

Konstruktion och provning av avloppsvärmeväxlare

Anders Hedlund
Lennart Litzberg

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	Ser

K
A/T

R104:1982

KONSTRUKTION OCH PROVNING
AV AVLOPPSVÄRMEVÄXLARE

Anders Hedlund
Lennart Litzberg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
790089-3 från Statens råd för byggnadsforskning
till Skandinavisk Installationssamordning AB,
Stockholm.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R104:1982

ISBN 91-540-3786-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm.

LiberTryck Stockholm 1982

INNEHÅLL

SAMMANFATTNING	5
1. INLEDNING	8
1.1 Avloppsvatten som värmekälla	8
1.2 Försmutsning av värmeöverförande ytor	8
1.3 Placering av avloppsvärmeväxlare	11
1.3.1 Placering direkt efter avloppskällan	12
1.4 Avloppsvärmeväxlare för renat avloppsvatten	19
1.5 Tidigare arbeten	20
2. BESKRIVNING AV PROVANLÄGGNINGEN OCH DESS FUNKTION	21
2.1 Inledning	21
2.2 Beskrivning av värmeåtervinningsprocessens funktion	21
2.3 Värmeväxlaren och dess funktion	22
2.4 Provanläggningens utförande och dimensioner	24
3. MÄTUPPSTÄLLNING OCH MÄTUTFÖRANDE	29
3.1 Målsättning	29
3.2 Mätuppställning	30
3.3 Mätningens utförande	32
3.4 Mätinstrument	33
3.4.1 Temperaturmätningar	33
3.4.2 Vattenflödesmätningar	34
4. MÄTRESULTAT	36
4.1 Beräkning av värmegenomgångstal	36
4.1.1 Felanalys	37
4.2 Beräkning av värmeövergångstal på rörslingornas utsida	40

4.3	Avloppsflöde som funktion av varv- tal och spaltöppningar	51
4.4	Mätningar av temperaturverknings- graden	52
4.5	Försmutningsmätningar	52
5.	SLUTSATSER	56
6.	REFERENSER	58

SAMMANFATTNING

Intresset för att använda avloppsvatten som värmekälla har ökat behovet att utreda och utforska den inverkan försmutsningen har på de värmeöverförande ytorna i en värmeväxlare.

Flera sätt att utföra avloppsvärmväxlare finns. Alltifrån konventionell teknik utan några speciella åtgärder förutom manuell rengöring vid behov, till kontinuerliga rengöringsmetoder. I denna rapport finns redovisade provningar på en avloppsvärmväxlare konstruerad för kontinuerlig rengöring av de värmeöverförande ytorna.

Värmväxlaren är utförd som en cylindrisk behållare i vilken 4 rörslingar är koncentriskt placerade. Rörslingornas utsida hålls rena av borstar som är fästade i en arm kopplad till en centralt placerad "omrörarmotor".

I bild 1 visas resultaten från en mätning med av fettförsmutsat vatten - inkommande avloppsvatten hade en fettkoncentration av c:a 400 mg/l - och slingor med och utan borstar.

Resultatet ger en försämring av k-värdet med c:a 10 % för oborstade slingor jämfört med borstade. Då den relativa mätnoggrannheten var stor och provet utfördes under en kort period bör inga kvantitativa slutsatser dras av mätningarna. Skillnaden i försmutsning underströks dock kraftigt då slingorna avtorkades efter avslutat prov. Borstarnas rörelse i vattnet ger även en kraftig vattenrörelse längs rören som gör att värmeövergångstalet på rörslingornas utsida ökar.

I bild 2 har värmeövergångstalet på slingornas utsida redovisats som

$$\text{Nu Pr}^{-1/3} = f(\text{Re})$$

där borstarnas perefierhastighet ingår i Re-tal. I bilden finns även resultaten från mätningar på en tidigare prototyp med samma principiella konstruktion. Genom att placera mellanväggar mellan rörslingorna erhålles en stegvis sänkning av avloppstemperaturen. Då de seriekopplade rörslingorna kopplas i motström mot avloppsflödet erhålles en temperaturverkningsgrad för kylvattnet mellan 50 - 75%. För ett fullskaleutförande med mer än 3 slingor med mellanväggar mellan samtliga t.ex. 6 st kan temperaturverkningsgrader över 80% förväntas.

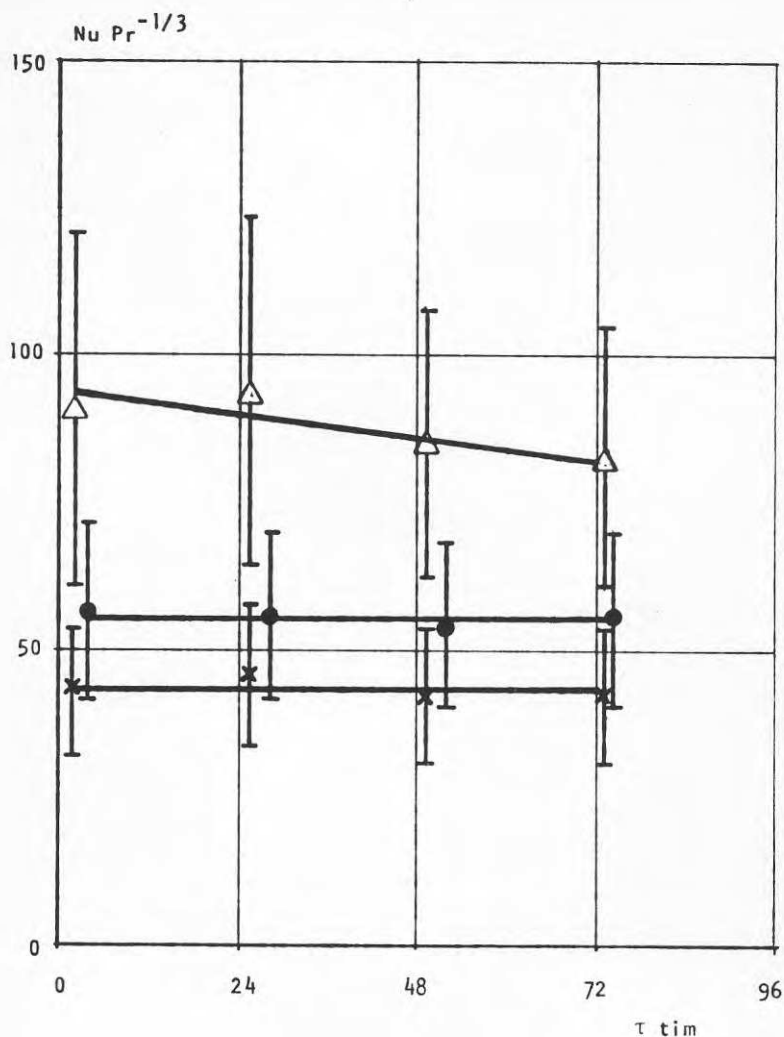


Bild 1 Försmutsningens inverkan på värmeövergången, redovisade som $Nu \cdot Pr^{-1/3} = f(\tau)$

Δ är mätvärden från icke borstad värmeyta

\circ och \times är mätvärden från borstade värmeytor

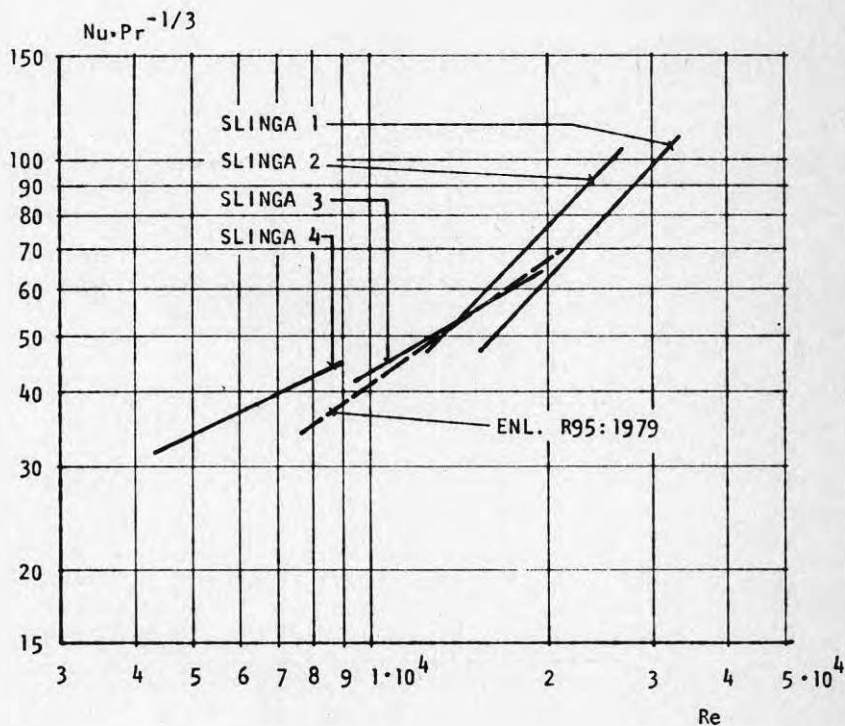


Bild 2 $Nu \cdot Pr^{-1/3}$ som funktion av Re -tal (baserat på borsthastigheten) för slingorna 1-4, samt som jämförelse resultat från R95:1979.

1 INLEDNING

1.1 Avloppsvatten som energikälla

Att utnyttja värmeenergin i avloppsvatten som värmekälla har blivit alltmer angeläget ju mer energipriserna stiger.

I regel avser man att återvinna energi ur renat avloppsvatten, t.ex. efter avloppsreningsverk och då med konventionell teknik kompletterad med någon form av filter före den värmeupptagande ytan.

Som alternativ till filter finns lösningar med periodisk manuell rengöring.

För att erhålla den återvunna avloppsenergin i en mer användbar form kompletteras återvinningsanläggningen oftast med värmepump.

En kraftig utveckling kommer med stor sannolikhet att ske av anläggningar för att ta värmeenergi ur avloppsvatten. Som exempel kan nämnas t.ex. STAL-LAVAL's satsning på stora värmepumpar där man med avloppsvatten som värmekälla levererar ca 2-2,5 ggr mer värmeenergi, vid en temperatur av ca 100 °C, än vad som förbrukas för kompressorns drivning.

Energipotentialen hos avloppsvatten i Sverige är avsevärd och kan från beräkningar av varmvattenbehov uppskattas till ca 15-20 TWh/år.

1.2 Försmutsning av värmeöverförande ytor

För värmeväxlare där värmeenergin överföres med hjälp av strömmande medier sker alltid en försmutsning av de värmeöverförande ytorna.

Försmutsningens storlek och dess tillväxthastighet är främst beroende av de strömmande mediernas föroreningsgrad, men även värmeytornas ytjämnhet och mediernas strömningshastighet påverkar försmutsningsförloppet. Beläggningarna på värmeytorna, försmutsningen, har i regel lägre värmeledningstal än det material som skiljer de strömmande medierna åt. Följden av detta blir att värmegenomgångstalet för värmeväxlaren kraftigt försämras.

Värmegenomgångstalet - k - för en värmeväxlare kan skrivas som

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{in}} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{in} + \frac{A_{in}}{A_m} \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{vwx} + \frac{A_{in}}{A_{ut}} \left[\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ut} + \frac{1}{\alpha_{ut}} \right] \quad (1:1)$$

där $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)$ är värmemotståndet hos försmutsningsskiktet med tjockleken δ och värmeledningstalet λ .

$\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{vwx}$ är värmemotståndet hos skiljeväggen mellan medierna α , är värmeövergångstal och A värmeöverförande yta.

Ekvation 1:1 kan också skrivas som

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_0} + \frac{1}{k_s} \quad (1:2)$$

där k_0 är värmegenomgångstalet för en ren värmväxlare och $1/k_s$ är det av försmutsningen förorsakade värmemotståndet och lika med

$$\frac{1}{k_s} = \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{in} + \frac{A_{in}}{A_{ut}} \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ut} \quad (1:3)$$

Storleken av k_s är beroende på främst det strömmande mediet och några erfarenhetsvärden enligt Mac Adams (1954) ses i tabell 1.1

Tabell 1.1 Värden på k_s i $W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$

	<1	>1
Väggtemperatur $^\circ C$		<115
Vattentemperatur $^\circ C$		<50
Vattenhastighet m/s		
Destillerat vatten	11000	11000
Stadsvatten	5600	5600
Bräckt, rent flodvatten	2800	5600
Gyttjigt, slamhaltigt flodvatten	1900	1900
Chicago sanitary canal	740	970

Vid konstruktionen av en värmväxlare tas hänsyn till försmutsningen antingen genom att överdimensionera värmeytan eller genom att föreskriva en periodisk rengöring.

I bild 1.1 ses nödvändig ytförstoring av en värmväxlare som funktion av värmegenomgångstalet k_0 för ren värmväxlare och med k_s som parameter. Bilden har konstruerats under förutsättningen att den överförda effekten skall vara konstant och oberoende av försmutsningen och att därvid den logaritmiska medeltemperaturdifferensen också är konstant.

Den nödvändiga ytförstorningen f är definierad som

$$f = \frac{A - A_0}{A_0} \quad (1:4)$$

där A är erforderlig värmeyta med hänsyn till sannolik försmutsning och A_0 är den värmeyta som behövs vid ren värmeväxlare.

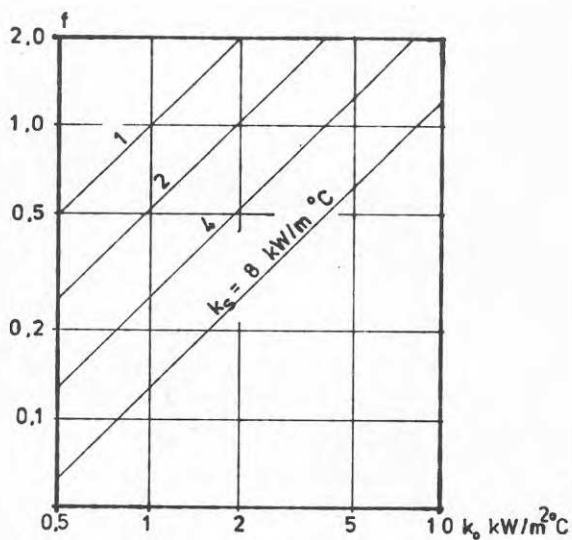


Bild 1.1 Ytförstorningen hos en värmeväxlare, vid försmutsning, som funktion av värmegenomgångstalet k_0 vid ren värmeväxlare och med k_s som parameter.

