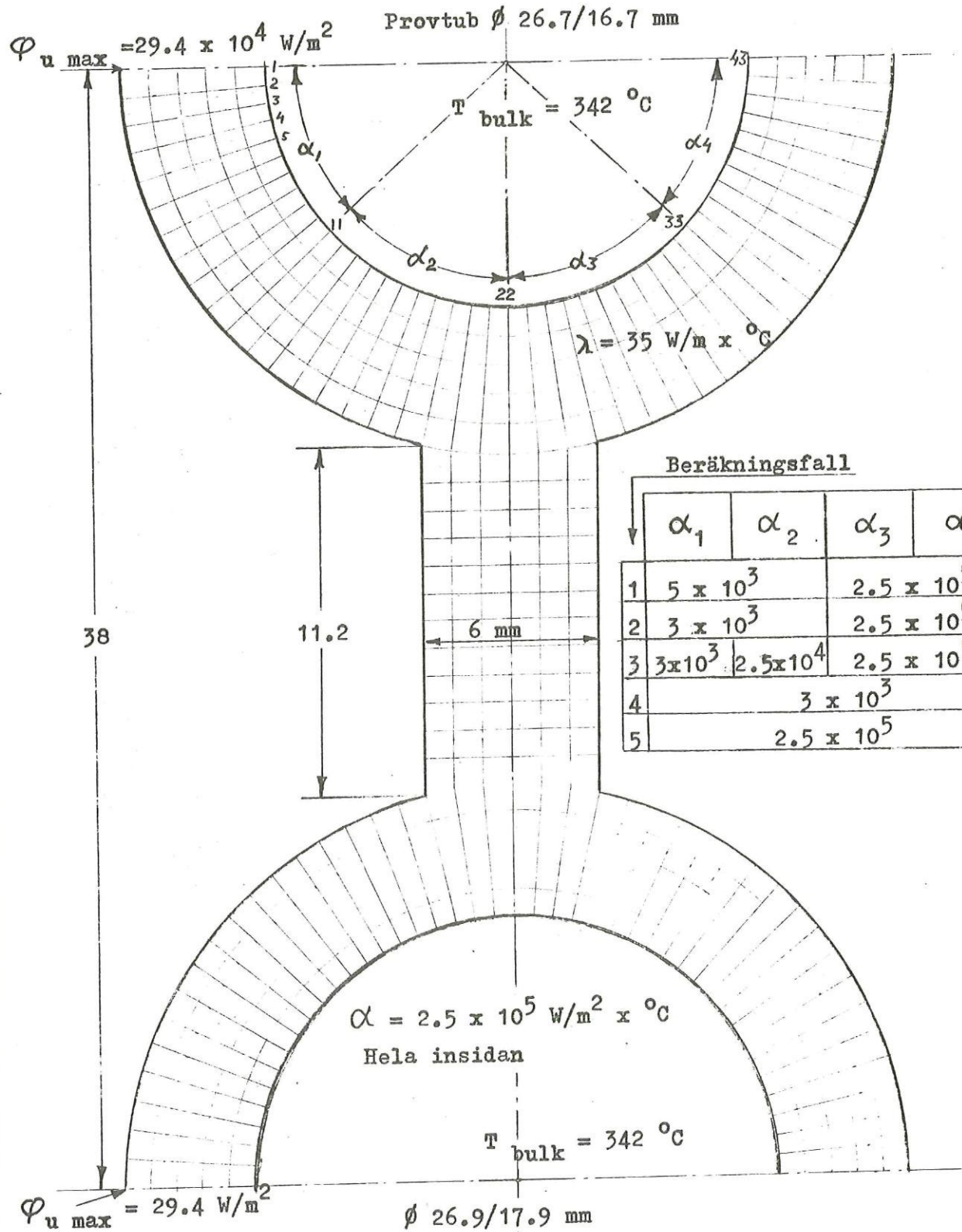


Jämförelse av värmeövergångskoefficienter
erhållna vid kontrollmätningar och
ursprungliga mätningar vid 240 bar.

AE-RL-1707

Fig 16





Värmefflödestäthet, azimuthalt, på provtu-
bens utsida (input) och på insidan enligt
CEWIND- 1100. Fall 5, $\alpha_1 = 2.5 \times 10^5$
 $\text{W/m}^2 \times ^\circ\text{C}$ överallt.

