



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Sjövatten som värmekälla vid P 10 Strängnäs

Förstudie av en dieselvärmepump
med sjövärmeväxlare

Jan-Erik Nowacki
Hans Jelbring

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr 81-0724

Plac *ser*

*V
8/12*

SJÖVATTEN SOM VÄRMEKÄLLA VID P10 STRÄNGNÄS

Förstudie av en dieselvärmepump med sjö- värmväxlare

Jan-Erik Nowacki
Hans Jelbring



Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 791058-6 från Statens råd
för byggnadsforskning till Studsvik Energiteknik AB, Nyköping.

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

R44:1981

ISBN 91-540-3469-8
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1981 152645

INNEHÅLL

	<u>Sid</u>
1. SYSTEMFÖRSLAG P10	5
1.1 Geografiska förutsättningar	5
1.2 Värmesystemförutsättningar	5
1.3 Systemförslag	6
1.4 Mätning och utvärdering	7
1.5 Utvecklingsmöjligheter	7
2. SJÖVÄRMEVÄXLARE OCH ENERGITRANSPORT	9
2.1 Allmänna synpunkter	9
2.1.1 Energiutvinning ur sjöar och hav	9
2.1.2 Marknad för energiutvinning ur sjöar och hav	10
2.1.3 Teknik- och miljöfaktorer, vilka begränsar marknaden	11
2.1.4 Dagens utvecklingsnivå	13
2.1.5 Utvecklingslinjer	13
2.1.6 Föredragen systemlösning	15
2.1.7 Miljöpåverkan	15
2.2 Utförande av värmeväxlare och värmebärandeledning vid P10	16
2.2.1 Dimensionerande data	16
2.2.2 Fysisk situationsplan	17
2.2.3 Kravspecifikation på värmeväxlaren	18
2.2.4 Principlösning	20
2.2.5 Principutförande	21
2.2.6 Dimensionering av värmeväxlarna	21
2.2.7 Konstruktion av värmeväxlarna	24
2.2.8 Förankring av värmeväxlarna	25
2.3 Behov av utprovning för värmeväxlaren vid P10	26
2.3.1 Kapacitet	26
2.3.2 Påväxt och nedsmutsning	27

	<u>Sid</u>	
2.3.3	Korrosion	28
2.3.4	Mekanisk funktion	28
2.3.5	Speciella försök	28
2.4	Förslag till utvecklingsaktiviteter vid P10	29
2.4.1	Utveckling av värmeväxlarytor	29
2.4.2	Utveckling av energitransportsystem	29
2.4.3	Utprovning av ismaskin	29
2.5	Försök med värmeväxlare i mindre skala	30
2.5.1	Bakgrund	30
2.5.2	Målsättning	33
2.5.3	Utförande	33
2.5.4	Resultat	34
2.5.5	Trolig utveckling - slutsatser	35
3.	DRIVMOTOR OCH VÄRMEPUMPSYSTEM	37
3.1	Drivmotorn	37
3.2	Värmepumpen	39
3.3	Uppställning, montering m m	40
4.	ORGANISATION, KOSTNADER OCH TIDPLAN	41
4.1	Organisation	41
4.2	Kostnader	41
4.3	Tidplan	41
	REFERENSFÖRTECKNING	42
	BILAGOR	
A.	Figurer	43
B.	ENIAQ Anläggning P10 Strängnäs ÅG Konsult AB	60
C.	Allmänt om konkurrenskraften hos en ENIAQ anläggning	61

1. SYSTEMFÖRSLAG P10

En mer allmän analys av ENIAQ-konceptet finns i Bilaga C. För att öka realismen i denna studie och för att kunna gå vidare med en praktisk fas med minsta möjliga tidsutdräkt har ett speciellt objekt studerats. Det studerade objektet är en garageanläggning vid P10 i Strängnäs. Sjövärmewäxlare och ledningar beskrivs utförligare i Kapitel 2. Dieselvärmepumpen beskrivs i Kapitel 3.

1.1 Geografiska förutsättningar

De geografiska förutsättningarna framgår ur Figur A.15 och A.16. De hydrologiska förutsättningarna behandlas i Kapitel 2. Såväl värmepump som ledning och värmeupptagare befinner sig på P10s område. Detta medför att intrång på annans mark ej behöver göras.

1.2 Värmesystemförutsättningar

De olika garagebyggnaderna värms idag från en oljeeldad panna vars årliga oljeförbrukning är omkring 550 m^3 Eol per år. Försörjning från fjärrvärmesystem är dock inplanerat under 1980 samtidigt som vissa isoleringsåtgärder har vidtagits i några av garagen. ÅG Konsult (Bilaga B) har angivit den resulterande belastningskurvan efter isoleringsåtgärderna i Figur A.8.

Temperatursituationen framgår av Figur A.9 där ett 90/60 graders system visas. Enligt Bilaga B ansluter ett sådant system ganska väl till den aktuella situationen. Man har på P10 ej ansett det motiverat att vidta några åtgärder för att sänka framledningstemperaturen.

Utnyttjningstiden för aggregatet på P10 blir mellan 5 000 och 5 500 h/år.

1.3 Systemförslag

Värmepumpen bör inkopplas så att fjärrvärmenätet dels kan inkopplas som reserv ifall värmepumpen skulle haverera och del utgöra en effektreserv vid kall väderlek. Figur A.10 visar översiktligt hur värmepumpen kan inkopplas. Då enbart fjärrvärmenätet används är ventilerna B och C stängda samt ventilen A öppen. När värmepumpen kopplas in vid B och C stänges A varigenom hela sekundärsystemets flöde tvingas genom vattentanken B1 och värmeväxlaren nedsänkt i B2. Bilaga B beskriver något fylligare hur inkopplingen kan göras. Syftet med behållarna B1 och B2 är att tillåta rimliga driftstider på värmepump och dieselmotor även under låglastförhållanden. Behållaren B2 hålls vid atmosfärstryck och syftet med detta är att skona dieselmotorn vars maximala tillåtna tryck är 3 bar. Såväl motordel som värmepumpsdel inbyggs i en standardcontainer där botten ersatts med en speciell ram.

Containern isoleras med avseende på såväl buller som värme och uppställs på plintar. En utförligare beskrivning av de ingående komponenterna i själva dieselvärmepumpen finns i Kapitel 3.

Anläggningen bör utföras så att övergång till andra bränslen än dieselloolja blir så lätt som möjlig. Metanol eller gasoldrift förefaller vara de lämpligaste ersättningsbränslena för närvarande.

1.4 Mätning och utvärdering

Mätningarna på anläggningen har följande huvudsyften:

- att dokumentera dieselvärmepumpens totala värmefaktor,
- att mäta upp enskilda komponenters prestanda för att kunna bedöma dessa och för att kunna korrigera eventuella fel.
- att klarlägga värmeuttagets inverkan på värmekällan.

För att uppfylla dessa syften måste en fullständig energibalans för anläggningen göras. De mätare som behöver installeras finns angivna i Figur A.10. Det bör räcka om data från dessa insamlas ungefär var 10:e minut under en uppvärmningssäsong. Andra storheter som bör loggbokföras är smörjoljeåtgång, smörjoljekvalité och servicetid. Mätningar av avgasutsläppens kvalité och bulleremmissioner bör också utföras för några olika belastningsfall.

Utprovningen av sjövärmväxlaren beskrivs i Avsnitt 2.3.

1.5 Utvecklingsmöjligheter

Vid anläggningen bör huvudsakligen olika sjövärmväxlarförslag praktiskt kunna prövas. Detta gäller även system som inbegriper isbildning. Utvecklingsmöjligheterna för sjövärmväxlardelen beskrivs utförligare i Avsnitt 2.4.

I själva värmepumpsanläggningen bör på lång sikt olika typer av bränslen kunna testas liksom även nya komponenter som avgasvärmväxlare, oljerenare etc.



2. SJÖVÄRMEVÄXLARE OCH ENERGITRANSPORT

2.1 Allmänna synpunkter

2.1.1 Energiutvinning ur sjöar och hav

Sedico har baserat sitt systemtänkande beträffande värmepumpapplikationer på följande förutsättningar:

- Energin skall erhållas från ett i naturen förekommande vatten.
- Energin skall finnas tillgänglig då behovet existerar.
- Den tekniska verkningsgraden skall inte vara breddgradsberoende.
- Energiackumulatorer för säsonglagring skall inte behövas
- Tekniken skall gå att tillämpa för värmebehov upp till 1 - 2 MW.
- Bästa möjliga ekonomi skall eftersträvas.