Av bilden framgår att det vid kraftig försmutsning - k_s mindre än ca $2 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ - och "normala" värme-genomgångstal - större än $1 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ - innebär att en värmeväxlare som är utsatt för kraftig försmutsning skall konstrueras ca 100 % större än om man ej behövde ta hänsyn till försmutsningen.

Är försmutsningen mycket kraftig, k_s mindre än $1 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ måste värmeytan göras tre ggr större än den nödvändiga vid ren värmeväxlare.

Effekten av försmutsningen är mer märkbar då värmeväxlaren är ren än då försmutsningen pågått en tid (Peterson 1978).

Detta innebär att om man önskar hålla nere storleken på värmeväxlarytan hos en avloppsvärmeväxlare så är en kontinuerlig rengöring den enda lösningen.

1.3 Placering av avloppsvärmeväxlare

Det finns i huvudsak två tänkbara placeringar av avloppsvattenvärmeväxlare, i eller omedelbart efter den byggnad där kallt- och varmt förbrukningsvatten blandas och förorenas till avloppsvatten, eller efter reningsprocessen i avloppsreningsverket.

Vid placering direkt efter "avloppskällan", i orenat avloppsvatten, är det främst den kraftiga föroreningen och flödesvariationerna hos avloppsvattnet som bestämmer utförandet av återvinningsanläggningen. Variationerna i värmebehov hos den värmesänka till vilken den återvunna energin skall avges, speciellt vad gäller varmvattenberedning, påverkar också systemutförandet för återvinningsanläggningen.

1.3.1 Placering direkt efter "avloppskällan"

Fördelarna med att återvinna värmeenergin ur avloppsvattnet innan detta lämnar den byggnad där det bildats är i första hand dess höga temperatur. Avloppsvattnet från en byggnad har en varierande temperatur med toppar uppåt 40 °C och med ett medelvärde av ca 20 °C, högre för sjukhus, tvätterier o.s.v. men lägre för bostäder och kontor.

En återvinning vid "källan" medför också att det är fastighetsägaren som tar tillbaka den energi som han själv har betalt för beredning av varmvatten.

Undersökningar av Bo Adamsson LTH har även visat att nettoeffekten på en villas uppvärmning av kall- och varmvattenförbrukning är en förlust av ca 1000 kWh per år.

Nackdelarna med att placera en avloppsvärmeväxlare direkt i anslutning till "avloppskällan" är främst den kraftiga föroreningen och mängden fasta beståndsdelar i avloppsvattnet men också de stora flödesvariationerna.

Det främsta kravet på en avloppsvärmeväxlare är alltså att den trots den kraftiga föroreningen som avloppsvattnet har när det kommer direkt från en byggnad, skall kunna ta tillbaka värmeenergin så att manuell rengöring och annan skötsel minimeras och att dimensionerande värmeöverföringsförmåga bibehålles.

Flera typer av värmeväxlare för orenat avloppsvatten finns. Axel Johnsson Engineering AB har bl.a. konstruerat tre modeller;

Två helt passiva modeller, en där det varma avloppsvattnet förångar ett köldmedium som sedan kondenserar på t.ex. rör för inkommande förbrukningskallvatten, se bild 1:1.

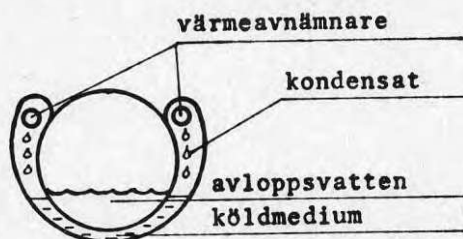


Bild 1:1 Avloppsvärmeväxlare med köldmedium

Den andra värmeväxlartypen är avsedd för mindre förorenat avloppsvatten som t.ex. från tvätterier och kan sannolikt ej användas, då avloppet även innehåller avlopp från toaletter.

Värmeväxlaren är i princip en koncentrisk dubbelrörsvärmeväxlare där den inre avloppsvattenberörda ytan har en mycket hög ytfinish. Den bör kanske ej användas för att förvärma förbrukningsvatten då inget skyddande mellanmedium finns som vid ett läckage kan hindra att avloppsvattnet förorenar förbrukningsvattnet. Se bild 1:2

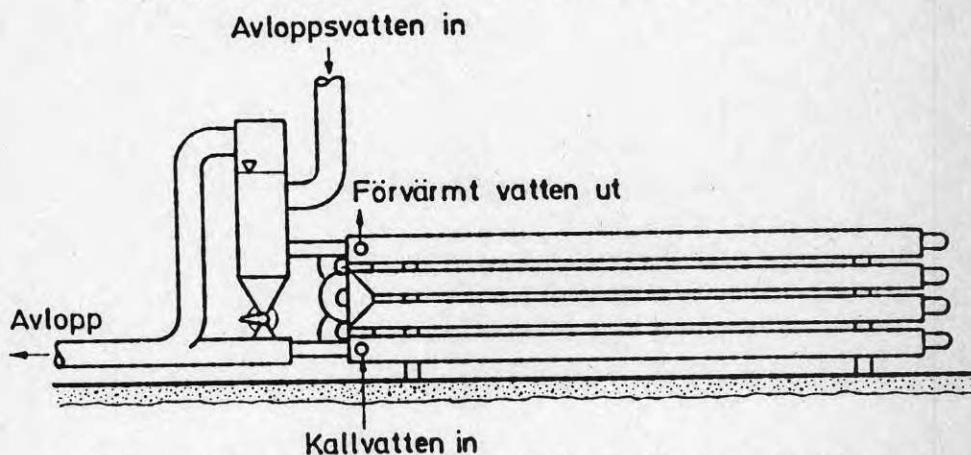


Bild 1:2 Avloppsvärmeväxlare för avlopp utom toalettavlopp

En avloppsvärmeväxlare där även avlopp från toaletter kan användas visas i bild 1:3 och denna värmeväxlare kan liksom de övriga också användas tillsammans med värmepump, även om tillverkaren främst menar att de skall användas för förvärmning av förbrukningsvarmvatten och tvättvatten.

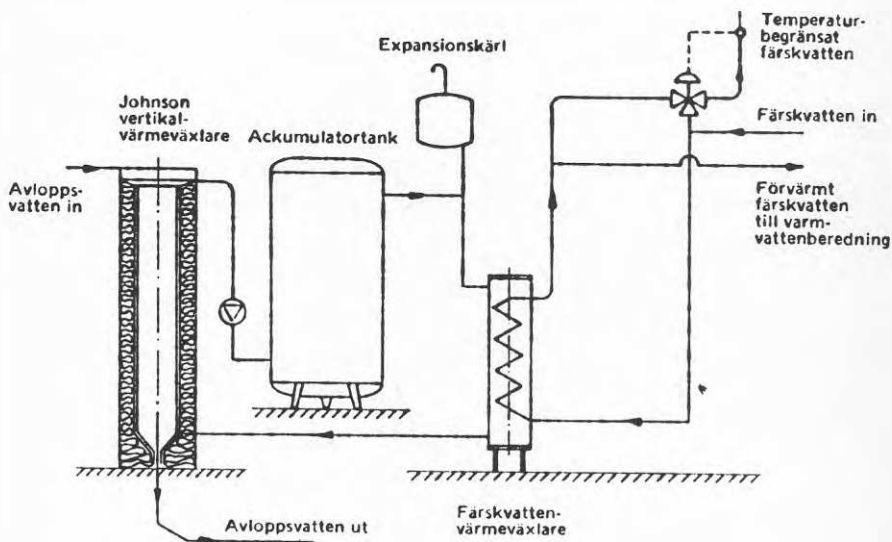


Bild 1:3 Avloppsvärmeväxlare avsedd även för toalettavlopp

Detta är emellertid svårt i kommuner med ett utbyggt fjärrvärmenät då fjärrvärmeleverantören ofta förbjuder en inkoppling av värmeåtervinningsutrustning som höjer fjärrvärmevattnets returtemperatur gentemot vad som skulle erhållas utan värmeåtervinning.

De sista två typerna skall rengöras manuellt med intervall som bestäms av det avloppsvatten som används. Den första är sannolikt ej avsedd att rengöras alls.

För stora anläggningar har hittills konventionell värmeväxlarteknik använts kompletterad med någon form av filter framför värmeväxlaren för att förhindra igen-sättning. Försmutsningsproblemet löses genom periodisk - ofta manuell rengöring.

Den avloppsvärmeväxlare som provas i denna rapport är konstruerad för kontinuerlig rengöring av värme-ytorna. (Se noggrann beskrivning i kap. 2).

Man uppnår då fler fördelar; i första hand hålls värme-överföringsytorna rena så att dimensionerande värme-övergångsvärden kan hållas konstanta och man slipper en manuell rengöringsprocedur.

För att avskilja grövre föroreningar finns en silanordning placerad före värmeväxlaren.

Som framgår av avsnitt 1.2 ökas känsligheten för för-smutsning vid ökande värmeövergångstal.

Det är därför ingen fördel att konstruera en avlopps-värmeväxlare med liten värmeöverföringsyta och höga värmeövergångstal eftersom detta skulle medföra mycket täta rengöringsintervaller.

En kontinuerlig rengöring av värmeytorna medger där- emot att det även för försmutsande medier är möjligt att utföra en kompakt värmeväxlare med höga värmeöver-gångstal.

Den andra svårigheten som skall bemästras vid en åter-vinning av värme ur avloppsvattnet direkt efter "källan" är de kraftiga tidsmässiga variationerna hos avloppsflödets energiinnehåll. Dimensioneras värmeåter-vinningsanläggningen för det maximala energiinnehållet per tidsenhet blir investeringskostnaderna orimligt höga relativt energibesparingen, speciellt då värme-pump används. Om man istället använder medelflödet som dimensioneringsunderlag, återvinns enbart en del av värmeenergin vid flöden som överstiger medelflödet.

Är målsättningen att återvinna all energi ur avloppsvattnet, d.v.s. återställa avloppsvattnets temperatur till den, som inkommande kallvatten har, måste man införa ackumuleringsmöjligheter i återvinningsystemet. I bild 1:4 visas en planerad avloppsåtervinningsanläggning för Blackebergs Sjukhus i Stockholm.

(Värmeåtervinning ur avloppsvatten från Blackebergs Sjukhus R47:1980).

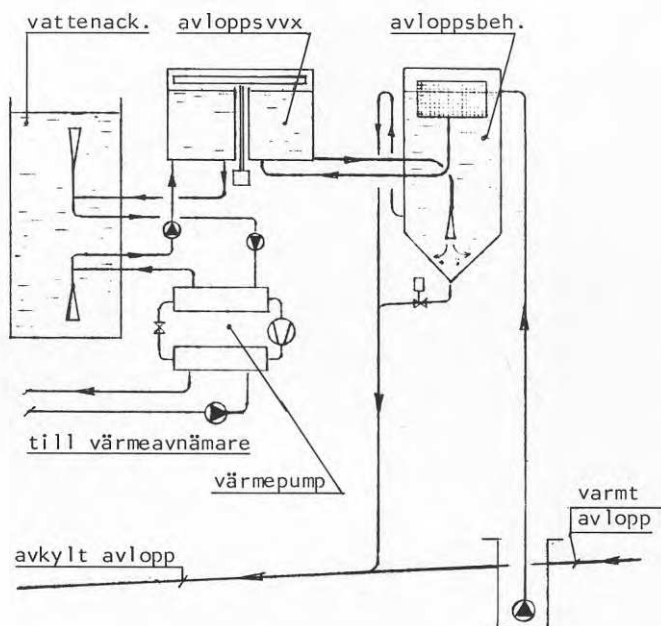


Bild 1:4 Värmeåtervinningsanläggning för avloppsvatten för Blackebergs Sjukhus

Denna anläggning är dimensionerad utifrån den förutsättningen att sjukhusets hela varmvattenberedning och så stor del av hetvarmvattenberedningen som möjligt skall ske med hjälp av avloppsvärmeåtervinningsanläggningen. Det visade sig dock att installationskostnaden blev lägre för samma mängd återvunnen energi om en del av den återvunna värmeenergin användes för värmning av ventilationsluft istället för att bereda varmvatten i den husdel som låg längst ifrån värmeåtervinningsanläggningen.

För att reducera värmepumpens storlek - den komponent som har den högsta marginalkostnaden - blev en ackumulering av avloppsenergin nödvändig.

För att undvika en ackumulering av avloppsvatten utfördes återvinningsystemet med vatten som kylmedium mellan värmepump och avloppsvärmeväxlaren och med hjälp av en stor vattencistern i denna kallvattenkrets erhöles den nödvändiga ackumuleringen av avloppsenergin i ett trevligare medium än avloppsvatten.

För att minimera den erforderliga ackumuleringsvolymen är det därför nödvändigt att temperaturstegringen på kylvattnet är så stor som möjligt, d.v.s. avloppsvärmeväxlaren skall ha stor temperaturverkningsgrad på kylvattensidan. Den tidigare provade värmeväxlaren (BFR rapport R95:1979) var utförd som en behållare där avloppsvattnet strömmade kring en kylvattenslinga. Denna utformning medförde att kylvattnet kunde värmas till högst utgående avloppsvattnets temperatur (se bild 1.5).

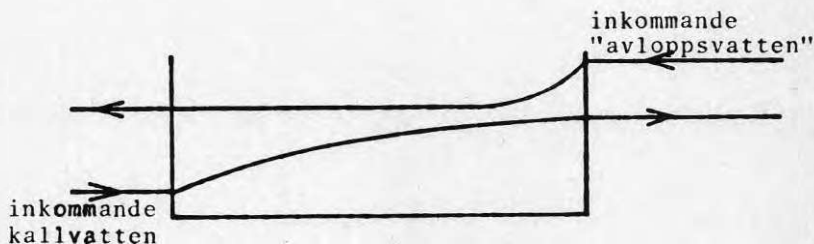


Bild 1.5 Temperaturförlopp i avloppsvärmeväxlare enl. BFR R95:1979

För att förbättra temperaturverkningsgraden har denna konstruktion utvecklats så att avloppsvattnet kyls i flera steg (se del 2, Beskrivning av provanläggningen) vilket ger ett temperaturförlopp enligt bild 1.6.