AE-RL-1707

Fig 18

Värmefflödestäthet

φ
 W/cm^2

Effektfordelning på insidan
enligt CEWIND- 1100

Effektfordelning
på utsidan (input)

STRÅLNINGSSIDA

UTSIDA

FENA

Vinkel från front mot eldstad 180°

90°

15

10

5

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

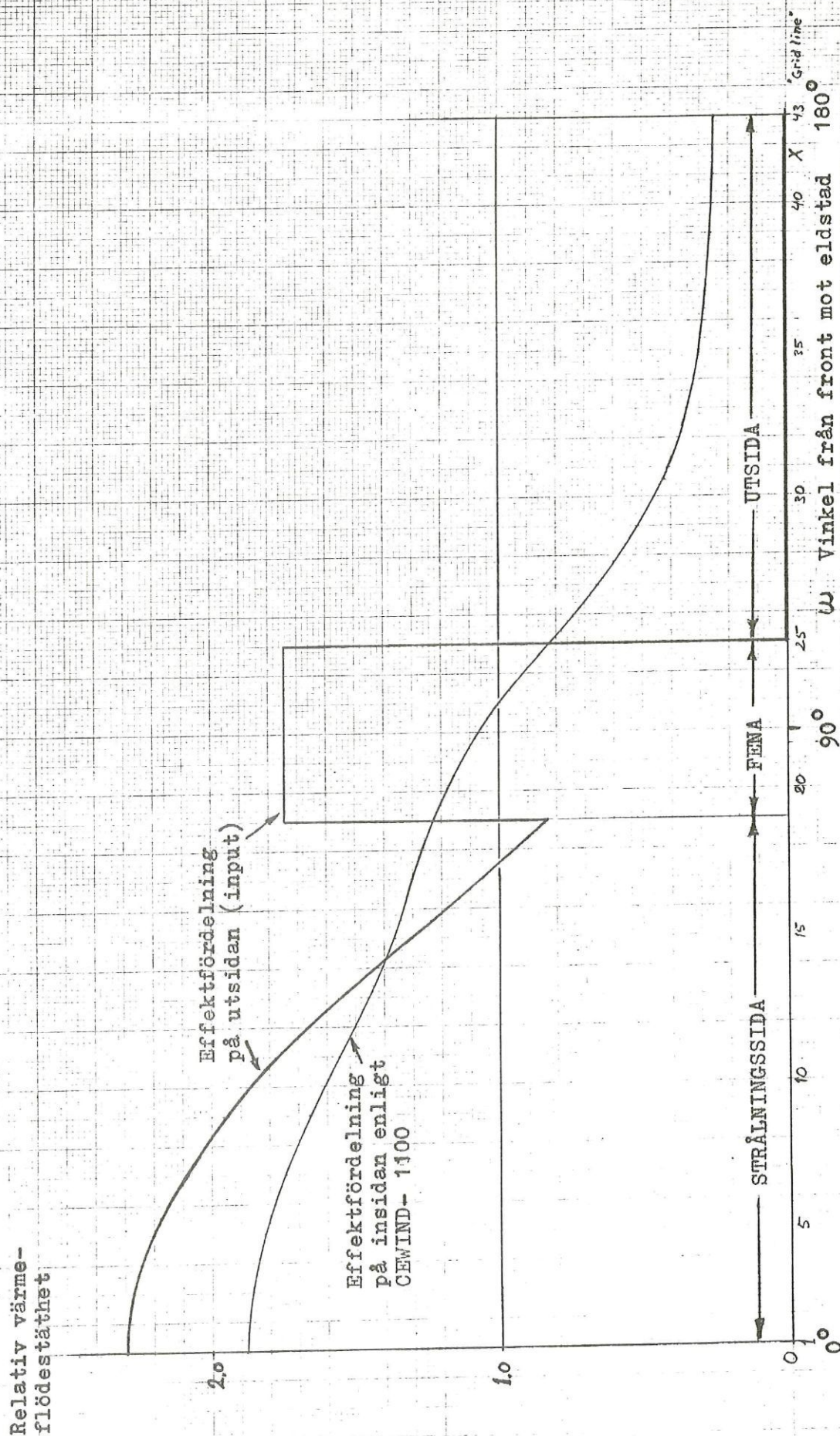
0

0

Normerad, azimuthal, effektfördelning på
 provtubens ut- och insida enligt CEWIND-
 1100. Fall 5, $\alpha_1 = 2.5 \times 10^5 \text{ W/m}^2 \times ^\circ\text{C}$
 överallt.