Tänkbara systemlösningar måste hämta energi från luft, jord eller vatten. Av skäl baserade på ovan nämnda önskemål har Sedico prioriterat värmepumpning från vatten, där vattnets tillstånd definieras av naturens miljö. Den föreslagna tekniken att använda vatten som energikälla kan ske dels via en temperatursänkning av vattnet eller via utnyttjande av dess smältvärme vid frysning.

Vid valet att använda vatten som energikälla har en rad fördelar uppnåtts, medan en väsentlig inskränkning har införts. Denna utgörs av kostnaden för energitransporten från energikällan till värmepumpanläggningen, vilken dels utgörs av pumpkostnader och dels av anläggningskostnader. Bägge är proportionella mot det ovan angivna avståndet.

Om en ekonomisk tillämpning av en ENIAQ anläggning existerar för ett visst avstånd mellan energikälla och anläggning, finns således alltid ett högsta avstånd vilket bestäms av kostnader för energitransporten, (se t ex (8)).

2.1.2 Marknad för energiutvinning ur sjöar och hav

Vilka kan då använda ett ENIAQ system för uppvärmningsbehov?

Låt oss först anta att det ekonomiska avståndet mellan energikälla och anläggning är 100, 1 000 eller 5 000 m.

Vi inser snabbt att antalet tänkbara konsumenter vid avståndet 100 m begränsas till byggnader vilka befinner sig i direkt närhet till en sjö eller vattendrag. Detta avstånd innebär att ENIAQ anläggningen inte utgör en generell lösning för lokaluppvärmning i Sverige.

Om vi däremot ökar det ekonomiska avståndet till 1 000 m, hamnar vi i en annan situation. Sverige utgör ett vattenrikt land och mycket av vår bebyggelse finns i anslutning till våra sjöar, floder och hav. En sådan gräns applicerad på Strängnäs framgår av Figur A.12.

En gräns på 5 000 m innebär att en betydande del av Sveriges lokaler skulle kunna uppvärmas med en ENIAQ anläggning. Låt oss vidga den ekonomiska gränsen till 5 000 m. Denna gräns finns angiven i Figur A.13. Vi ser att i stort sett hela Stor-Stockholm inryms inom denna gräns. Ovanstående innebär att en ekonomisk teknisk lösning för energiöverföring mellan 1 000 - 5 000 m

måste existera innan ett ENIAQ system kan påstås utgöra ett "generellt" energiproduktionssystem, ty annars existerar ingen "generell" marknad. Marknaden bestäms således ytterst av placeringen på byggnaderna.

2.1.3 Teknik- och miljöfaktorer, vilka begränsar marknaden

Vattentemperaturen är endast begränsande om energin hämtas på ett sådant sätt att isbildning inte får uppkomma. En lämplig teknik måste kunna värmeväxla mot en vattentemperatur som ligger ca 1°C över fryspunkten. Detta krav måste ställas för att säkerställa den tidsmässiga och geografiska tillgängligheten på energi från svenska sjöar vintertid.

Vattentemperaturens beroende av vattendjupen är inte entydigt. Kortfattat gäller att förväntade temperaturskillnader på grund av densitetsskillnader hos vattnet inte förekommer om en naturlig strömning över ett visst värde förekommer.

Temperaturen straxt under ett istäcke är relativt hög om stark naturlig strömning förekommer. Efter isläggning kan en uppvärmning av vattnet ske från bottenlagren, vilken kan bli betydelsefull - speciellt på grunda vatten.

Bottenförhållandena kan ibland vara sådana att en värmeväxlare måste förläggas 100 - 300 m från strandlinjen, vilket ökar transportvägen för energin från källa till anläggning.

Vattnets strömningsförhållanden är av mycket stor betydelse vid värmewäxling från sjöar. Exempelvis dominerar temperaturförhållandena i Mälaren av strömningsrörelser i vattnet och ofta kan temperaturen vara lika från ytvatten till bottenvatten på 30 m djup. Vid förläggning av stora värmewäxlare i vikar måste man säkerställa att en lokal temperatursänkning i hela viken ej sker. Det nedkylda vattnet måste spridas.

Vid förläggning av en värmewäxlare i ett stillastående vatten krävs att det yttre vattnet har en viss flödehastighet runt värmewäxlaren. Behovet av pumpeffekt är säsongsberoende, men maximalt effektbehov bör inte uppgå till mer än 1 kW per 100 kW upptagen effekt.

Detta behov måste avvägas mot kostnader för inköp och förläggning av kulvertsystem. En kulvert med liten diameter medför högre tryckfall och därmed högre pumpeffektbehov för värmebäraren. Detta behov och kostnaden för kulverten och dess längd är kritiskt för ENIAQ systemet. Låt oss därför betrakta konsekvenserna av två tekniska lösningar. Den ena fungerar med värmewäxling mellan värmebärare och vatten och den andra producerar is vid anläggningen. (Se Bilaga A.14).

Vi inser vad som står att vinna med en övergång till kontinuerlig isproduktion vid anläggningen. För att kunna nå rimliga pumpeffekter och anläggningskostnader på rören vid avstånd över 1 000 m krävs en utveckling av isproduktionstekniken. En sådan utveckling kan betraktas som rimlig för anläggningen med en kyleffekt större än ca 300 kW.

Exempelvis innebär ett energitransportsystem baserat på isproduktion, att massflödet kan sänka från 25 kg s^{-1} till 4 kg s^{-1} vid en effektöverföring av 400 kW.

Värepumpsystem med värmekällan vatten som ej baseras på isbildning kan inte nå den stora marknaden och kan därför inte kallas ett "generellt" energiproduktionssystem.

2.1.4 Dagens utvecklingsnivå

Låt dagens utvecklingsnivå definieras av de komponenter som finns på den kommersiella marknaden. Dessa komponenter tillåter värmeväxling från sjöar och vattendrag via nedläggning av PEL-slangar. Nackdelen med dessa är den stora mängd som krävs. Värmeväxlare med strömbildare har utvecklats av Sedico och utprovas för närvarande. Vanliga typer av värmeväxlare fungerar inte på grund av funktionskravet att värmeväxling skall kunna ske då vattentemperaturen är 1°C ovan fryspunkten. Utveckling av ismaskiner för kontinuerlig isproduktion sker för närvarande på några håll i Sverige. En kommersiell introduktion torde dröja ett par år.

Det är angeläget att denna utveckling påskyndas och lämpligen bör utvecklingspengar satsas på flera projekt, så att flera lösningar så småningom kan få konkurrera på kommersiell basis.

2.1.5 Utvecklingslinjer

Teknikutvecklingen kommer troligen att ske i tre steg med växande svårighetsgrad.

- Direkt värmewäxling köldbärare/vattendrag. Effektöverföringen via en temperaturhöjning av 4.0°C blir cirka $16.5 \text{ kW kg}^{-1} \text{ s}^{-1}$. Inget problem uppstår med isdeponering.
- Produktion av is vid anläggningen. Isen transporteras bort med 2/3 bärvatten.
Effektöverföringen blir cirka $110 \text{ kW kg}^{-1} \text{ s}^{-1}$. Problem kan uppstå med deponering av is. Vid en upptagen effekt av 400 kW blir den producerade mängden ca 100 ton per dygn .
- Produktion av is med smältning i värmewäxlare.
Denna metod innebär att isen produceras och blandas med 2/3-delar vatten. Denna blandning passerar en sjö- eller havsförlagd värmewäxlare, där den smälts.
Effektöverföringen blir ca $100 \text{ kW kg}^{-1} \text{ s}^{-1}$. Inga problem vid isdeponering uppstår.

Det råder ingen tvekan om att den förstnämnda tekniken har uppenbara begränsningar på grund av den ringa effekttätheten i värmebäraren, vilket har belysts tidigare i kapitlet. Däremot kan denna teknik snabbt produceras och marknadsföras utan någon större teknisk risktagning.

Det två sistnämnda lösningarna har bägge en stor framtida potential. Dessa eller ännu bättre lösningar måste se dagens ljus innan en energiproduktion baserad på vattenburen energi och värmepumpsteknik kan sägas utgöra en "generell" energiproduktionsmetod som är tillämpbar i Sverige. Utvecklingskravet för att åstadkomma ovanstående är inte speciellt högt. Den potentiella vinsten är enorm.