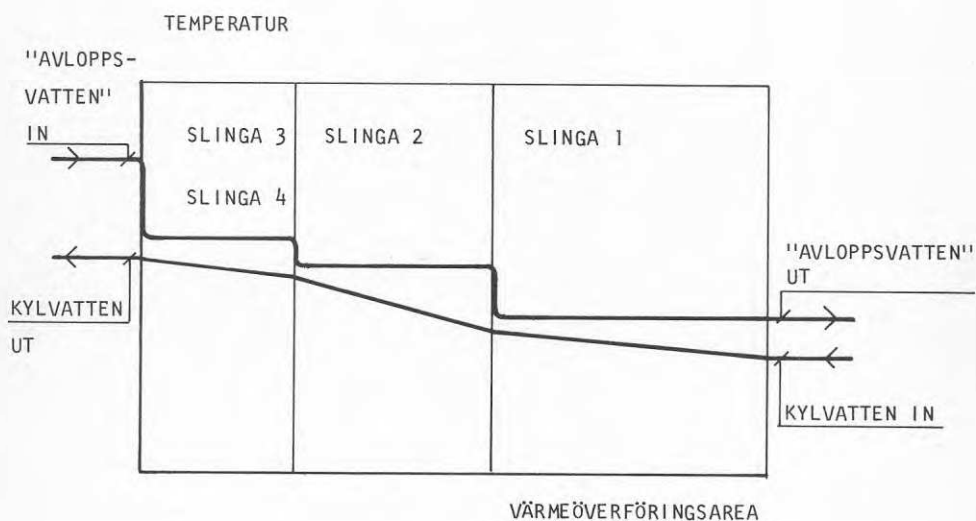


Bild 1.6 Schematiskt temperaturförlopp i avloppsvärmeväxlare.

Därigenom utnyttjas bättre inkommande avloppsvattnets temperatur och temperaturverkningsgraden på kylvattnet har vid försök på denna förenklade provmodell uppmätts till mellan 50 - 75 %.

Vid ett fullskaleutförande med minimum sex steg visar beräkningar att en temperaturverkningsgrad på mer än 80 % skulle erhållas.

1.4 Avloppsvärmeväxlare för renat avloppsvatten

Den för närvarande vanligaste placeringen av en avloppsvärmeåtervinningsanläggning är vid ett avloppsreningsverk i det renade avloppsvattnet.

Man vinner därigenom flera fördelar, jämn temperatur, jämt flöde, relativt rent avloppsvatten och närhet till en stor värmesänka - reningsverkets uppvärmnings- och ventilationssystem.

Stora värmeåtervinningssystem där den återvunna värmeenergin avges till ett fjärrvärmenät är också redan påbörjade.

Trots att avloppsvattnet är renat är försmutsningen av värmeväxlarytorna som är i beröring med avloppsvattnet ett stort problem.

Lösningar där borstar eller skumplastkulor får följa med avloppsflödet genom rören i en tubpanneförångare finns redovisade.

Om borstar används måste avloppsflödets riktning genom förångaren växlas med vissa tidsintervaller.

Metoden med skumplastkulor som kontinuerligt matas in i avloppsflödet före förångaren och återvinns efter förångaren för att återigen matas in före förångaren används av Stal-Laval Turbin AB för en planerad avloppsvärmepump i Uppsala.

Reningsmetoden anges har provats i kraftverkssystem. En placering av en avloppsvärmeväxlare i det renade avloppsvattnet efter ett avloppsreningsverk ställer höga krav på materialval då kloridhalten i det renade avloppsvattnet vissa tider på året är hög p.g.a. den klorering som sker i reningsverket för att reducera bakteriemängden.

1.5 Tidigare arbeten

Ovan har nämnts Byggforskningsrapporterna R95:1979 och R57:1980.

I R95:1979 - "Värmeåtervinning ur avloppsvatten, Försök med skalmmodell" redovisas de prov som utfördes med prototypen till den avloppsvärmeväxlare som utprovas i denna rapport.

Byggforskningsrapporten R47:1980 - "Värmeåtervinning ur avloppsvatten från Blackebergs Sjukhus, Teknisk/Ekonomisk förstudie" - innehåller mätningar på avloppsfloden och dess temperatur samt förslag till en avloppsåtervinningsanläggning med en lönsamhetskalkyl. Detta arbete initierade utvecklingen av den ursprungliga avloppsvärmeväxlaren till en konstruktion med hög temperaturverkningsgrad, vars utprovning finns redovisad i denna rapport.

2 BESKRIVNING AV PROVANLÄGGNINGEN OCH DESS FUNKTION

2.1 Inledning

Provanläggningen är utförd som en modell av ett fullskaleutförande. Den omfattar de komponenter, vars funktioner och prestanda är av särskild vikt att utvärdera. Som fingerat avlopp har använts vanligt ledningsvatten, värmt till temperaturer motsvarande ett avloppsvatten. Att utnyttja verkligt avloppsvatten för proven har av flera skäl ej varit möjligt. Däremot har prov utförts med fett-tillsats i vattnet, animaliskt och vegetabiliskt fett, i halter som motsvarar ett normalt sjukhusavlopp.

Anläggningen är en vidareutveckling av en första skalmodell, vars utprovning rapporterats i BFR-rapport R95:1979. (Värmeåtervinning ur avloppsvatten. Försök med skalmodell. Anders Hedlund, Lennart Litzberg). Ett föreslaget fullskaleutförande och dess funktion har beskrivits i avsnitt 4 i BFR-rapport R47:1980. (Värmeåtervinning ur avloppsvatten från Blackebergs Sjukhus. Teknisk/ekonomisk förstudie. Anders Hedlund). Förslaget bygger i stor utsträckning på preliminära resultat från de provningar som redovisas i här föreliggande rapport.

2.2 Beskrivning av värmeåtervinningsprocessens funktion

Från en ledning (1) (se bild 2.1) inledes avloppsvatten upptill i en öppen cistern (2) med en fri vattenyta (21). Via ett utloppsrör (3a) bortledes motsvarande vattenmängd, som nedkylts i växlarprocessen. Genom en ventil (3b) avtappas i cisternens botten ansamlat slam med en regularitet som bestäms av slam-mängden. Från cisternens övre del strömmar det varma avloppsvattnet via en ledning (4) till en värmväxlare (6).

Värmeenergin i avloppsvattnet avges i värmväxlaren till rörslingor (7), varefter avloppsvattnet strömmar tillbaka till cisternen genom en ledning (5) som mynnar via en diffusor (22) i cisternens bottenområde.

I ett fullskaleutförande är en silanordning förkopplad cisternens utloppsledning (4). Avloppets fasta beståndsdelar kvarhållas därför i cisternen och kommer således ej i beröring med värmväxlarytorna.

Värmväxlarens rörslingor står, via ledningar (8 och 9) i förbindelse med en värmepump (10), där värmeenergin avgives i värmepumpens förångare (11). En drivpump (14) cirkulerar slingornas värmeupptagande medium, som utgöres av vatten, i kretsen slingor - förångare - slingor. I värmepumpen överföres värmeenergin från förångaren till kondensorn (12), varifrån värmebärarledningarna (13) levererar varmt vatten för uppvärmnings- och/eller förbrukningsändamål.

Avloppscisternens funktion är dels, som tidigare nämnts att avskilja och intermitterent avtappa bottenskiktets slamansamlingar och dessutom att utjämna den varierande värmeenergin i avloppsflödet. När mer, respektive mindre värme tillföres cisternen än som svarar mot slingornas kylkapacitet sjunker, respektive stiger nivåskiktet mellan varmt vatten i överdelen och kallt vatten i underdelen. Belastningspendlingarna utjämnas således av en buffertvolym, vars övre gräns ligger vid utloppet till värmväxlaren och undre gräns vid utloppet till nivåöret.

2.3 Värmväxlaren och dess funktion

Värmväxlaren består av en cylindrisk behållare (6) (se bild 2.1 och 2.2). Inne i behållaren är fyra stycken värmväxlarytor (7) koncentriskt anordnade, vilka vardera består av spirallindade, cylindriskt formade "slingregister" (7). Kylmediet införes via en ledning (9) in i och genom det första slingregistret (7), därefter till det innanför liggande andra registret.

Från detta förs kylmediet vidare till det tredje och fjärde registret samt slutligen tillbaka till värme-pumpens förångare (ledning 8).

Mellan de koncentriskt anordnade slingregistren finns två mellanväggar (15), vilka upptill sträcker sig över avloppsvattnets fria yta (21) och således avdelar värmeväxlaren i tre kamrar. Avloppsvattnet, vars värme skall utvinnas, strömmar från den innersta kammaren till den yttersta via öppningar (16) i mellanväggarna, samtidigt som det värmeupptagande mediet strömmar genom de seriekopplade värmeväxlingslingorna i motsatt riktning från det yttersta registret till de innersta. Härvid faller avloppstemperaturen språngvis från kammare till kammare, medan vattentemperaturen i slingorna stiger kontinuerligt.

Upptill i värmeväxlaren, och ovanför vattenytan är en roterbar arm (17) anordnad, driven av en motor (18). Armen är försedd med vertikalt anbringade borstar (19), som bestryker rörslingorna vid armens rotation, varigenom rörslingorna hållas fria från beläggningar som försämrar värmeövergångstalet.

För att få ett mått på borstarnas förmåga att förhindra försmutning har vid ett slingregister, för jämförelse, borstarna ersatts med paddlar (20).

Den för avloppsvattnets cirkulation genom värmeväxlaren erforderliga pumpeffekten erhålles genom avloppsvattnets rotation, som åstadkommes genom borstarnas rörelse i kamrarna; i princip föreligger en långsamt arbetande centrifugalpump.

Den genomströmmande avloppsflödesmängden regleras med en ventil (23) i utloppet.

Borstarnas rörelse i värmeväxlaren ger en kraftig turbulent strömning kring rörslingorna, vilket medför höga värmeövergångstal mellan avloppsvattnet och rörslingorna. Den värmeupptagande effekten hos växlaren kan som en följd härav också regleras genom att motorn utföres med steglös varvtalsreglering.

2.4 Provanläggningens utförande och dimensioner

Värmeväxlaren (6) (se bilder 2.1, 2.2 och 2.3) är utförd av stålplåt såsom en uppåt öppen cylinder med diam. 1500 mm och höjd 700 mm. Den uppbäres av en rörbenställning med växlarens överkant något högre än den intill stående avloppscisternens (2) överkant. Avloppscisternen är ävenledes utförd av stålplåt och med diam. 1250 mm och höjd 2100 mm, med konisk nederdel för underlättande av slamuttömning, samt försedd med rörben till golv. Rörförbindningarna (4.5) mellan växlare och cistern är utförda av 75 mm Pvc-rör.

El-motorn (18) som roterar borstarmen (17) är utförd med steglös varvtalsreglering för min. 5 och max. 30 varv per minut.

Rörslingorna i växlaren är utförda av glödgade kopparrör. För de tvenne yttre slingregistren är vattenflödet fördelat till två rör på sätt som visas i bild 2.3. De tvenne inre registren är utförda spirallindade, med återgångsröret liggande utanpå rörspiralen.

Data för slingregistren i ordning utifrån och in:

	diam	rördi- mension dy/di	fritt ut- rymme mel- lan rören i regist.	total rör- längd	total ut- vändig röryta
	mm	mm	mm	m	m ²
Reg. 1	1320	22/20	3.3	48.6	3.35
Reg. 2	950	22/20	3.3	34.6	2.39
Reg. 3	472	28/25.6	15.5	14.8	1.30
Reg. 4	222	28/25.6	15.5	7.0	0.62
			Total röryta		7.66 m ²

För kylning av vattnet i slingorna har använts 2 st parallellkopplade värmepumpar typ IVT 2000, avsedda för jordvärme. Kyleffekt för de i försöken använda temperaturområdena = ca 15 kW per värmepump.

Anläggningen har tillverkats av Industriell Värme Teknik (IVT) AB på företagets verkstad i Tranås, där även provningarna har utförts.