AE-RL-1707

Fig 19

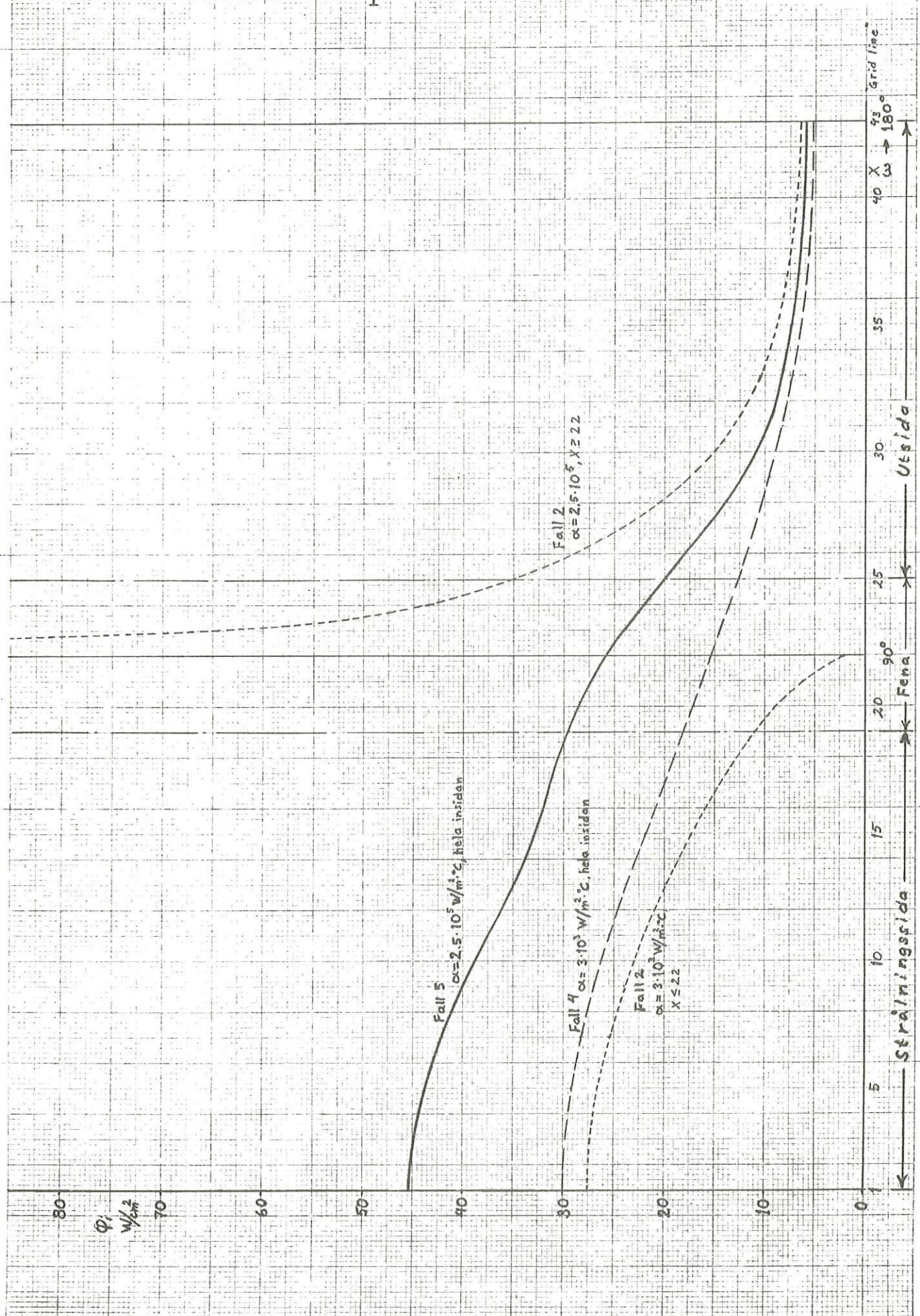


Värme flödestätheten, azimuthalt,
 på provtubens insida enligt
 CEWIND- 1100 för fall med varie-
 rade α_i .

AE-RL-1707

Fig 20

(17)



Temperaturgradient i rörvägg och gränsskikt
i högst värmebelastade tvärsnittet enligt
CEWIND-1100 för olika beräkningsfall.

AE-RL-1707

Fig 21

$$\varphi_{\text{utsidan}} = 29.4 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2$$

Fall	$\alpha_i, \text{ min}$ $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	ΔT_{tot} $^\circ\text{C}$	ΔT_w $^\circ\text{C}$	ΔT_i $^\circ\text{C}$	$\varphi_i \cdot 10^{-4}$ W/m^2
1	$5 \cdot 10^3$	107.4	44.0	63.4	31.7
2	$3 \cdot 10^3$	133.7	41.7	92.0	27.6
3	$3 \cdot 10^3$	108.8	38.0	70.8	21.2
4	$3 \cdot 10^3$	143.1	43.1	100.0	30.0
5	$2.5 \cdot 10^5$	50.5	48.7	1.8	45.3