Rimligen borde samtliga alternativ utvecklas.

2.1.6 Föredragen systemlösning

Resonemanget i Punkt 2.1.5 innebär att realiseringen av den föreslagna tekniken sker steg för steg. Således bör en prototypanläggning byggas, i vilken värmeväxling mellan värmebärare och vattendrag används. Denna anläggning och speciellt värmeväxlaren bör byggas med tanke på den teknikutveckling som förutses.

2.1.7 Miljöpåverkan

Den förväntade miljöpåverkan kan utgöras av:

- temperatursänkning på vattnet,
- påverkan av producerad is,
- påverkan vid läckage på värmebärandeledning.

Låt oss anta att en tolererbar temperatursänkning ur ekologisk synpunkt är 0.2°C . Denna gräns kan lämpligen sättas som en fraktion av temperaturspridningen på ett vattendrags årliga minimitemperaturer. Antag att full effekt tas ur vattendraget under två månader och att vattnet är helt stillastående. Vid en anläggning som pumpar 400 kW från vattendraget blir volymbehovet 2.5 miljoner m^3 vatten.

Med denna enkla modell skulle således Mälaren "rymma" 5 600 anläggningar med 400 kW kyleffekt. Man kan lugnt säga att en ekologisk inverkan på grund av temperatursänkningar i vattendraget gäller endast för mycket små sjöar eller vid mycket kraftig exploatering. Ovanstående data gäller för direktvärmeväxling mellan värmebärare och vattendrag. Vid isproduktion blir temperaturpåverkan mindre. Oavsett om isen deponeras ovan

eller under ett existerande istäcke blir påverkan på vattnets bulktemperatur minimal.

Vid kontinuerlig isproduktion kan en miljö-påverkan främst uppstå genom okontrollerad vattenavrinning. Denna påverkan försvinner om isen transporteras tillbaka till vattentäkten och förläggs ovan eller under vattendragets naturliga istäcke.

Värmebäraren innehåller ett fryspunktnedsättande medel. Vid läckage på värmebärare kan detta medel påverka naturen och eventuellt grundvattnet. Ett lämpligt fryspunktnedsättande medel bör väljas för att minimera tänkbara ekologiska skadeverkningar.

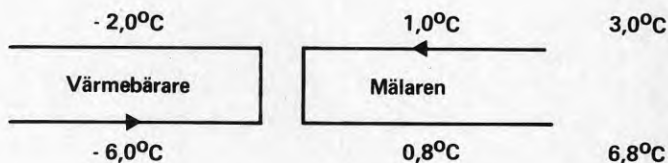
Enligt en analys av Svanberg (9) är etylenglykol och etylalkohol ungefär lika toxiska mot fisk. Den sk LC50 koncentrationen vid 96 timmars exponering ligger på 10 000 mg/l för båda ämnena. Nedbrytbarheten av ämnena är också ungefärligen den samma. Glykolen är visserligen kemiskt resistent, men är bakteriellt nedbrytbar. Glykol är dock tyngre än vatten varför den lägger sig koncentrerad på botten där en känslig bottenfauna kan skadas. Slutsatsen är att etylalkohol bör väljas.

2.2 Utförande av värmeväxlare och värmebärrledning vid P10

2.2.1 Dimensionerande data

ENIAQ anläggningen skall kunna leverera en värmeeffekt av 700 kW. Detta innebär att ett lämpligt värde på dimensionerande effekt från sjövärmväxlaren är 400 kW.

Sämsta driftfallet har definierats genom att vattentemperaturen förutsätts var $+1.0^{\circ}\text{C}$. Vid denna situation tillåts värmebärarens temperatur vara -6.0°C medan ingående temperatur blir -2.0°C . Temperatursänkningen på sjövattnet som passerar värmeväxlaren specificeras till 0.2°C . Situationen illustreras nedan.



Den specificerade situationen innebär att logaritmiska medeltemperaturdifferensen vid sämsta driftfall blir 4.64°C . Värmeväxlaren skall konstrueras så att logaritmiska medeltemperaturdifferensen blir 4.6°C eller lägre vid ett effekturtag av 400 kW och vid temperaturen 1.0°C i vattnet.

Värmeväxlaren konstrueras dessutom för ett högsta tillåtet inre övertryck av 4 bar. Det är dock önskvärt att ha så litet övertryck som möjligt.

2.2.2 Fysisk situationsplan

Figurerna A.15 och A.16 ger en uppfattning om hur ENIAQ anläggningen och värmeväxlaren föreslås placerade i förhållanden till varandra. ENIAQ anläggningen förläggs bredvid den nuvarande panncentralen. Från Panncentralen måste rören dras under ett gatstenbelagt område fram mot en existerande avloppspumpstation. Därefter kan de

förläggas i lerjord längs med vägen fram till punkt C, där vägen får grävas upp för att nå strandlinjen (D). Från D förläggs rören lämpligen i sjön längs stranden fram till punkt E, varifrån de dras ut till en flotte (F). Från flotten ansluts en flexibel slang till PEL-röret. Anordningen möjliggör höjning av värmeväxlaren från förläggningsplatsen (G).

Värmeväxlaren förläggs på ca 5 m djup. total rörlängd A - G är ungefär 500 m. Det föreslagna förläggningssättet baseras på följande motiv:

- Värmeväxlaren bör förläggas på så djupt vatten som möjligt inom rimligt avstånd från anläggningen.
- Dragningen A - B innebär minimal väg under gatstenbelagt område.
- B - C dras längs med vägen, ty området mot stranden kan utgöra övningsområde för tunga fordon.
- Från D förläggs rören i vatten, emedan detta bedöms vara billigare och enklare. Stranden är skogsbevuxen.

Botten vid värmeväxlarens förläggningsplats (G) utgörs av dy. Hänsyn till detta måste tas vid förankring av värmeväxlaren så att denna inte sjunker ned i bottenskiktet. Det är även önskvärt att inte röra upp för mycket av bottensedimentet på värmeväxlarens utblåsningssida.

2.2.3 Kravspecifikation på värmeväxlaren

Olika krav kan ställas på värmeväxlaren, vilka kan härledas från krav på prestanda, service, utvärdering och kostnader. I detta fall kommer krav på utvärdering att påverka konstruktionen av värmeväxlaren, beroende på projektets forskningskaraktär.

Några krav som bör ställas på värmeväxlare specificeras nedan.

Prestanda:

- Värmeväxlaren skall upprätthålla märkeffekt vid sämsta specificerade driftförhållanden.
- Värmeväxlaren borde utnyttja vattentemperaturer över 1°C på ett optimalt sätt.
- Värmeväxlarens prestanda får inte sänkas under märkeffekt på grund av isbildning, påväxt eller nedsmutsning.
- Pumpeffekterna bör minimeras.
- Värmeväxlarens funktion får inte äventyras av korrosion.
- Värmeväxlarens driftsäkerhet bör säkerställas med lämpliga metoder.

Servicekrav:

- Hela värmeväxlaren skall kunna lyftas upp till vattenytan för visuell kontroll både sommar och vinter.
- Värmeväxlarytorna skall vara utbytbara.
- värmeväxlarytorna skall vara åtkomliga för spolning med vatten från ett högtrycksaggregat, då värmeväxlaren är upplyft till vattenytan.
- Strömbildarna skall vara enkelt demonterbara.
- Ventiler måste finnas vid värmeväxlaren, så att värmeväxlarelementen kan demonteras utan alltför stor förlust av köldbärare.

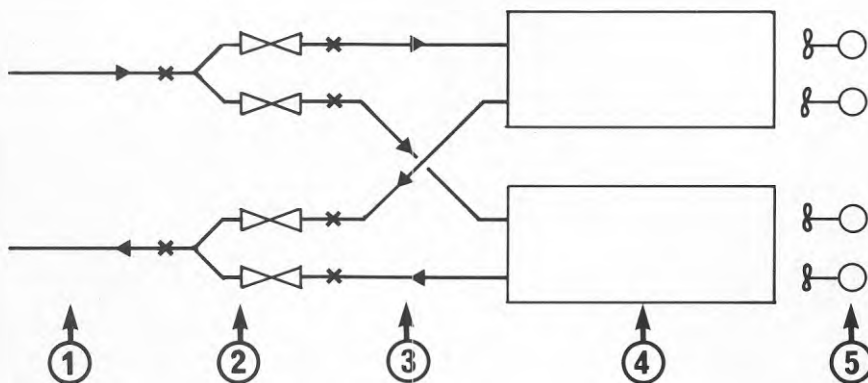
Utvärdering:

- Påväxt på värmeväxlarna måste kunna konstateras visuellt.