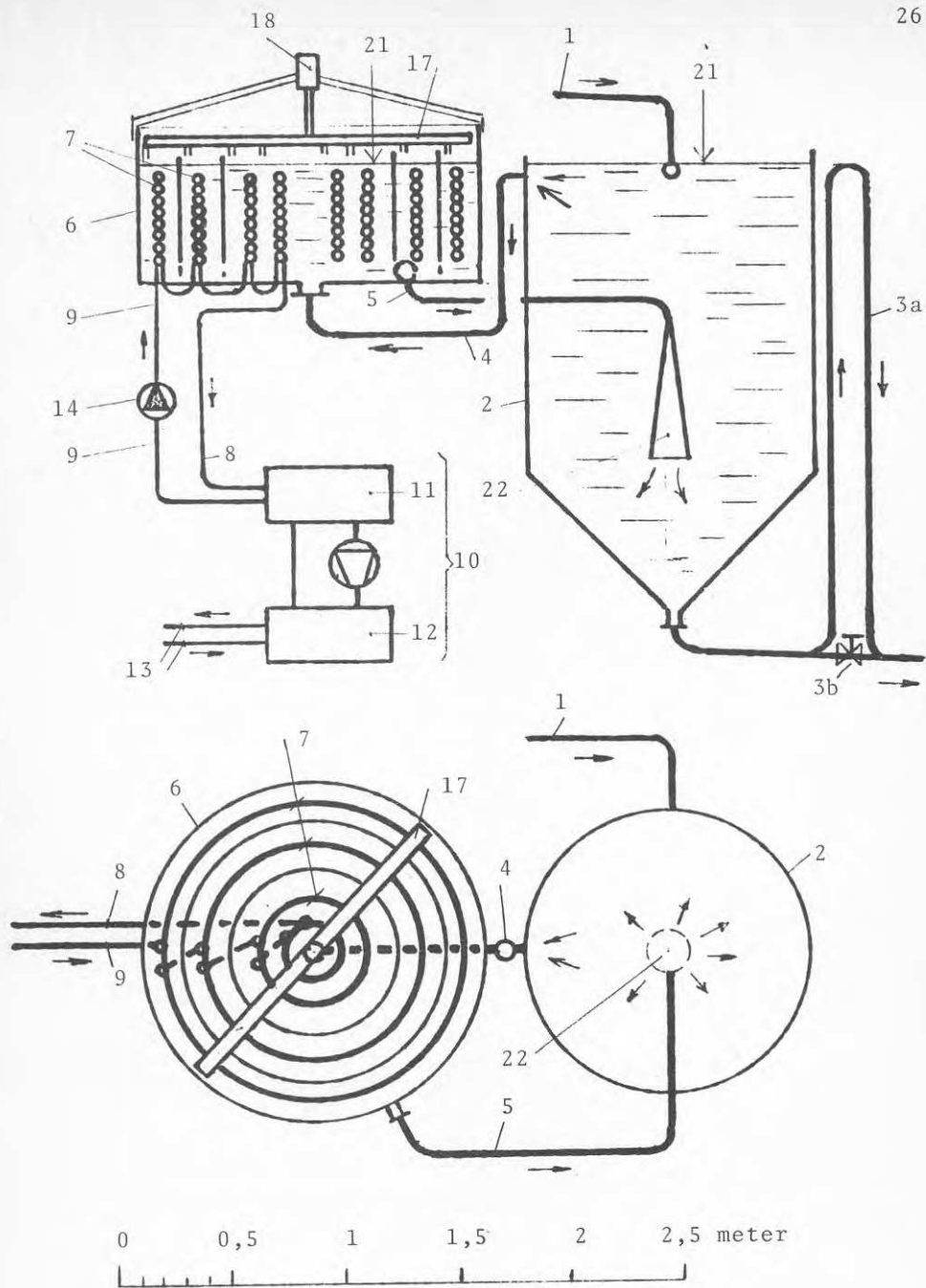


Bild 2.1 Värmeåtervinningsfunktionen

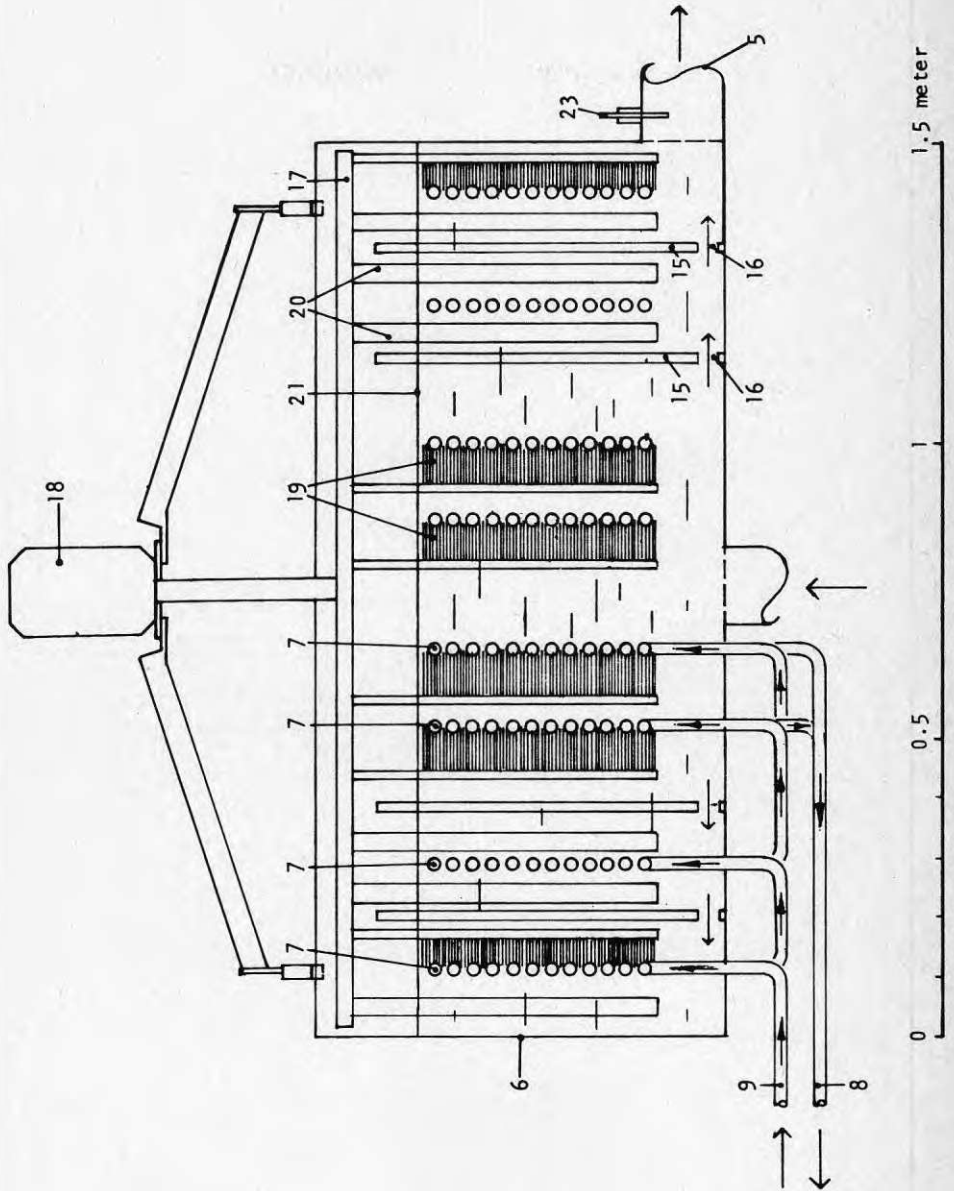


Bild 2.2 Värmeväxlaren

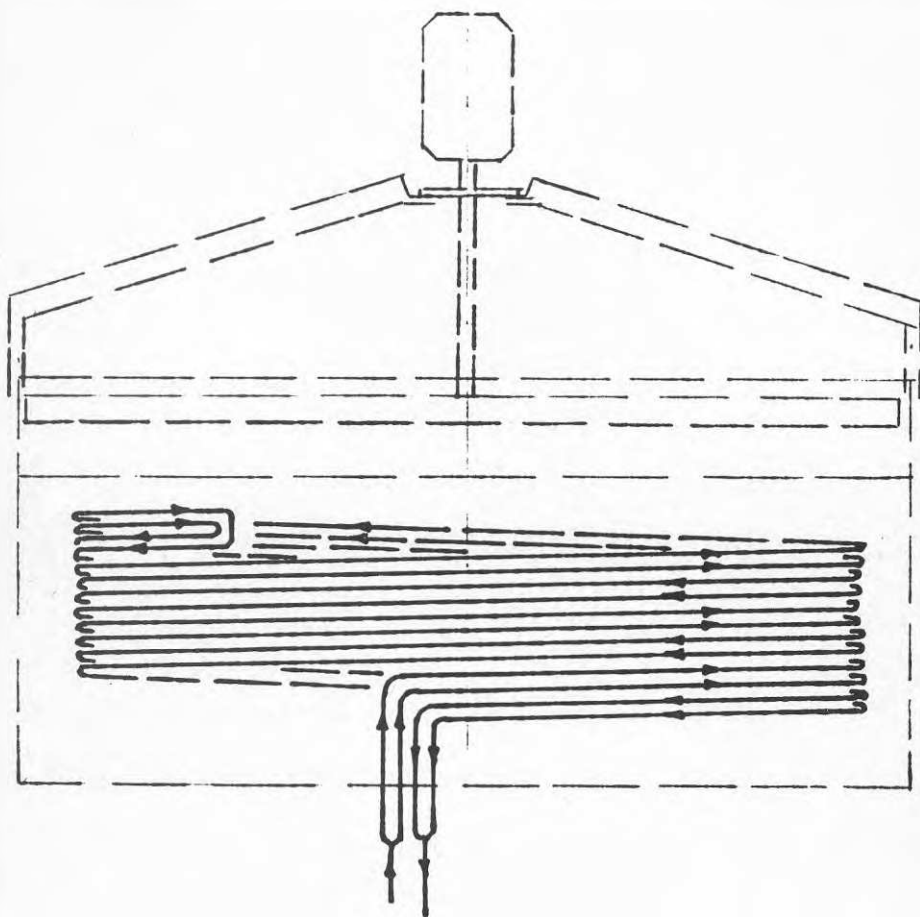


Bild 2.3 Värmeväxlaren, flödesfördelning i rörslingor

3 MÄTUPPSTÄLLNING OCH MÄTUTFÖRANDE

3.1 Målsättning

Syftet med mätningarna var att ta fram underlag för att kunna beräkna storleken på värmeövergångstalen mellan avloppsvattnet och rörslingornas utsida, temperaturverkningsgraden hos kylvattnet i rörslingorna samt borstarnas förmåga att hindra en försämring av värmeövergången från avloppsvattnet till rörslingorna vid drift med artificiellt avloppsvatten.

Värmeväxlarens konstruktion med uppdelning i fack är utförd för att kunna sänka avloppstemperaturen i steg och därigenom erhålla en hög temperaturverkningsgrad på det i motström kopplade kylvattnet. En av nackdelarna med den första provmodellen som var utförd med ett fack (R:95 1979) var att den drivande temperaturdifferensen mellan avloppsvattnet och rörslingorna endast var en liten del av temperaturdifferensen mellan inkommande avloppsvatten och inkommande kylvatten.

En hög temperaturverkningsgrad på kylvattnet är nödvändig om man som beskrivs i avsnitt 1 vill utjämna belastningsvariationerna hos avloppsflödet genom att använda en kallvattenaccumulator.

3.2 Mätupställning

I bild 3.1 visas en principskiss över mätupställningen

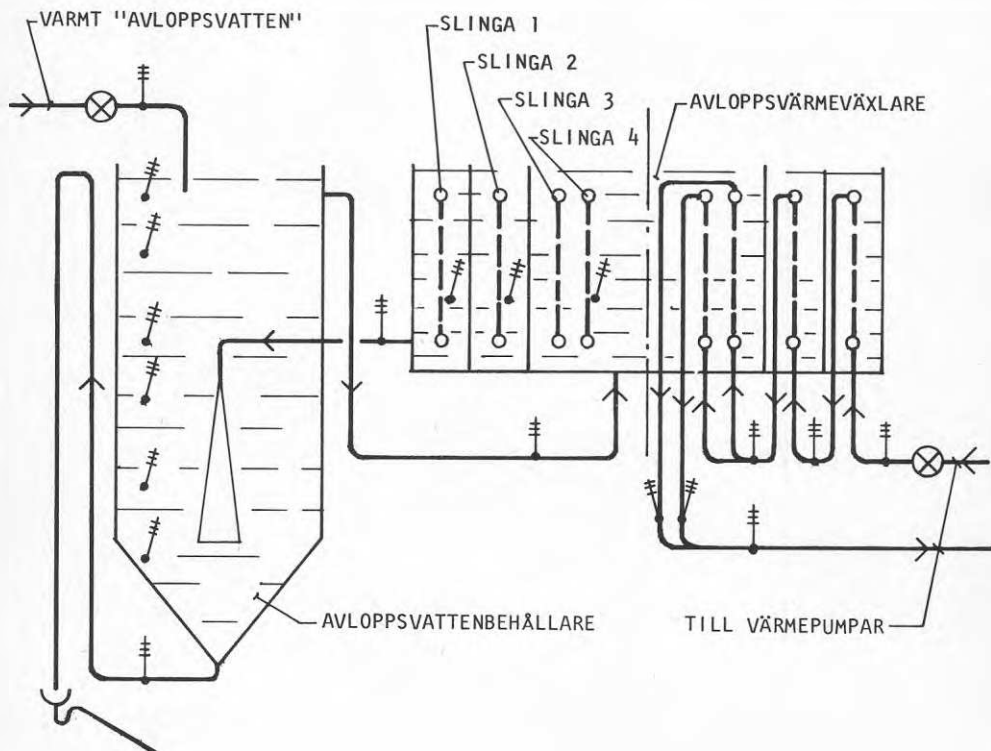


Bild 3.1 Principskiss över avloppsvärmeväxlaren, med mätpunkter.

Temperaturmätningar för "avloppsvattnet" har gjorts vid inkommande "avloppsvatten" till, på sex nivåer i och i utgående avloppsvatten från avloppsvattenbehållaren. Vidare har "avloppsvattnets" temperatur mätts till och från, samt i de tre facken i värmeväxlaren. Kylvattnet har mätts före och efter respektive slinga samt i den gemensamma ledningen efter slinga 3 och slinga 4.

Mätningar av vattenflödena har gjorts av inkommande "avloppsvatten" till avloppsvattenbehållaren och av kylvattenflödet till slingorna.

Delflödena genom slinga 3 och 4 har beräknats med hjälp av temperaturmätningar för respektive slinga och i det blandade vattenflödet efter slingorna.

Avloppsvattenflödet genom värmeväxlaren, som bestäms av borstvarvtal och reglerbara strypningar i kretsen avloppsvattenbehållare - värmeväxlare, har beräknats från värmebalansen för angiven värmeeffekt och upptagen värmeeffekt i värmeväxlaren.

Kylvattnet har producerats i två parallellkopplade värmepumpar med en sammanlagd kyleffekt av ca 30 kW. Värmepumparna var "jordvärmepumpar" tillverkade av Industriell Värmeteknik, IVT i Tranås, i vars verkstad provningarna har utförts.

Mätningar på värmepumparnas el-förbrukning, kondensorkylflöden och temperaturer har också utförts.

Då syftet med mätningarna dock har varit att undersöka värmeväxlarens prestanda redovisas värmefaktorerna för värmepumparna ej i denna rapport.

Vid försmutningsproven fanns ej möjlighet att använda värmepumparna varför dessa mätningar utfördes med förbrukningskallvatten som kylvatten i slingorna.

"Avloppsvattnet" var förbrukningsvarmvatten med en temperatur av ca 35 °C - 40 °C. Temperaturen till värmeväxlaren har varierat från ca 35 °C vid låga flöden genom avloppsvärmeväxlaren till ca 30 °C vid höga.

Detta innebär att temperaturskiktningen har varit mycket markant i avloppsvattenbehållaren och enbart då avloppsflödena genom värmväxlaren har varit större än inkommande avloppsvatten till avloppsvattenbehållaren har en sänkning av avloppsvattentemperaturen i avloppsvattenbehållaren skett.

Inkommande kylvattentemperatur har varierat mellan ca 7 °C och 12 °C.

3.3 Mätningarnas utförande

För att erhålla ett underlag för att kunna beräkna värmeövergångstalen på slingornas utsida, temperaturverkningsgraden och temperaturskiktningen i avloppsvattenbehållaren har mätningarna utförts med varierande borstvarvtal då detta är den faktor som främst påverkar värmeövergångstalet på slingornas utsida.