- Nedsmutsning av värmeväxlarna måste kunna konstateras visuellt.
- Korrosion bör kunna konstateras genom att värmeväxlarytorna är utbytbara och därmed kan undersökas i laboratorium.
- Effektöverföringsprestanda måste kunna anges som funktion av tillförd effekt till strömbildare.
- För utvärderingsändamål vore det lämpligt om värmeväxlarens kapacitet kunde varieras genom ändring av flödet genom värmeväxlarelementen.

2.2.4 Principlösning

Nedanstående kopplingsschema visar principlösningen.



Värmebäraren förs till och från värmeväxlarna genom PEL-ledningen (1). I närheten av värmeväxlarna placeras en fördelare med fyra stycken ventiler (2). Från fördelaren går man vidare till värmeväxlarna med en böjbar slang (3). Värmeväxlarna (4) kan därigenom flyttas upp och ned utan att fördelarens läge behöver ändras. Varje värmeväxlare förses med två stycken propellerförsedda motorer (5) för att möjliggöra ett flexibelt påtvingat flöde.

2.2.5 Principutförande

Nedanstående figurer visar den fysiska placeringen av värmeväxlarna.

PEL-ledningen kan förläggas på godtyckligt djup från ytan och nedåt. Valet av fryspunktnedsättande medel för värmebäraren påverkar förläggningssättet. Glykol medför att PEL-ledning plus värmebärare sjunker medan ett val av alkohol medför att ledningen flyter.

En flotte förläggs 10 - 20 m från värmeväxlarna så att ventilerna för värmebärarflödet blir åtkomliga. Ytterligare en flotte kan förläggas mellan värmeväxlarna för att underlätta bärgning och inspektion av desamma.

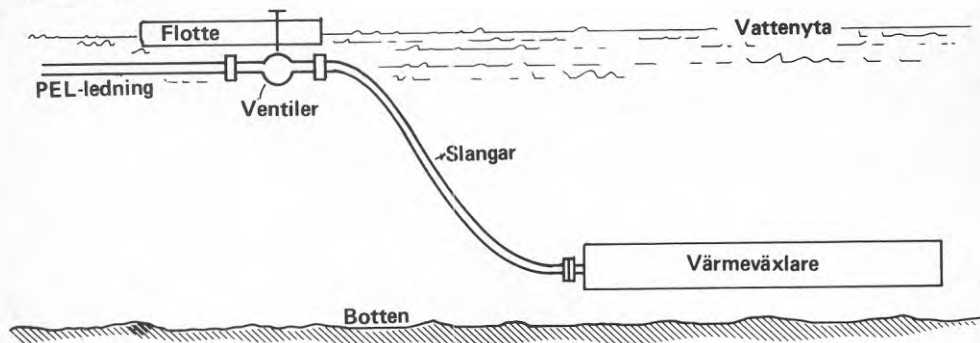
2.2.6 Dimensionering av värmeväxlarna

Praktisk utprovning av olika värmeväxlartyper har medfört att en värmeväxlare baserad på rillade aluminiumrör eller mässingsrör synes lämpligast. Vid en flödeshastighet av ca 0.25 m s^{-1} på vattnet kan värmeöverföringen betraktas som funktion av flödet i rören. Vid flödet 600 g s^{-1} och 900 g s^{-1} är överföringen för de föreslagna rören ca 130 respektive $200 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Motsvarande tryckfall över ett 20 m långt, rillat rör är 15 respektive 50 kPa.

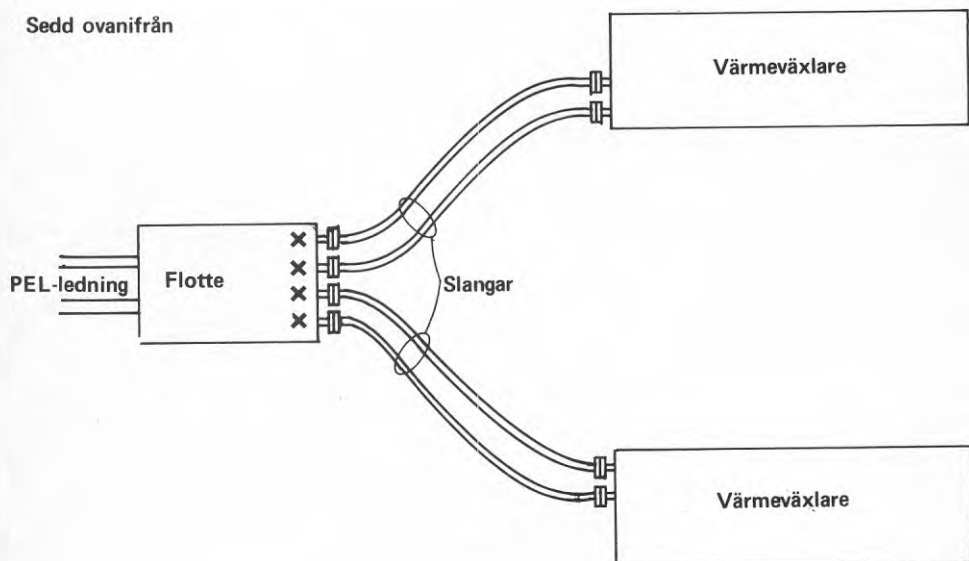
Vi bestämmer 700 g s^{-1} som ett lämpligt flöde genom att det medför ett tryckfall av ca 20 kPa varvid värmeöverföringen blir ca $150 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Värmebäraren har förutsatts bli uppvärmd 4°C . Antag denna innehåller 25 % alkohol för fryskydd ned till -15°C . För att vara på säkra

Sedd från sidan



Sedd ovanifrån



Placering av värmeväxlare. Förtöjningsanordningar är inte utritade.

sidan har en logaritmisk medeltemperaturdifferens på 4 K också förutsatts. Erforderlig längd på värmeväxlarelementen blir då 18.9 m.

Totala värmebärrarflödet vid en upptagen effekt av 400 kW blir 24.7 kg/s.

Eftersom värmebärarens täthet är 975 kg m^{-3} innebär detta ett volymflöde av 25.3 l s^{-1} .

Antalet parallelllagda värmeväxlarrör blir 36 stycken.

För att uppfylla märkeffekten krävs en logaritmisk medeltemperaturdifferens z enligt:

$$400\ 000 = 36 \cdot 20 \cdot 150 \cdot z$$

$$z = 3.7^{\circ}\text{C}.$$

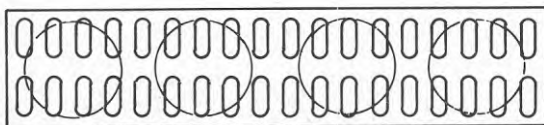
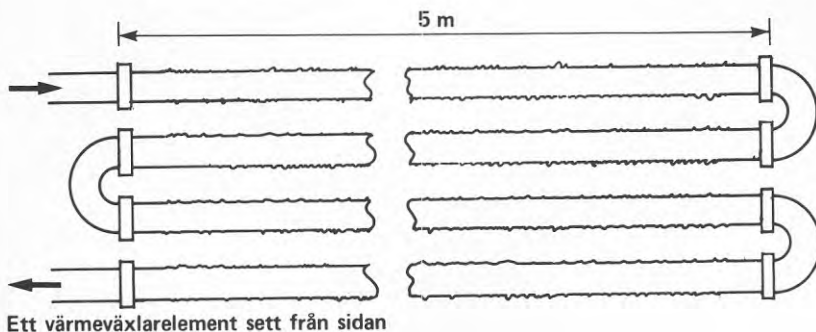
En tillåten logaritmisk medeltemperaturdifferens uppgår till 4.6°C enligt Punkt 2.1. En värmeväxlare enligt ovan beräknas alltså få ca 25 % överkapacitet, vilket kan synas rimligt.

Således konstrueras två stycken värmeväxlare, vilka vardera innehåller 18 stycken parallellkopplade 20 m långa värmeväxlarelement.

Om 0.2° temperaturfall tillåtes över värmeväxlarna, medför detta ett krav på ett påtvingat yttre flöde av minst 480 kg s^{-1} , vilket innebär 240 kg s^{-1} per värmeväxlare. För att upprätthålla en minsta yttre flödes hastighet av 0.25 m s^{-1} får flödesarean för detta yttre flöde inte vara större än 0.95 m^2 .