Borstvarvtalet påverkar också flödet genom värmväxlaren och därför har detta flöde beräknats för olika borstvarvtal och strypningar i avloppsvattenkretsen. Avloppsvattenflödet genom värmväxlaren påverkar också temperaturverkningsgraden vid konstant kylvattenflöde i slingorna.

Borstvarvtalet har varierats mellan 10 rpm och 25 rpm. Två kylvattenflöden har använts ca 0.7 l/s och ca 0.4 l/s.

"Avloppsvattenflödet" till avloppsvattenbehållaren har varit konstant under mätningarna och ca 0.3 l/s.

En typisk mätning har tillgått så att borstvarvtal och strypningar i avloppsvattenkretsen har ställts in på önskat värde, likaså kylvattenflödet. När sedan stationära förhållanden i värmväxlaren har uppnåtts har en mätning av samtliga temperaturer och flöden skett under ca 10 min.

3.4 Mätinstrument

3.4.1 Temperaturmätningar

Temperaturmätningarna har utförts med termoelement av koppar - konstantan kopplade till skrivare.

Två skrivare har använts, en 16-punktsskrivare av märket Bristol med inbyggd nollpunktskompensering och en 12-punktsskrivare av märket Philips där ett isbad har använts som referenstemperatur.

En av mätpunkterna för Bristol skrivaren var placerad i isbadet för att få en kontinuerlig kontroll av den inbyggda nollpunkten.

Även andra mätpunkter har varit gemensamma för att kompensera skrivarnas olika linearitet.

Avläsningsnoggrannheten för Bristol-skrivaren, som skrev direkt i °C, var ca ± 0.1 °C medan skrivarens mätfel var 0.5 % av fullt utslag eller ± 0.25 °C.

Philipsskrivaren skrev termospänningarna i mV och där var avläsningsnoggrannheten ± 0.001 mV och mätfelet hos skrivaren var också 0.5 % av fullt mätutslag d.v.s. ± 0.01 mV då fullt utslag var 2 mV.

Felet i t kan för Bristolskrivaren uppskattas till

$$\frac{\Delta t}{t} = \left| \frac{0.1}{t} \right| + \left| \frac{0.25}{t} \right| \quad (3:1)$$

Då vattentemperaturerna som mätts med Bristolskrivaren varierat mellan 40 °C och ca 10 °C kommer relativfelet att variera som

$$0.008 < \left| \frac{\Delta t}{t} \right| < 0.035 \quad (3:2)$$

För Philipsskrivaren gäller på motsvarande sätt att

$$\frac{\Delta mV}{mV} = \left| \frac{0.001}{mV} \right| + \left| \frac{0.01}{mV} \right| \quad (3:5)$$

Termospänningarna har sedan räknats om till $^{\circ}\text{C}$ genom en ekvation av typen

$$\text{emk} = a \cdot \Delta\theta + b \cdot \Delta\theta^2 \quad (3:4)$$

som med $a = 0.0384622$ och $b = 0.00004482$ ger resultat med ett fel, jämfört med tabellvärden enligt Lublin KTH, som är mindre än 0.1°C .

Detta innebär att mätfelet för Philipsskrivaren blir enligt

$$0.009 < \left| \frac{\Delta t}{t} \right| < 0.04 \quad (3:5)$$

varvid avläsningsfel och beräkningsfel har summerats "kvadratisk".

Vid jämförelsen mellan mätresultaten för de båda skrivarna framkom att de ej hade samma linearitet. Den nödvändiga justeringen inducerar ett ytterligare fel i mätresultatet som är mindre än 0.1°C . Eftersom detta fel - d.v.s. felet i justeringen av det systematiska felet - kan antas slumpmässigt kan även detta adderas kvadratisk.

Sammantaget erhålles då ett fel i temperaturmätningarna som är max. 0.4°C .

3.4.2 Vattenflödesmätningar

För mätning av kylvattenflödet användes en kalibrerad vinghjulsmätare. Avläsningsnoggrannheten var ± 0.2 l och felet i kalibreringen uppskattas till ca 0.5% av avläst värde.

Vattenflödet mättes under minst 10 min varför avläsningsfelet blir $0.3 \cdot 10^{-3}$ l/s.

Det maximala felet $\Delta \dot{m}$ erhålles då som

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} = \left| \frac{0.3 \cdot 10^{-3}}{\dot{m}} \right| + \left| \frac{0.5}{100} \right| \quad (3:6)$$

Kylvattenflödet genom vattenmätaren har haft värdena ca 0.4 l/s och ca 0.7 l/s vilket ger att

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \max = 0.006$$

4 MÄTRESULTAT

4.1 Beräkning av värmegenomgångstal

Den överförda effekten i en värmeväxlare kan skrivas som

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \theta_m \quad (4:1)$$

där \dot{Q} är den överförda effekten, A är värmeöverföringsarean, θ_m är medeltemperaturdifferensen mellan medierna och k är värmegenomgångstalet

Vid mätningarna har den överförda effekten mätts som upptagen effekt av kylslingorna d.v.s.

$$\dot{Q} = \dot{m}_s \cdot c_p (t_{ut} - t_{in}) \quad (4:2)$$

där \dot{m}_s är slingflödet

c_p är värmekapaciteten för vatten och t_{in} och t_{ut} är inlopps respektive utloppstemperaturen hos slingorna

Värmegenomgångstalet k beräknas nu som

$$k = \frac{\dot{m}_s (t_{ut} - t_{in}) \cdot c_p}{A \cdot \theta_m} \quad (4:3)$$

där medeltemperaturdifferensen θ_m har beräknats som den logaritmiska medeltemperaturdifferensen

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (4:4)$$

där $\theta_1 = t_{avl} - t_{ut}$ och

$$\theta_2 = t_{avl} - t_{in}$$

då avloppstemperaturen antages konstant i respektive fack (se bild 1:7)

4.1.1 Felanalys

Då de enskilda mätningarna är bekräftade med fel enligt 3.3 kommer den beräknade storheten k också innehålla ett fel. Om felen antas små i jämförelse med mätvärdet kan de betraktas som differensialer av mätvärdet.

Ekvation 4:3 logaritmeras därför först och differentieras sedan varvid erhålles:

$$\frac{dk}{k} = \frac{d\dot{m}_s}{\dot{m}_s} + \frac{d\theta_s}{\theta_s} + \frac{dc_p}{c_p} - \frac{dA}{A} - \frac{d\theta_m}{\theta_m} \quad (4:5)$$

Maximala felet erhålles sedan som

$$\frac{\Delta k}{k} = \left| \frac{\Delta \dot{m}_s}{\dot{m}_s} \right| + \left| \frac{\Delta \theta_s}{\theta_s} \right| + \left| \frac{\Delta c_p}{c_p} \right| + \left| \frac{\Delta A}{A} \right| + \left| \frac{\Delta \theta_m}{\theta_m} \right| \quad (4:6)$$

där θ_s är $(t_{ut} - t_{in})$

Det relativa mätfelet i vattenflödesmätningen är enligt 3.3.2

$$\frac{\Delta m}{m} = \pm 0.006$$

Det maximala felet i θ_s d.v.s. i $(t_{ut} - t_{in})$ är lika med

$$\left| \Delta \theta_s \right| = 2 \left| \Delta t \right|$$

$$\text{eller } \frac{\Delta \theta_s}{\theta_s} = \pm 0.16$$

då θ_s i medeltal har värdet 5°C .

Värmekapaciteten för vatten har antagits konstant inom mätintervallet. Enligt Mörtstedt, Data och diagram 1963, påförs beräkningarna då ett fel som är mindre än:

$$\frac{\Delta c_p}{c_p} = \pm 0.003$$

Den värmeöverförande arean A, i detta fall kopparrör-slingornas utsida beräknas som

$$A = \pi \cdot d \cdot \pi \cdot D \cdot n \quad (4:7)$$

med d lika med kopparrörens ytterdiameter,
D rörslingornas diameter och
n antalet varv i resp. slinga

Det relativa felet i A kan skrivas som

$$\left| \frac{dA}{A} \right| = \left| \frac{dd}{d} \right| + \left| \frac{dD}{D} \right| + \left| \frac{dn}{n} \right| \quad (4:8)$$

Toleransen på kopparrörens ytterdiameter är 0.045 mm. Slingdiametern har mätts med en noggrannhet av ± 5 mm och felet i n och π försummas.

Felet i A blir då enligt tabell 5.1

Tabell 5.1 Relativt fel i mätning av värmeöverföring

slinga	A, m ²	dA/A
1	3.35	0.006
2	2.39	0.007
3	1.30	0.012
4	0.62	0.024

Felet i den logaritmiska medeltemperaturdifferensen varierar också för de olika slingorna värdet på θ_m varierat från ca 1 °C för slinga 4 till ca 5 °C för slinga 1. Även θ_1 och θ_2 har varierat med 0.1 som lägst mindre än 1 °C för slinga 4 och θ_2 som störst ca 10 °C.

Allt detta medför att det relativa felet för den logaritmiska medeltemperaturdifferensen varierar kraftigt mellan de olika slingorna.

En sammanställning av $\Delta\theta_m/\theta_m$ visas i tabell 5.2.

Tabell 5.2 Det relativa felet i den logaritmiska medeltemperaturdifferensen

slinga	$d\theta_m/\theta_m$	
	lineär summation	kvadratisk summation
1	0.5	0.4
2	0.4	0.3
3	0.3	0.2
4	0.3	0.2

I tabellen redovisas felet i θ_m både vid lineär addition av θ_1 och θ_2 samt vid kvadratisk addition enligt

$$\left(\frac{\Delta\theta_m}{\theta_m}\right)^2 = \left(\frac{\Delta\theta_1}{\theta_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\theta_2}{\theta_2}\right)^2 \quad (4:9)$$

Med tanke på att felet i θ_1 och θ_2 erhållits som en lineär addition av felet i t bör den kvadratiske summa användes för att beräkna $\Delta\theta_m/\theta_m$.

Det totala felet i k erhålles nu genom att sätta in siffervärden i ekv 4:6 och resultatet redovisas i tabell 5.3

Tabell 5.3 Det maximala felet i k

slinga	$\Delta k/k$	
	lineär summation	kvadratisk summation
1	0.58	0.43
2	0.48	0.34
3	0.38	0.26
4	0.39	0.26

4.2 Beräkning av värmeövergångstal på rörslingornas utsida

Värmeöverföringen från "avloppsvattnet" till kylvattnet i rörslingorna kan skrivas som

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{ut}} + \frac{A_{ut}}{A_m} \cdot \frac{\delta}{\lambda} + \frac{A_{ut}}{A_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_{in}} \quad (4:10)$$

där α_{ut} är värmeövergångstalet på slingornas utsida

α_{in} värmeövergångstalet innuti rören och

$\frac{\delta}{\lambda}$ är värmemotståndet hos rörväggen

A är värmeöveringsarean

I ekvation 4:10 är det α_{ut} som är den storhet som mätningarna har syftat till att undersöka och bestämma storleken av. Värmeövergångstalet på rörens insida kan beräknas med hjälp av semiempiriska formler av typen

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad (4:11)$$

där $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

$$Pr = \frac{a}{\nu}$$

och α är värmeövergångstalet,
 d är rördiametern,
 w är vattenhastigheten,
 ν är den kinematiska viskositeten,
 λ är vattnets värmeledningstal,
 a är temperaturlledningstalet,
 C är en konstant och
 n och m är konstanta exponenter

I detta fall har en ekvation enl. Colborn använts

$$\text{Nu} = 0.023 \left[1 + (d/l)^{0.7} \right] \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.333} \quad (4:12)$$

där (d/l) är förhållandet mellan diameter och rörlängd för slingorna. Då diametern är mellan 20 och 25.6 mm och slinglängden som minst är 7000 mm försummas faktorn (d/l) .

Rörslingorna är krökta med krökningsradier mellan 0.111 m och 0.66 m. Värmeövergången inuti rören förbättras då jämfört med raka rör enligt Mac Adams;

$$\alpha_{\text{krök}} = \alpha_{\text{rak}} \cdot \left(1 + \frac{r}{R} \cdot 3.5 \right) \quad (4:13)$$

där r är rörets innerdiameter och
 R är rörslingans krökningsradie

Värmemotståndet hos rörväggen, som är av koppar, är ca $5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ vilket motsvarar en värmeövergångstal på ca $200.000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Värmeövergångstalen på in- och utsida är av storleksordningen $2000 - 5000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, d.v.s. värmemotståndet hos rörväggen kan försummas.

Med hjälp av mätningarna av k -värden och ekvation 4:10 kan nu α_{utv} beräknas. Även värmeövergångstalet på rörslingornas utsida kan antas kunna redovisas på formen

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^m \quad (4:12)$$

där exponenten för Pr bör väljas till t.ex. 0.333 då mätningarna har utförts i samma medium och inom ett begränsat temperaturintervall. En anpassning av till mätvärdena, med även exponenten för Pr obekant, är därför ej meningsfull.

Om α_{utv} redovisas som

$$\alpha_{\text{utv}} = C \cdot \left(\frac{w}{v} \right)^n \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \lambda \quad (4:13)$$

kan de olika mätningarna jämföras trots att de utförts vid olika temperaturer. Som vattenhastighet på rörens utsida har valts borsthastigheten trots att den inte är den verkliga vattenhastigheten. Vattenhastigheten längs rören är något lägre än borsthastigheten och samtidigt strömmar vattnet även tvärs rören dels p.g.a. omlänkning av vattnet vid borstarnas rörelse och dels p.g.a. att facken som rørslingorna är placerade i är krökta.

Den verkliga vattenhastigheten är omöjlig att bestämma och därför har alltså borsthastigheten valts som storhet för w i ekvation 4:13.

Mätresultaten redovisade enligt

$$\frac{\alpha_{utv}}{Pr^{1/3} \cdot \lambda} = C \cdot \left(\frac{w}{v}\right)^n \quad (4:14)$$

ses i bild 4.1 - 4.3 där bild 4.1 visar mätresultat från den yttersta slingan - slinga 4, bild 4.2 resultat från mätningar på slingan i mellanfacket - slinga 2 och i bild 4.3 ses resultat från slingorna i det innersta facket - slinga 3 och 4.