2.2.7 Konstruktion av värmeväxlarna

För att erhålla en lämplig storlek ur både funktionell och hanteringssynpunkt föreslås värmeväxlarna utförda enligt nedanstående figurer:



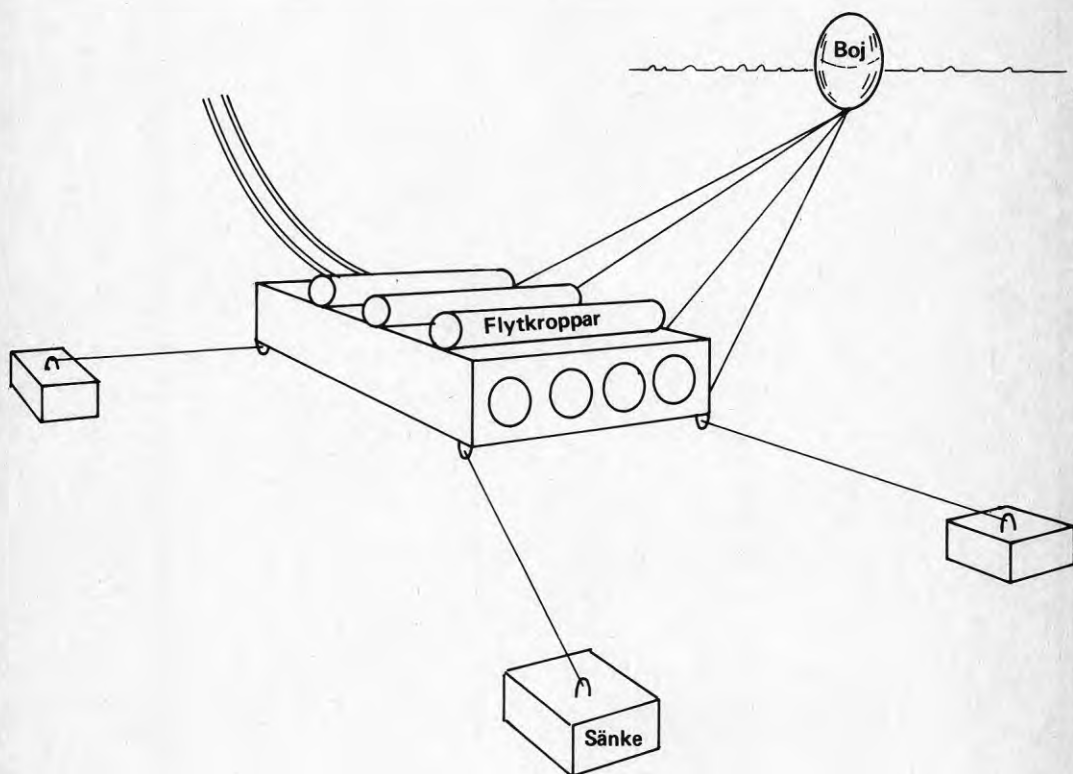
Varje värmeväxlarslinga på 20 m består av fyra delar om vardera 5 m, vilka kan demonteras via skruvkopplingar om så önskas.

Värmeväxlarpaketet är inpassat i en ram i vilken strömbildarna är fastsatta.

Hela värmeväxlaren är täckt av plåtar för att styra det påtvingade flödet längs värmeväxlarelementen. Värmeväxlarelementen plastbehandlas för att minska risken för korrosion. Anslutningarna mellan värmeväxlarelementen är helt i

plast, vilket utesluter korrosion i dessa delar. Ramen är utförd i plast eller med plastbehandlade ytor. Motorerna är delvis utförda i rostfritt material. Både det rostfria materialet, gjutjärn och legeringar plastbehandlas mot korrosion. Propellern utförs av plast om en lämplig sådan kan uppbringas. Värmeväxlarens konstruktion är sådan att eventuell ispåfrysning kan ske på densamma utan att mekanisk skada uppstår. Det är ur utprovningssynpunkt angeläget att konstatera under vilka temperaturer och flödesbetingelser som ispåfrysning uppträder.

2.2.8 Förankring av värmeväxlarna



Värmeväxlarna förses med flytkroppar, så att de kan förläggas på önskvärt avstånd från botten. Lämplig lyftkraft i hela värmeväxlaren torde vara 500 - 1 000 N.

Sänkena måste dimensioneras för denna lyftkraft inklusive lyftkraft från is, som kan frysa på ytorna. Vid en extrem påfrysning kan denna lyftkraft uppskattas till 2 000 N per styck. Sänkena måste även hålla värmeväxlaren i läge, då samtliga strömbildare är igång. Dragkraften per värmeväxlare blir 250 N då 250 kg s^{-1} accelereras upp till en hastighet av 1 m s^{-1} . Den blir 1 000 N om vattnet accelereras till 2 m s^{-1} . Antag att friktionstryckfallet stjälar lika mycket effekt som accelerationen och att totalverkningsgraden för strömbildarna är 50 %.

Effektbehovet blir då 0.5 respektive 2 kW per värmeväxlare. Förslagsvis installeras 4 stycken 1 kW motorer i vardera värmeväxlare, vilket ger rika möjligheter till utprovning vid olika flödessituationer.

2.3 Behov av utprovning för värmeväxlaren vid P10

Nedan berörs enbart utprovningsbehov beträffande värmeväxlarens funktion.

2.3.1 Kapacitet

Värmeväxlarens kapacitet bör kunna beskrivas som funktion av vattentemperatur, yttre flödesförhållanden och ispåfrysning. Vattentemperaturen måste kunna registreras vid inloppet till värmeväxlaren och helst även ca 100 m ifrån värmeväxlaren. Temperaturgradientmätningar vid olika platser i närheten kan utföras manuellt, när behov föreligger.

De yttre flödesförhållandena kan varieras genom att 0 - 4 strömbildare är i drift. Eventuellt kan egenkonvektionen undersökas då vattentemperaturen stiger så att egenkonvektion kan ske utan isbildning på värmväxlaren. Värmväxlarna måste då även kunna lutas.

Ispåfrysning skall ej ske om vattentemperaturen överstiger 1°C och om strömbildarna är i drift. Av speciellt intresse är dock att lära känna var gränserna för ispåfrysning sker, vilket kan ske genom att ingen eller endast en strömbildare är i drift då vattentemperaturen är låg. Alternativt kan flera strömbildare slås på intermittent vid låga vattentemperaturer så att kapaciteten kan noteras som funktion av strömningsförhållandena.

2.3.2 Påväxt och nedsmutsning

Värmväxlarna bör inspekteras två gånger per säsong beträffande påväxt. För att minimera påväxten är värmväxlarnas hölje inte genomskinligt. Användning av giftfärger rekommenderas inte till en början. Eventuellt blir inte påväxten alltför stor tack vare ljusavskärmning och flödessituationen. Möjligen kan avsiktlig ispåfrysning under vinterhalvåret ha en skyddande effekt.

Förmodligen kan problem med nedsmutsning bli större än påväxtproblemet vid P10, ty botten är av utpräglad slamnatur.

Av denna orsak bör strömbildningen runt värmväxlarna styras så att minsta möjliga mängd slam rivs upp. Nedsmutsningen bör kontrolleras relativt snabbt efter igångsättning av anläggningen, så att dess magnitud kan uppskattas omgående.

2.3.3 Korrosion

Värmeväxlarytorna, motorerna och en del av ramen kan utsättas för korrosion. Förslagsvis behandlas en del av värmeväxlarytorna med olika ytbehandlingar för att utröna vilken korrosionsskyddande metod som är lämpligast ur både teknisk och ekonomisk synvinkel.

Behandlingen av komponenterna utförs ändå på ett sätt så att korrosionsproblem inte borde uppstå under en tioårsperiod.

2.3.4 Mekanisk funktion

För att utvärdera prestanda hos olika komponenter i värmeväxlarna borde följande storheter kunna avläsas:

- Ackumulerat flöde till vardera värmeväxlaren.
- Drifftid på cirkulationspumpen.
- Drifftid på samtliga strömbildare.
- Ackumulerat antal starter på samtliga strömbildare.
- Tryck över vardera värmeväxlaren mätt efter fördelaren ute vid flotten.
- Temperaturen på köldbärarflödet mätt ute vid flotten.
- Läckage av värmebärare.