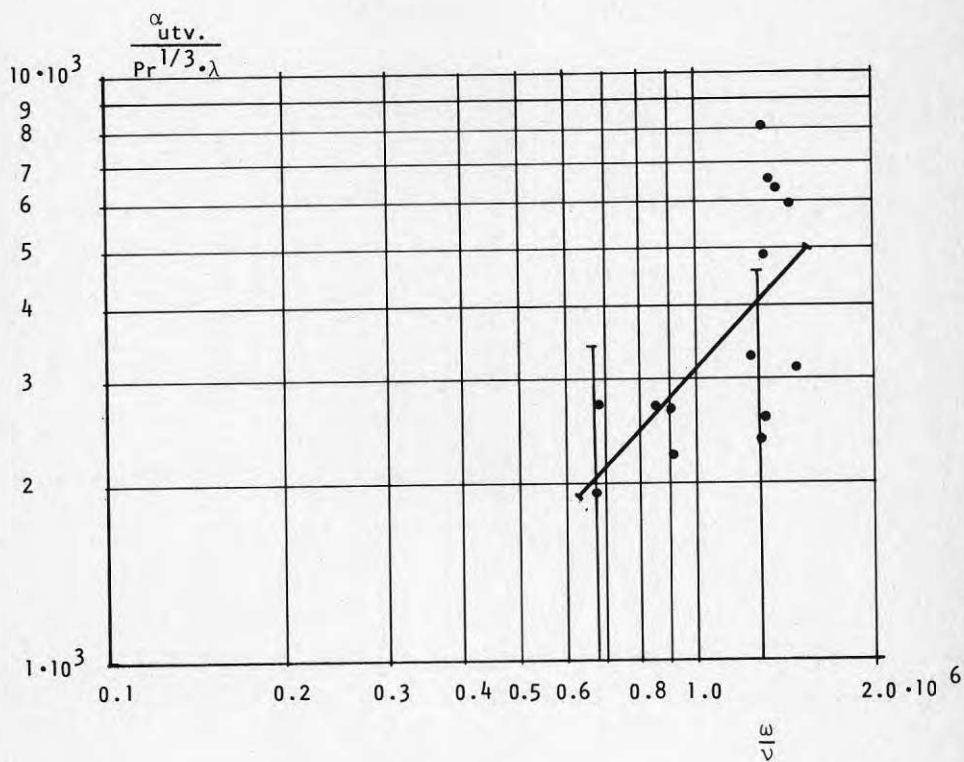


Bild 4.1 Värmeövergångstalet på rörslingans utsida för slinga 1 som funktion av borsthastigheten w . Korrigeringar för temperaturberoende materialdata för vatten har införts enl. ekv. 4:14.

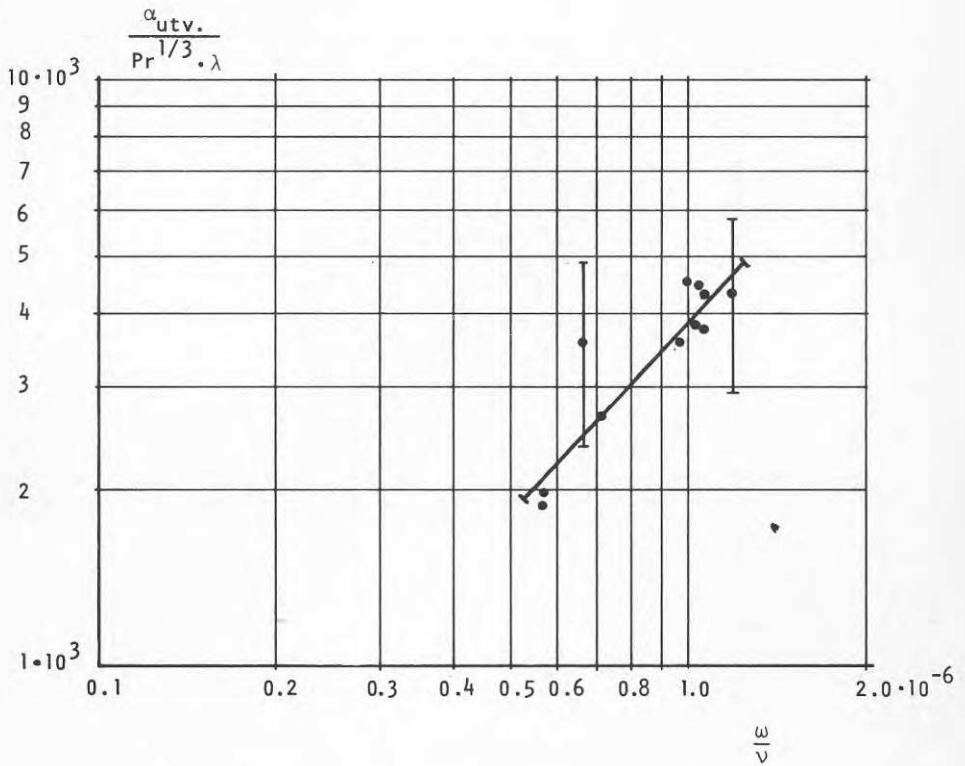


Bild 4.2 Värmeövergångstalet på rörslingans utsida för slinga 2 som funktion av borsthastigheten w . Korrigeringar för temperaturberoende materialdata för vatten har införts enl. ekv. 4:14.

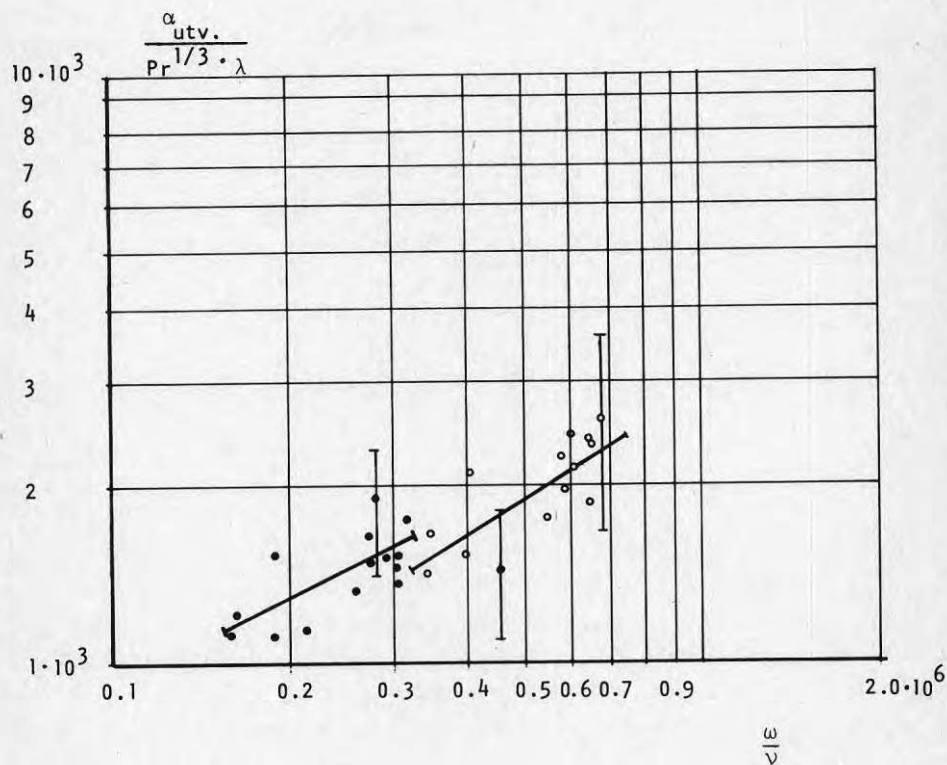


Bild 4.3 Värmeövergångstalet på utsidan av rörslingorna 3 och 4 som funktion av borsthastigheten w .
 Korrigeringar för temperaturberoende materialdata för vatten har införts enl. ekv. 4:14.
 o avser slinga 3
 ● avser slinga 4

I bilderna finns inlagda linjer enl. ekvation 4:14 som har anpassats till mätvärdena med minsta kvadratmetoden. Som illustration av mätfelet har för några mätpunkter mättoleransen inritats. Mätfelet har därvid beräknats enl. avsnitt 3.4 med de mätstorheter som erhållits för just den mätningen.

De erhållna sambanden mellan α_{utv} och borsthastigheten redovisade enligt ekvation 4:13 är

$$\text{för slinga 1: } \alpha_{utv} = 0.00132 \cdot \left(\frac{w}{v}\right)^{1.06} \cdot Pr^{1/3} \cdot \lambda \quad (4:15)$$

$$\text{för slinga 2: } \alpha_{utv} = 0.00151 \cdot \left(\frac{w}{v}\right)^{1.07} \cdot Pr^{1/3} \cdot \lambda \quad (4:16)$$

$$\text{för slinga 3: } \alpha_{utv} = 0.540 \cdot \left(\frac{w}{v}\right)^{0.622} \cdot Pr^{1/3} \cdot \lambda \quad (4:17)$$

$$\text{för slinga 4: } \alpha_{utv} = 4.1529 \cdot \left(\frac{w}{v}\right)^{0.470} \cdot Pr^{1/3} \cdot \lambda \quad (4:18)$$

Anmärkningsvärt är den höga exponenten för (w/v) för slinga 1 och slinga 2. Den kan vara orsakad av det relativt stora mätfel som erhållits, som i sin tur beror på att främst temperaturdifferenserna för just dessa slingor har varit små - som lägst under 1 °C. Faktorn (w/v) varierar ju på samma sätt som Re-tal och exponenter över 1 för Re-tal vid påtryckt strömning är ej rimligt.

Emellertid är strömningen i denna värmeväxlare på rörens utsida inte riktigt likartad med den strömning som sker i en kanal förorsakad av en tryckdifferens mellan kanalens in och utlopp. Sannolikt ökar turbulensen snabbare än vad ökningen i borsthastighet anger. Eftersläpningen hos vattenhastigheten jämfört med borsthastigheten ökar vid ökande borsthastighet och att detta förorsakar troligen en större turbulensökning än turbulensminskningen p.g.a. den lägre vattenhastighet som eftersläpningen ger upphov till.

De lägre exponenterna på de inre slingorna, där ingen mellanvägg finns mellan slinga 3 och 4, kan vara förorsakade av att hastighetssänkningen överväger över turbulensökningen p.g.a. eftersläpningen.

Likaså är värdena på Re-tal låga för de innersta slingorna om man använder rörens ytterdiameter (28 mm) vid beräkning av Re-tal.

Re-tal för slinga 4 varierar mellan c:a 4300 till c:a 9000 och för slinga 3 mellan c:a 9000 och till c:a 20000.

Man kan även anta strömningen tvärs rören är kraftigare för de inre slingorna - ingen mellanvägg mellan slinga 3 och 4 - än för de två yttre.

Försöksdata i litteraturen anger ofta lägre exponent för strömning tvärs rör än längs och att exponenten är en funktion av Re-tal d.v.s. minskar med minskande värde på Re-tal.

Om som nämnts ovan rörslingornas ytterdiameter används som karaktäristisk längd i Re-tal och även i Nu-tal kan samtliga slingor representeras i ett diagram enligt bild 4.4.

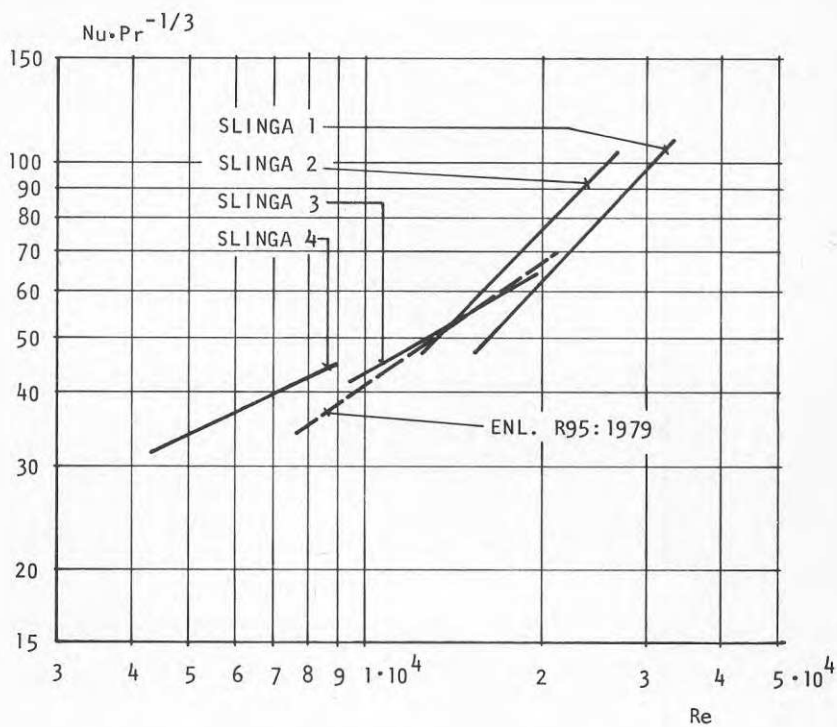


Bild 4.4 $Nu \cdot Pr^{-1/3}$ som funktion av Re -tal (baserat på borsthastigheten) för slingorna 1-4, samt resultat från R95:1979.

I bilden har också lagts in mätresultatet från mätningarna på den ursprungliga prototypen, redovisad i R95:1979. Vid utvärderingen av mätningarna antogs även exponenten för Pr-tal vara okänd, varvid den bästa anpassningen till försöksdata gav en exponent för Pr-tal på 0.013. Orsaken var att mätningarna utförts i ett begränsat temperaturintervall och i samma medium (vatten). Om sambandet mellan α_{utv} och borsthastighet erhållet från dessa mätningar transformeras till ett samband enligt 4:12 med exponenten 1/3 för Pr-tal erhålles resultat enligt bild 4.4 eller

$$\text{Nu} = 0.0657 \text{ Re}^{0.7} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (4:19)$$

Resultatet för mätningarna på slinga 1-4 i denna rapport blir om de redovisas på samma sätt enligt

$$\text{slinga 1} \quad \text{Nu} = 0.00168 \cdot \text{Re}^{1.06} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (4:20)$$

$$\text{slinga 2} \quad \text{Nu} = 0.00151 \cdot \text{Re}^{1.07} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (4:21)$$

$$\text{slinga 3} \quad \text{Nu} = 0.140 \cdot \text{Re}^{0.622} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (4:22)$$

$$\text{slinga 4} \quad \text{Nu} = 0.624 \cdot \text{Re}^{0.47} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (4:23)$$

Av bild 4.4 framgår att värmeövergångstalet på utsidan av rörslingorna på slinga 2 är bättre än på slinga 1 för samma Re-tal.