2.3.5 Speciella försök

En bedömning av hur värmeväxlarens prestanda varierar med flödeshastigheten i värmeväxlar-elementen kan utföras genom att två av ventilerna stängs helt eller delvis. Avläsningar av flödena och värmebärartemperaturerna medför att kapaciteten kan utläsas som funktion av inre flödet.

Anmärkas bör att tryckfallet över värmeväxlaren kommer att öka drastiskt vid flöden över 900 g s^{-1} . Det statiska trycket höjs och värmebärrflödet minskar något om ingen förändring görs beträffande cirkulationspumpens driftförhållanden. Det statiska trycket i värmeväxlarna får därvid inte överskrida 400 kPa.

2.4 Förslag till utvecklingsaktiviteter vid P10

Om ENIAQ anläggningen vid P10 kan användas för utprovningens verksamhet så borde följande framtida aktiviteter kunna vara av intresse.

2.4.1 Utveckling av värmeväxlarytor

En värmeledande plast bör kunna utvecklas i form av rillade rör, vilka direkt skulle kunna sättas in i värmeväxlaren vid P10. Syftet är att sänka kostnaden för värmeväxlaren radikalt. Plasten måste dock klara relativt höga krav på mekanisk hållfasthet.

2.4.2 Utveckling av energitransportsystem

Anläggningen skulle kunna användas för att utvärdera möjligheten att minska värmebärrflödet till ca 5 kg s^{-1} genom att en is/vattenblandning produceras vid anläggningen. Noteras bör att denna lösning endast kan fungera om iskristallerna är mycket små så att avsmältningen hinner ske i värmeväxlaren.

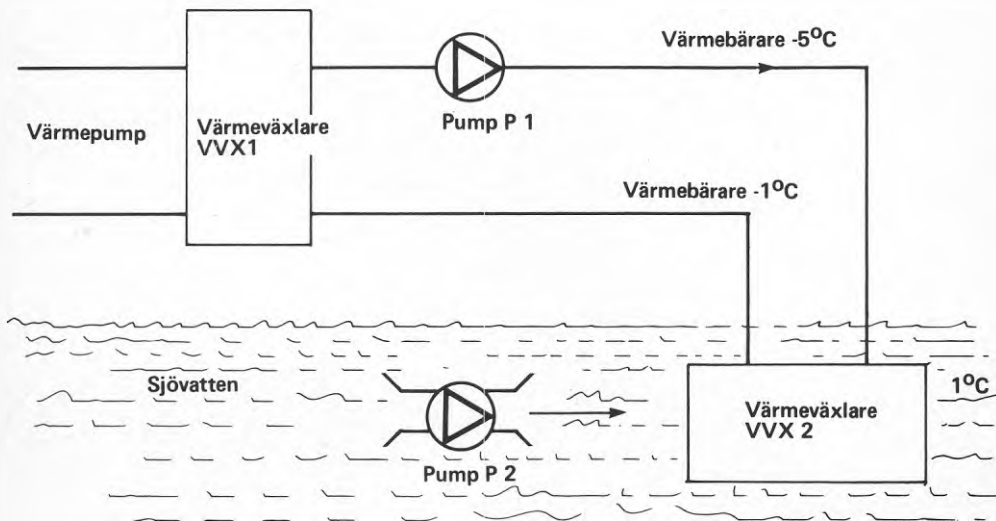
2.4.3 Utprovning av ismaskin

En ismaskin för kontinuerlig isproduktion, där isen deponeras under eller ovanför Mälarens istäcke kan utan större svårigheter anslutas till anläggningen i ett senare skede, när en lämplig ismaskin finns tillgänglig.

2.5 Försök med värmeväxlare i mindre skala

2.5.1 Bakgrund

Vid värmeväxling mellan sjö- eller havsvatten och en värmebärare i ett cirkulerande system är följande faktorer bl a av betydelse för systemets ekonomi:



- Ytan på VVX 2
- Behov av pumpeffekt för P 1
- Behov av pumpeffekt för P 2
- Material i värmeväxlarelementen
- Logaritmiska medeltemperaturdifferensen mellan sjövattnet och värmebäraren.

Ovanstående variabler kan varieras för att erhålla en viss bestämd märkeffekt.

Av speciellt intresse är det totala värmeövergångstalet i värmeväxlaren. Detta betecknas med α_{tot} ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$).

$$\frac{1}{\alpha_{\text{tot}}} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_y} + \frac{1}{\alpha_{\text{vägg}}}$$

där

α_i = värmeövergångskoefficienten mellan inre vätska och värmeväxlarytan.

α_y = värmeövergångskoefficienten mellan yttre flöde och värmeväxlarytan.

$\alpha_{\text{vägg}}$ = värmeövergångskoefficienten i värmeväxlarens vägg.

α_i och α_y är beroende av flödes hastigheten inne i respektive utanför värmeväxlarelementet. Om detta antages vara ett slätt rör gäller ungefär att $\alpha_i \sim \alpha_y$ och att dessa är proportionella mot hastigheten $v^{0.8}$.

Exempel på värmeövergångskoefficienter för vatten vid 20°C ges nedan. (Turbulenta förhållanden och en diameter av 50 mm är antagna.)

v (ms^{-1})	α_i ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)	α_y ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
0.10	270	400
0.20	480	600
0.40	830	1 030
0.80	1 450	1 460
1.60	2 520	2 520

α -värdet för aluminium- respektive PEH-plast av 1 mm:s tjocklek är 218 000 respektive $440 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Vi inser genast att inverkan av en värmeväxlarvägg av aluminium är försumbar för α_{tot} medan en plastvägg kommer att ha en väsentlig inverkan. Man kan uttrycka detta genom att påstå att inre och yttre flödessituationen är dimensionerande för värmeväxlarens värmeövergångstal så länge värmeväxlarytan är en god värmeledare. Speciellt gäller detta om pumpeffekterna P_1 och P_2 hålles låga, varvid inre flödeshastigheten kanske är 0.5 ms^{-1} och den yttre är 0.2 ms^{-1} . α_{tot} för en aluminium- respektive en PEL-plastvärmeväxlaryta med en tjocklek av 1 mm blir ca 370 respektive $200 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ vid 20°C vattentemperatur.

Motsvarande värden vid 1°C är ungefär 250 respektive $150 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ beroende på att α_i och α_y är temperaturberoende.

Vi kan således notera att α_{tot} för aluminiumvärmeväxlaren vid den önskade flödessituationen är föga högre än för plastvärmeväxlaren trots att aluminium leder värme ca 500 gånger bättre än PEH-plasten. Framhållas bör att ovanstående värden är teoretiska och gäller för släta rör med en diameter av 50 mm.

Ovanstående insikt och det faktum att rillade plaströr finns på marknaden som kabelskyddsror, innebär att värmeväxlarelement av PEH-plast borde kunna konkurrera med metallvärmeväxlare tack vare lägre pris och goda korrosionsegenskaper.

Till nackdelarna för plasten hör dock osäkerhet i hållfasthet och ömtålighet mot mekanisk påverkan.

2.5.2 Målsättning

Den övergripande målsättningen var att konstruera och prova en värmeväxlare som skulle kunna klara värmeväxling ned till ca $+1.0^{\circ}\text{C}$ vattentemperatur i en sjö. Vidare måste värmeväxlaren vara av ett utförande så att den så småningom borde kunna accepteras som en driftsäker komponent i en ENIAQ anläggning. Basidén var att använda rillade PEH-rör som värmeväxlarelement. Rillningen skulle då fungera höjande på α_i och α_y utöver de värden som finns angivna i Punkt 2.5.1.

En viktig utprovingsvariabel var också att erhålla data för ispåfrysningsrisken vid låga temperaturer på sjövattnet.

Konstruktionen av värmeväxlaren borde dessutom vara sådan att rengöring, montering, inspektion m m underlättades i högsta tänkbara grad.

2.5.3 Utförande

Provningarna har skett genom att olika typer av värmeväxlare konstruerats och byggts och sedan provats i Stallkanalen i Stockholm. Därvid har ett vätskekylaggregat med en kylkapacitet av 3 - 6 kW använts för att kyla värmebärarkretsen. Flera olika värmeväxlarkonstruktioner av rillade plaströr har utprovats. På grund av bristande mekanisk pålitlighet beträffande denna typ av värmeväxlare konstruerades en typ baserad på rillade aluminiumrör. Denna växlare kan tillverkas på ett sätt så att en god driftsäkerhet kan garanteras.