Om man antar att detta ej är en följd av mätosäkerheten kan en förklaring vara att värmeövergångstalet på utsidan även är beroende av fackets krökning.

Den hydrauliska diametern för det yttersta och mellan facket kan beräknas enligt

$$d_h = \frac{4t}{1 + \frac{2t}{b}} \quad (4:24)$$

där d_h är den hydrauliska diametern
 t är vattendjupet och
 b är bredden på facket.

Med värden enligt avsnitt 2 erhålles d_h lika med 0.335 m. Krökningsradien för ytterfacket respektive mellanfacket är 0.66 m och 0.475 m.

Om nu ekvation 4:13 är tillämplig för vattenströmningen i facken erhålles för

$$\text{slinga 1: } \alpha_{\text{krök}} = \alpha_{\text{rak}} \left(1 + \frac{0.335}{2 \cdot 0.660} \cdot 3.5 \right)$$

$$\text{slinga 2: } \alpha_{\text{krök}} = \alpha_{\text{rak}} \left(1 + \frac{0.335}{2 \cdot 0.475} \cdot 3.5 \right)$$

d.v.s. värmeövergångstalet på slingornas utsida på slinga 2 är

$$\frac{1 + \frac{0.335}{2 \cdot 0.66} \cdot 3.5}{1 + \frac{0.335}{2 \cdot 0.475} \cdot 3.5} = 1.18$$

gångar större än på slinga 1. Förhållandet mellan ekvationerna för slinga 2 och slinga 1 enl. ekvation 4:21 och 4:20 och som ses i bild 4.4 är ca 1.2 d.v.s. krökningen skulle kunna vara orsaken till skillnaden i α -värde mellan dessa båda slingor. Värmeövergångstalen för slinga 3 och 4 skiljer sig också åt på likartat sätt, men differensen är mindre och med hänsyn till att förhållandet mellan krökningsradierna är större för dessa slingor än för de två yttre kan inte samma ekvation användas. Det finns inte heller någon mellanvägg mellan de två innersta slingorna varför ingen karaktäristisk hydraulisk diameter går att beräkna. Man kan anta att den verkliga vattenhastigheten ej är enbart längs rören utan att en viss tvärströmning förekommer. Denna tvärströmning ökar sannolikt vid ökande borstvarvtal och då lika stora Re-tal för slinga 4 och slinga 3 inträffar vid olika borstvarvtal - högre för slinga 4 - kan detta vara förklaringen till skillnaden.

4:3 Avloppsflöde som funktion av varvtal och spaltöppningar

Vid mätningar har också undersökts hur avloppsvattenflödet genom värmeväxlaren påverkas av borstvarvtal och spaltöppningarna mellan de olika facken och efter det yttersta facket. Spaltöppningarna var reglerbara och användes som strypningar i kretsen avloppsvattenbehållare - avloppsvärmväxlare.

I bild 4.5 ses sambandet mellan avloppsflöde och borstvarvtal.

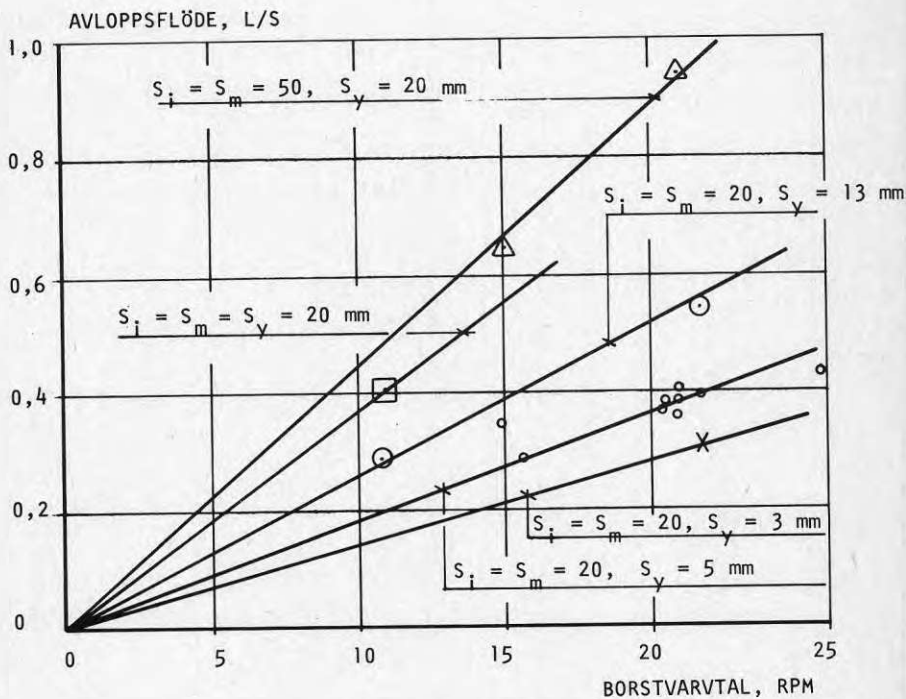


bild 4:5. Avloppsflöde genom värmväxlaren som funktion av borstvarvtal och med spaltöppningarna som parameter.

Värmväxlaren fungerar som en långsamtgående centrifugalpump, där "pumpkapaciteten" förändras med borstvarvtal och strypningar. Dessa båda regleringsmöjligheter att påverka avloppsflödet genom växlaren kan användas för att anpassa värmväxlaren till det aktuella avloppsflödet.

4.4 Mätning av temperaturverkningsgraden

En värmväxlares temperaturverkningsgrad definieras som

$$\eta = \frac{\text{temperaturhöjning på kylvattnet}}{\text{ink. avloppsv.} - \text{ink. kylvatten}} \quad (4:25)$$

Vid försöken har ej målsättningen varit att utföra mätningarna så att höga temperaturverkningsgrader erhöles. Detta för att mätnoggrannheten ej skulle bli för dålig, se avsnitt 3.

Temperaturverkningsgraden har för de utförda mätningarna varierat mellan 50 % och 70 %.

För ett fullskaleutförande med mer än tre fack och utan krav på mätnoggrannhet kan temperaturverkningsgraden förväntas bli minst 80 %.

4.5 Försmutsningsmätningar

För att undersöka borstarnas förmåga att hålla värmeöverföringsytorna rena har prov med förorenat vatten utförts. Då fettinnehållet antagits vara den förorening som ogynnsammast påverkar de värmeöverförande ytorna har försmutsningsförsöken utförts med vatten blandat med fett.

Den doserade fettmängden har varit 400 mg/l - kontinuerlig dosering.

Den valda koncentrationen efterliknar fettkoncentrationen från ett sjukhus med kök och är väl över gränsen då fettkoncentrationen betraktas som icke problemfri - 200 mg/l. Lika mängder animaliskt och vegetabiliskt fett har blandats i varmt vatten tillsammans med flytande diskmedel för att få en doseringsbar vätska. Efter doseringen - d.v.s. i "avloppsvattnet" - förekommer fettet nu som dispergerade fettkulor.

Provet utfördes med borstar på de innersta slingorna (slinga 3 och 4) samt på den yttersta (slinga 1).

Mellanslingan - slinga 2 - var enbart försedd med paddlar utan borstelement.

Detta för att få samma turbulenshöjande effekt av "borströrelsen" utan att få den rengörande effekten. Mätningar av k -värden utfördes under hela försmutningsprovet - totalt 4 dygn - och finns redovisade i bild 4.6 som

$$\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{-1/3} = f(\text{försmutningstiden}) \quad (4:26)$$

Värdena är för varje slinga också korrigerade till samma värde på Re -tal.

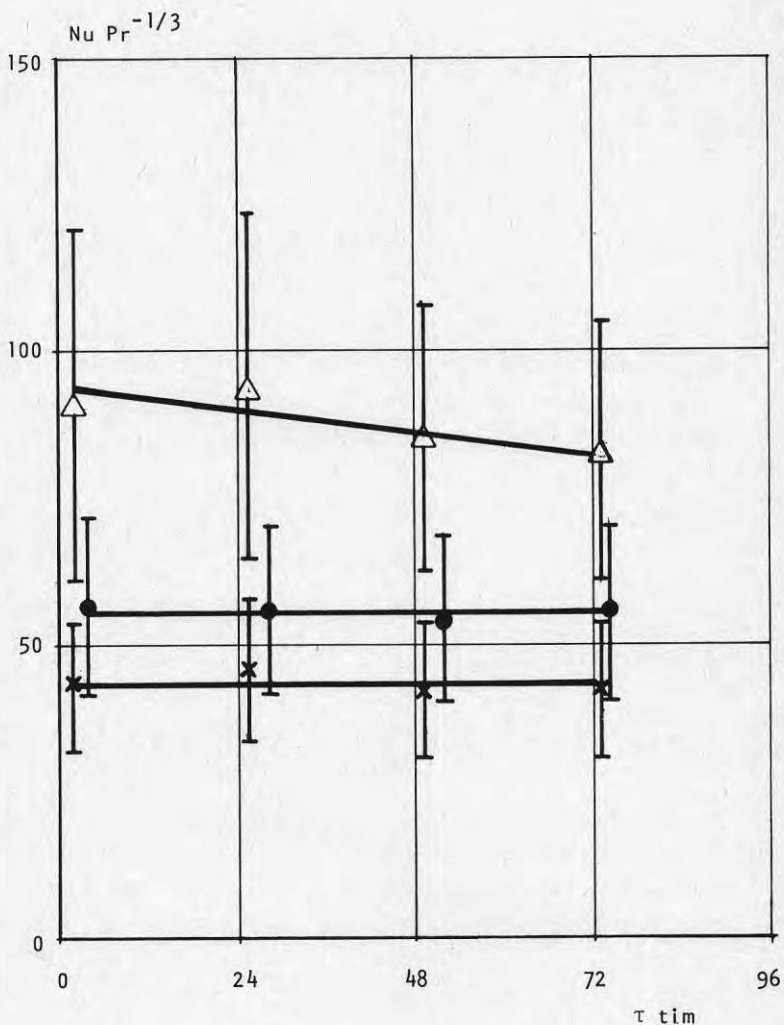


Bild 4.6 Försmutningens inverkan på värmeövergången, redovisade som $\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{-1/3} = f(\tau)$
 Δ är mätvärden från icke borstad värmeyta
 o och x är mätvärden från borstade värmeytor

Som framgår av bilden är det maximala mätfelet större än variationerna i $Nu \cdot Pr^{-1/3}$ som funktion av försmutsningstiden, τ .

Det största bidraget till mätfelet är felet i temperaturmätningarna, där vid beräkning av temperatur - differenser mätfelet för varje temperaturmätning är adderade. För många mätningar, framför allt för slinga 1, har temperaturdifferenserna mellan avloppsvattnet och kylvattnet varit mindre än $0,8^{\circ}\text{C}$ som är lika med det maximala felet för temperaturdifferensmätningarna. Spridningen av mätvärdena är som framgår av bilden mycket mindre än vad det maximala mätfelet avger. En felanalys där felet i temperaturdifferensberäkningarna är lika med felet i den enskilda temperaturmätningen skulle för dessa mätningar ge en rimligare felanalys. Mätpunkterna i bild 4.6 är dessutom medelvärden av två mätningar vid samma tidpunkt.

De inritade linjerna för förändringen av $Nu \cdot Pr^{-1/3}$ är gjorda med frihandsregression då en lösning med minsta kvadratmetoden på dessa få punkter och med dessa stora felgränser ej ger någon meningsfull ökning av noggrannheten.

Mätvärden för slinga 1 redovisas ej i bilden då spridningen var så stor att inga slutsatser kan göras av dessa mätningar.

Värmegenomgångstalet k för en värmeväxlare kan enligt avsnitt 1.2 skrivas som

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{A_{ut}}{A_{in}} \left(\frac{\delta}{\lambda_{smuts}} + \frac{1}{\alpha_{utv}} \right)$$

om k -värdet hänföres till slingrörens yttersida. Från bild 4.6 erhålles ingen eller obetydlig försmutsning på slinga 3 och 4, vilka var försedda med borstar, medan förändringen av Nu -talet eller snarare tillväxten av δ/λ_{smuts} för slinga 2 som enbart var försedd med paddlar motsvarar ett värmemotstånd på $4.7 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{C)} / \text{W}$ eller ett av försmutsningen förorsakat "försmutsnings α " som är ca $20.000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$.

Förändringen i k-värdet, om värmeövergångstalet på insidan är ca $5.000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$, blir en försämring på ca 10%. Dessa något osäkra försmutsningsvärden styrkes mycket starkt av en enkel kvalitativ mätning av försmutsningen. Efter avslutat försmutsningsprov torkades delar av de borstade slingorna och de oborstade slingorna av med vita pappershanddukar indränkta i ett fettlösande lösningsmedel.

Skillnaden var mycket markant. För de borstade slingorna blev pappershanddukarna obetydligt smutsiga medan för de oborstade slingorna en mycket kraftig försmutsning erhöles.

Vattnet var inte bara förorenat av fett utan p g a att avloppsvärmeväxlaren var utförd i omålad svartplåt hade vattnet även förorenats med korrosionsprodukter, därav den kraftiga smutsningen av pappershanddukarna för den oborstade slingan.

Man kan av det genomförda försmutsningsprovet ej dra några definitiva kvantitativa slutsatser beroende på den ovan angivna mätosäkerheten och den korta provtiden.

Däremot är det ganska uppenbart att det föreligger en skillnad i försmutsning av de borstade och oborstade rørslingorna.

5 SLUTSATSER

Den i rapporten utprovade avloppsvärmeväxlaren är konstruerad för kontinuerlig rengöring av de värmeöverförande ytorna med hjälp av borstar. Detta för att den beläggning, som normalt inträffar vid värmeväxling i försmutsat vatten, skall kunna hindras helt, eller kraftigt reduceras. Vid försmutsningsproven har en del av de värmeöverförande ytorna bestрукits av borstar, medan andra, för jämförelse endast passerats av paddlar, som ej vidrört ytorna.

En klar skillnad i försmutsningsskiktets tillväxt har kunnat påvisas; de icke rengjorda ytorna har haft en ca 10%-ig försämring av värmegenomgångstalet medan försmutsningshastigheten för de renborstade ytorna ej har varit mätbar. Som "avloppsvatten" har använts varmt förbrukningsvatten, förorenat med vegetabiliskt och animaliskt fett.