2.5.4 Resultat

En realistisk målsättning för en värmeväxlare måste vara att den håller för en viss direkt skärande mekanisk påverkan som kan uppstå vid hantering och även på förläggningsplatsen. Vidare bör den utföras för tyckklass NT 4, för att ansluta till gängse välkända normer.

De utprovade rillade rören har provats vid drift under 3 bars tryck och vid flödet 3 ms^{-1} i kanalen. De höll 1 vecka innan mekanisk utmattning och läckage uppträdde. Detta kanske inte behöver vara avgörande, men de utprovade rören är svaga för direkt mekanisk åverkan vilket hindrar en praktisk tillämpning av desamma.

För att ge en överblick över prestanda för olika värmeväxlartyper anges effektöverföringen per meter värmeväxlarelement. Detta är möjligt emedan alla värmeväxlarelement baseras på rör med en yttre diameter av 50 mm.

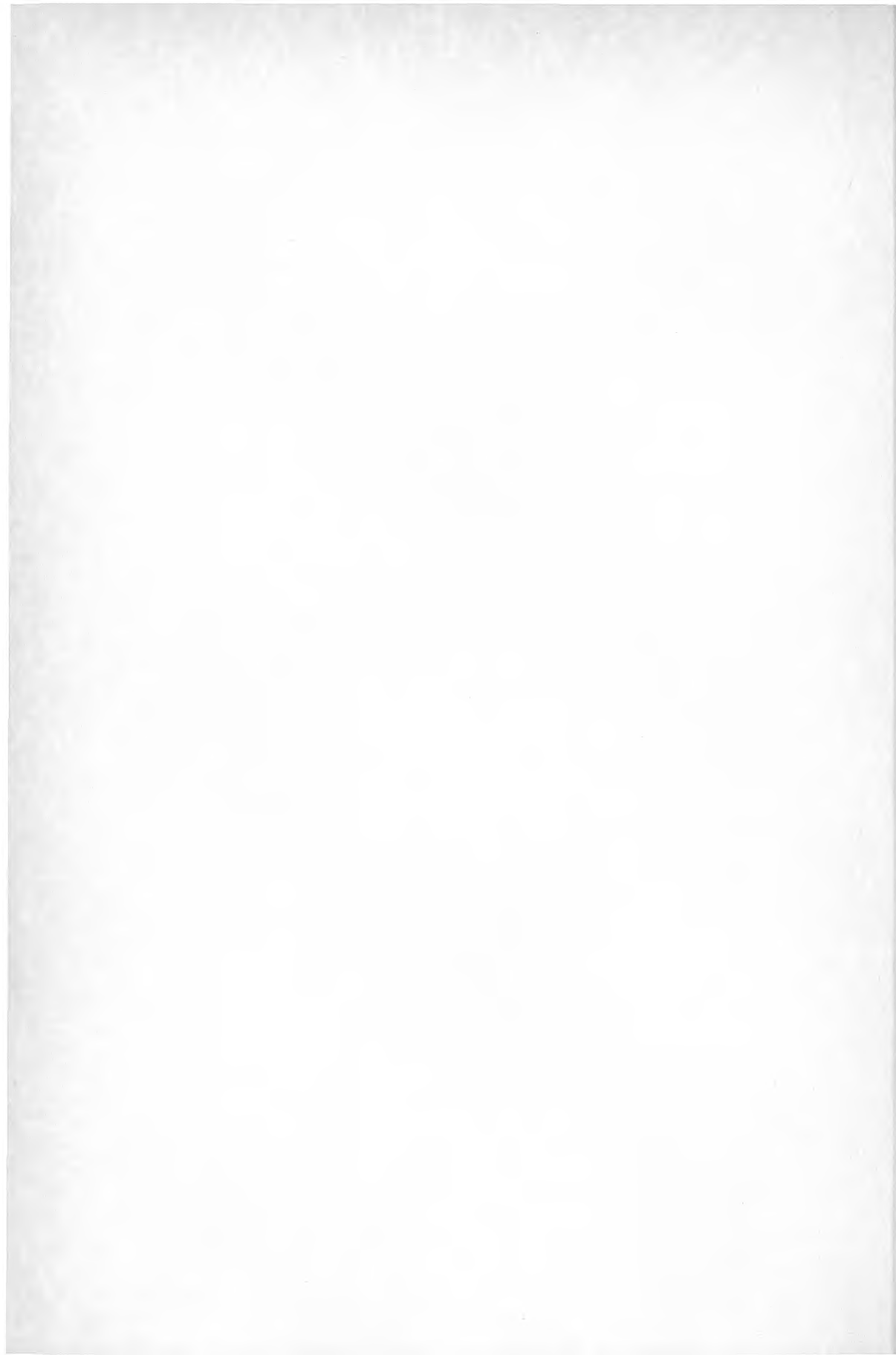
Prestanda är dessutom angivna för en logaritmisk medeltemperaturdifferens av 3.5°C och vid ett inre flöde av ca 0.6 l värmebärare per sekund. Värden för värmeväxling vid ispåfrysning gäller då ett jämviktstillstånd uppstått. Med ovanstående förutsättningar ser resultaten ut enligt nedanstående tabell.

Typ av värmeväxlaryta	Effektöverföring per meter (W)	Anmärkning
Rillade plaströr tvärs strömmen	145	Yttre flöde ₁ 0.2-0.3 ms ⁻¹
Släta aluminiumrör tvärs strömmen	245	"-
Rillade aluminiumrör tvärs strömmen	450	"-
Rillade plaströr längs strömmen	220	Yttre flöde ₁ 3 ms ⁻¹
Rillade aluminiumrör längs strömmen	1 300	"-
Rillade aluminiumrör längs strömmen	1 020	Ispåfrysning 3 ms ⁻¹ 0.4°C
Rillade aluminiumrör tvärs strömmen	150 - 300	Ispåfrysning 0.1 ms ⁻¹ 0.5°C 0.2 ms ⁻¹ 0.8°C

2.5.5 Trolig utveckling - slutsatser

Polyetenplastens svaga sida är dess känslighet för skärande mekanisk bearbetning, dess låga värmeledningsförmåga och eventuell mekanisk utmattning vid kombinerat tryck och vibrationer.

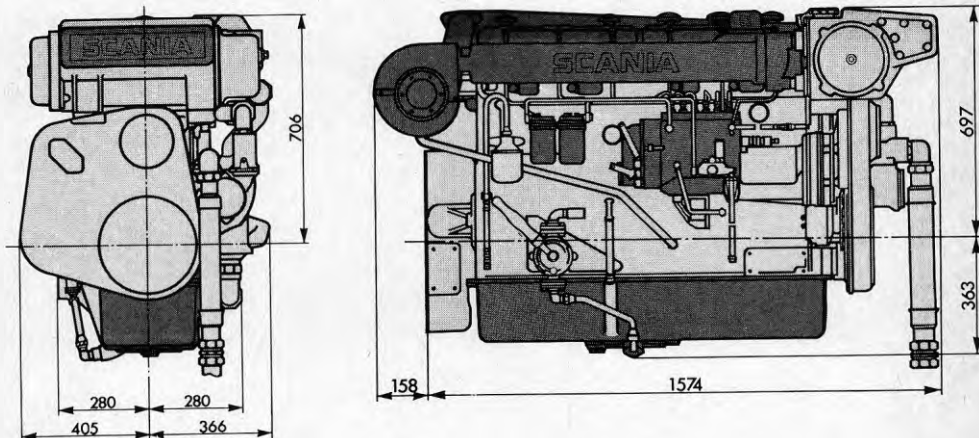
För att klara den mekaniska sidan krävs tjockare väggar på värmeväxlarelementen, men därvid sänks värmegenomgångstalet. Således är en framtida användning av polyeten som material för värmeväxlarelement av här akutell typ beroende av att en värmeledande polyetenplast utvecklas utan att detta medför att polyetenens pris- och bearbetningsfördelar försvinner.