Borstarnas förmåga att hindra försmutsningen av värmeöverförande ytor även i verkligt avloppsvatten, kan endast bekräftas vid ett utförande av en avloppsåtervinningsanläggning.

Konstruktionen med borstar som kontinuerligt bestryker de avloppsvattenberörda ytorna ger även en möjlighet att använda värmeväxlaren i en tvättprocedur för rengöring av borstarna, med kallavfettningsmedel som tvättmedel och avloppsvatten som tvättvätska.

Värmeövergångstalen på den avloppsberörda sidan av värmeväxlaren är förhållandevis höga och varierar mellan 2-5 kW/m² °C.

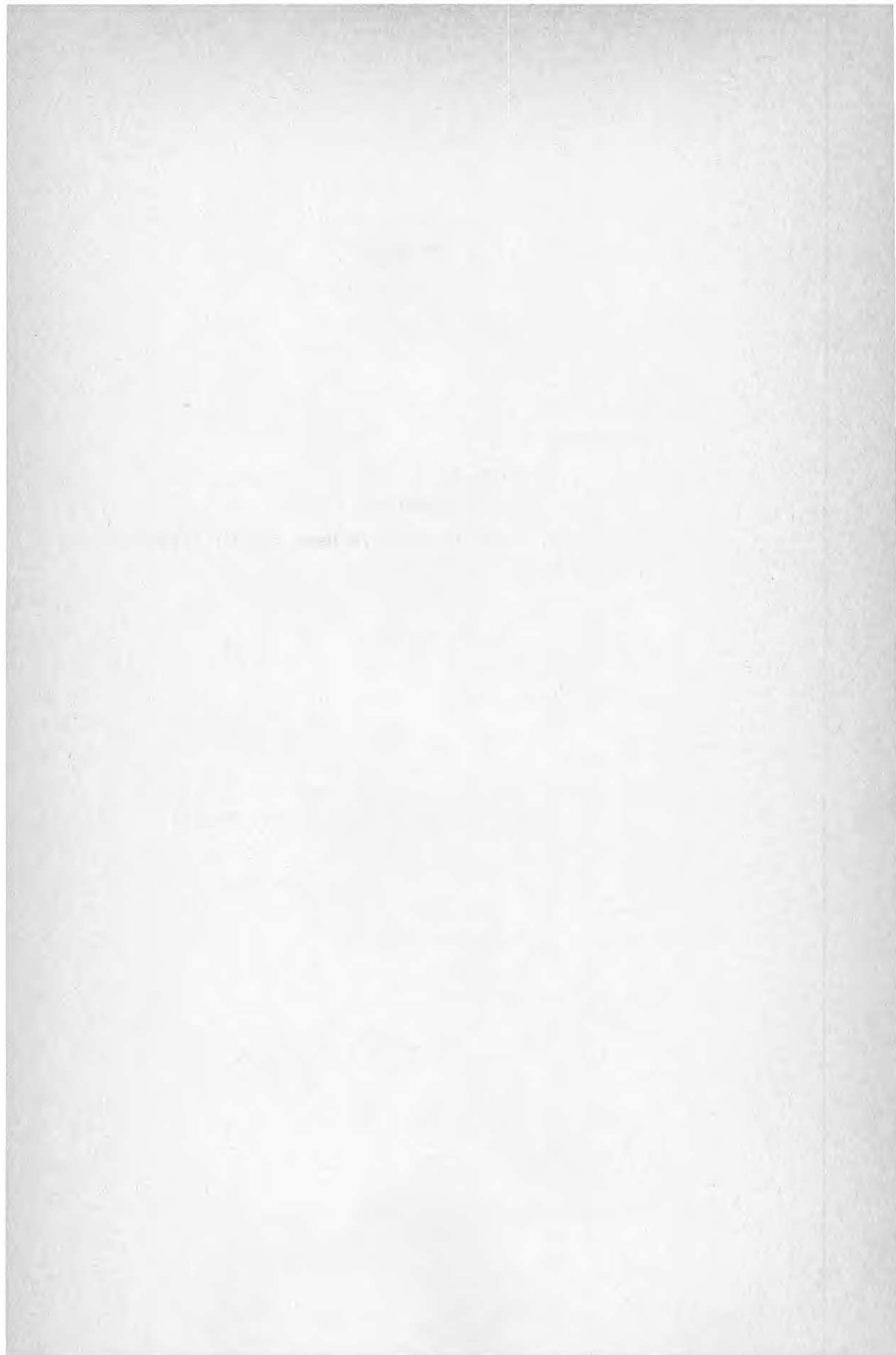
Den huvudsakliga orsaken härtill är den av borströrelsen inducerade hastigheten hos avloppsvattnet.

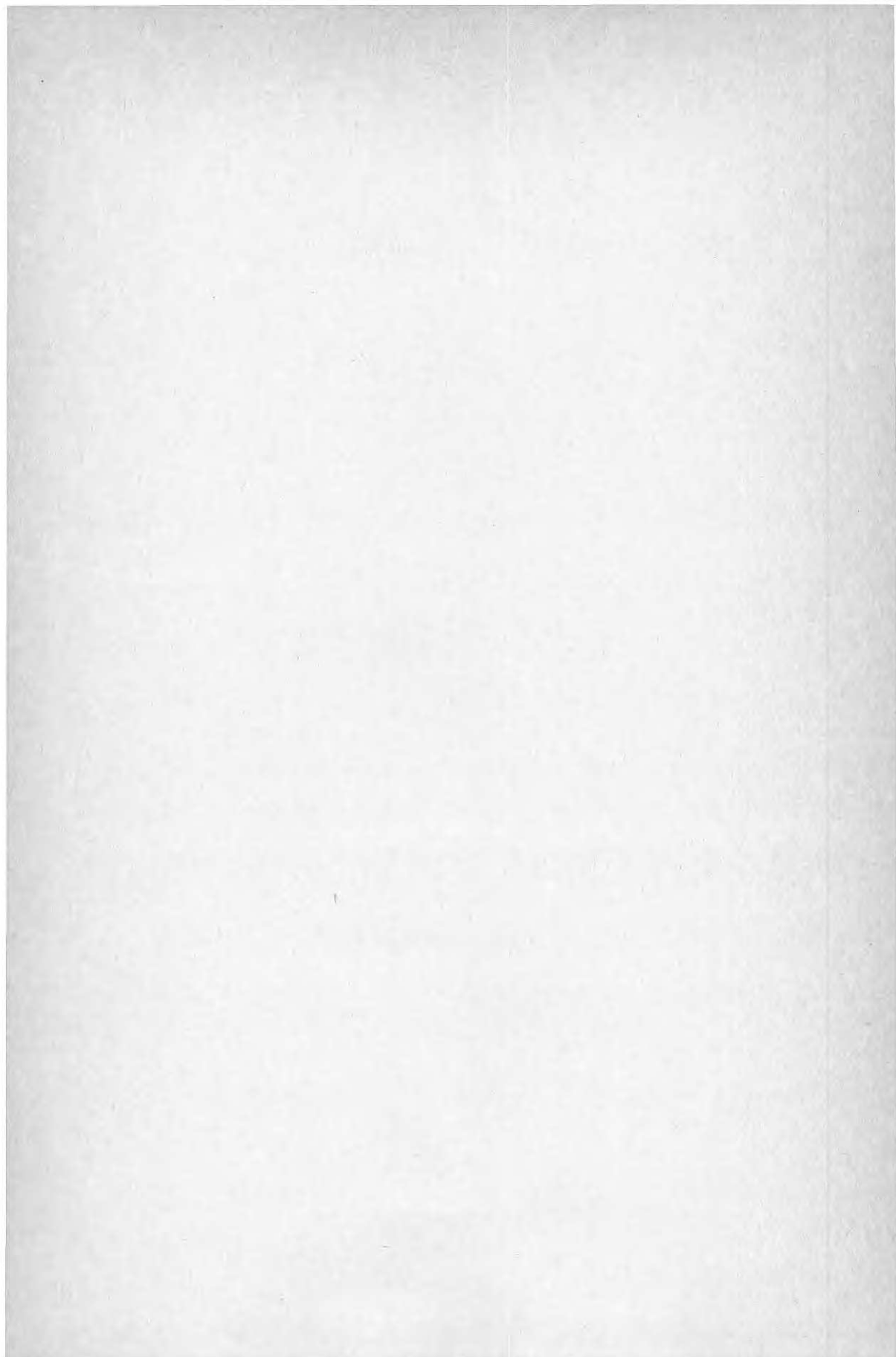
För att erhålla en god temperaturverkningsgrad hos kylmediet (vatten) har avloppsvärmeväxlaren avdelats så att avloppsvattnets temperatur sänkts stegvis samtidigt som kylvattnet leds i motström genom värmeväxlaren.

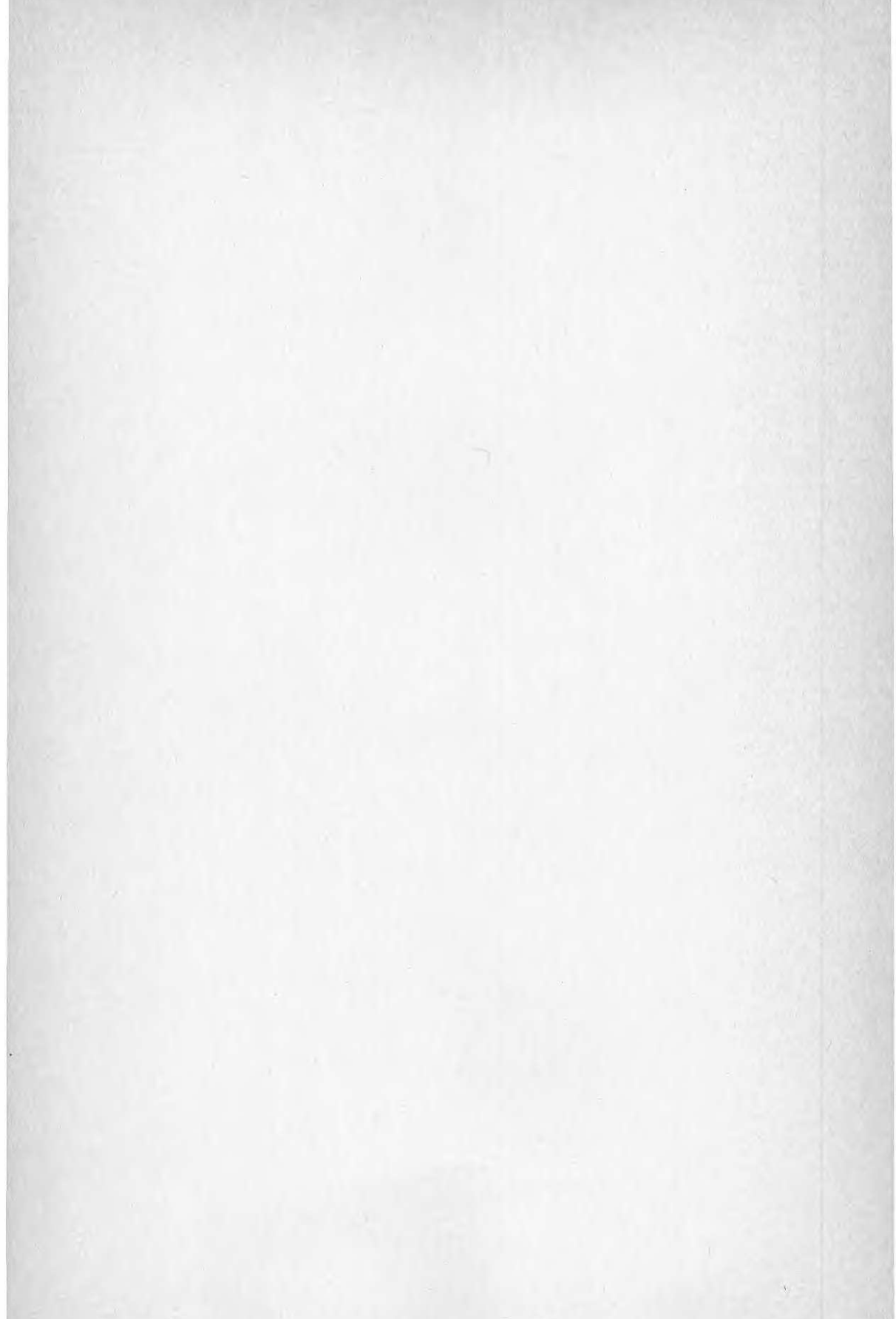
De uppmätta temperaturverkningsgraderna har varit mellan 50-75%. Högre temperaturverkningsgrader kan förväntas - över 80% - i ett fullskaleutförande då mätningarna och provmodell ej utförts för att erhålla en maximal temperaturverkningsgrad.

7. REFERENSER

1. Pierre, Bo, Kompendium i Mekanisk värmeteori KTH.
2. Bäckström, Matts, Kylteknikern, 1970.
3. Peterson, F, 1978. Försmutsning av värmeväxlare för varmvattenberedning. (Institutionen för uppvärmnings- och ventilationsteknik KTH). Tekniska meddelanden nr 121, vol. 7, Stockholm.
4. Rouse, Hunter, 1938, Fluid Mechanics for hydraulic engineers (McGraw-Hill) New York.
5. Grigull, Ulrich, 1963, Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. (Springer-Verlag) Berlin.
6. Kays, W.M, 1966, Convective Heat and Mass transfer (McGraw-Hill) New York.
7. Rapport R95:1979. Värmeåtervinning ur avloppsvatten, Hedlund, Anders, Litzberg, Lennart, Statens Råd för Byggnadsforskning.
8. Rapport R47:1980, Värmeåtervinning ur avloppsvatten från Blackebergs Sjukhus, Hedlund, Anders, Statens Råd för Byggnadsforskning.
9. Mörtstedt, Sten-Erik, 1963. Data och diagram till teknisk värmelära. (P.A. Nordstedt & Söner) Stockholm.
10. Mac Adams, W.H, 1954, Heat Transmission (McGraw-Hill) New York.







Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
790089-3 från Statens råd för byggnadsforskning
till Skandinavisk Installationssamordning AB,
Stockholm.

Art.nr: 6700604

Abonnemangsgrupp:
W. Installationer

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

R104: 1982

ISBN 91-540-3786-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Cirkapris: 25 kr exkl moms