3. DRIVMOTOR OCH VÄRMEPUMPSYSTEM

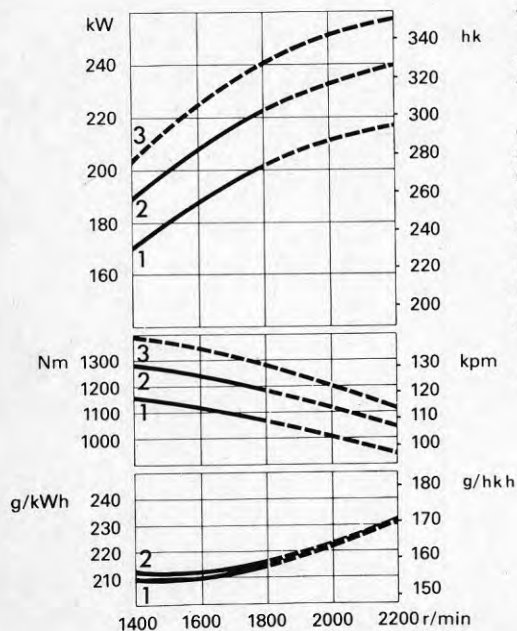
3.1 Drivmotorn

Som drivmotor har en Scania DS11M01 valts.
Data för motorn framgår nedan.



SCANIA DS11

Marin Diesel



TEKNISKA DATA

Antal cylindrar	6
Arbetsätt	4-takt med direktinspr. och överladdning
Cylinderdiameter	127 mm
Slaglängd	145 mm
Cylindervolym	11,0 dm ³
Effekt, lätt kont. drift — 1800 r/min	223 kW (303 hk DIN)
Effekt, tung kont. drift — 1800 r/min	202 kW (275 hk DIN)
Max. vridmoment, lätt kont. drift — 1400 r/min	1285 Nm (131 kpm)
Max. vridmoment, tung kont. drift — 1400 r/min	1155 Nm (118 kpm)
Spec. bränsleförbrukning vid 100 % last och 1500 r/min	212 kWh (156 g/hkh)
Vikt, utan olja, vatten och backslag	1135 kg

Ur Figur A.4 framgår att den maximala förväntade axeleffekten blir 202 kW. Vid denna axeleffekt och 1 800 rpm erhålles följande värmeflöden från motorn:

Kylvatten	110 kW	vid max 93°C
Oljekylarvatten	16 kW	vid max 80°C
Laddluftkylvatten	21 kW	vid max 36°C
Avgaser	151 kW	vid 440°C
Strålningsvärme	17 kW	vid 25°C

Laddluftkylaren har en så låg temperatur på det utgående vattnet att detta ej kan användas. Det är troligen bättre att genom att utnyttja brinelösningen på sjösidan i laddluftkylaren höja motoreffekten. Laddluftkylaren får härvid inte kylas med så kall brinelösning att isbildning på luftsidan uppstår. Strålningsvärmern kan ej heller utnyttjas kostnadseffektivt.

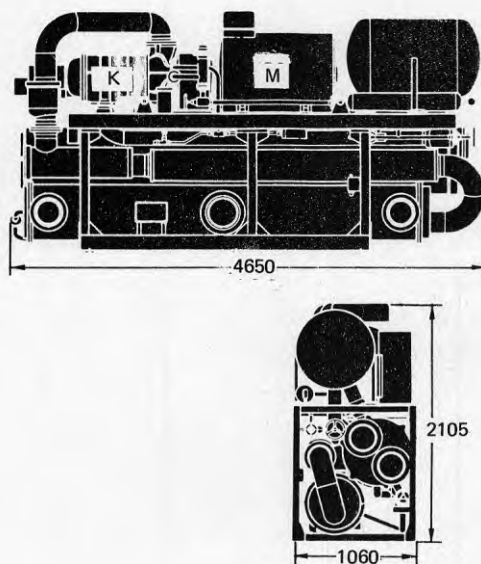
Motorn blir försedd med ett extra stort oljetråg med anslutningar till ett oljeförråd.

Livslängden för motorn vid de aktuella driftsförhållandena är oklar. Motorn monteras därför så att den mycket lätt kan bytas ut. Utbytesmotorer är förhållandevis billiga. Motorkunnig personal finns ständigt på plats från Arméns motorskola vid P10.

3.2 Värmepumpen

Värmepumpen är en modifierad version av STALs VSV S1E26.

Utseendet av ett eldrivet standardaggregat framgår nedan.



De förändringar som vidtagits är att motorn M borttagits samt att kompressorn K vänts $\frac{1}{2}$ varv därigenom blev dock maskinen ca 150 mm bredare. Stativet har även ändrats något för att tillåta montage av växel.

Maskinen är utrustad med en skruvkompressor och är ekonomizerkopplad (se Figur A.11). Ytterligare data framgår nedan.

Skruvdiameter	51 mm
Kompressionsförhållanden	26
Vikt	529 kg
Kyleffekt vid 70/-10 i kondensering resp förångning	264 kW
Axeffekt som ovan	215 kW
Köldmedium	R12
Maxvarv	3 600 rpm
Minvarv	2 200 rpm

3.3 Uppställning, montering m m

Motor och värmepump monteras på en styv ram. Ramen har dimensionerats av Bergatrucken AB. På ramen bultas en standardcontainer med urtagen botten på ett sådant sätt att den blir lätt avtagbar.

Ramen uppställs på plintar på uppställningsplatsen varefter montering av värmepump, motor, tankar och övriga komponenter tar vid.

4. ORGANISATION, KOSTNADER OCH TIDPLAN

4.1 Organisation

Separat offereras utförandet av en sjöförlagd värmeväxlare med tillhörande ledningar till Studsvik Energiteknik. Studsvik offererar sedan en ENIAQ anläggning till P10, varefter P10 ansöker om medel hos Bygghörsningsrådet, BFR. En ansvarig projektchef vid P10 måste härvid utses. Projektledare utses lämpligen från Studsvik. Medlen kommer att bestå av två delar - dels en bidragsdel och dels en lånedel (EXOD lån). För enkelhetens skull bör både lånedel och bidragsdel kanaliseras via P10.

4.2 Kostnader

Kostnaderna uppskattas till 3500 kkr i prisläge april 1981. I denna kostnad ingår allt inklusive mätning och utvärdering.

I serietillverkning uppskattas kostnaden till ungefär 1500 kkr för 100 enheter.

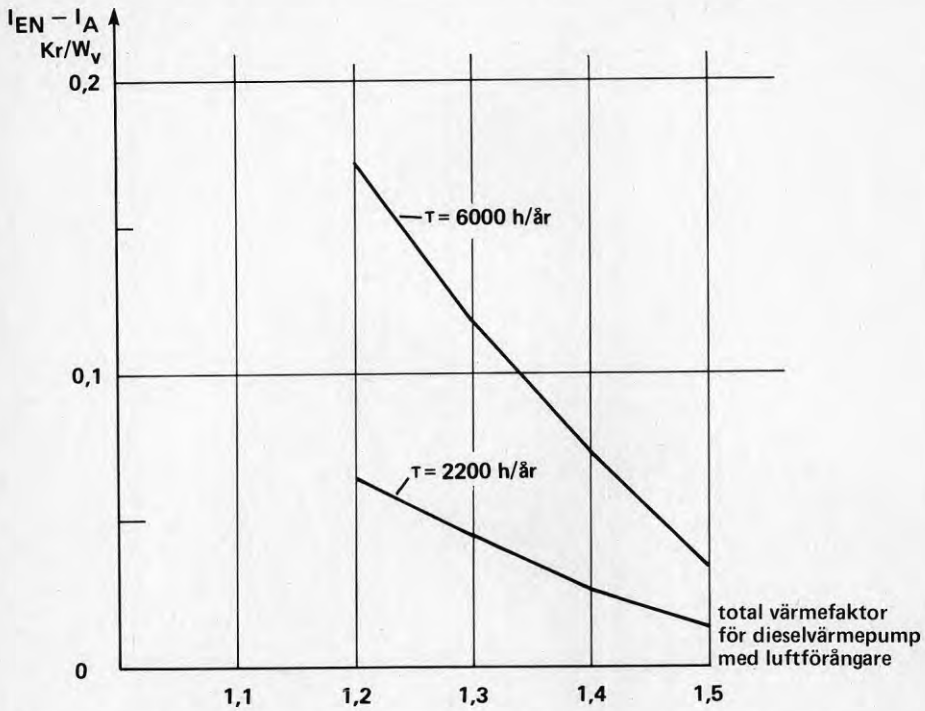
Värdet av den årliga oljebesparingen uppskattas till ungefär 500 kkr per år jämfört med en oljepanna för Eol med verkningsgraden 70 %.

4.3 Tidplan

En tidplan för P10 projektet visas i Figur A.17. Komponenterna kan vara på plats i containern inom 7 månader från beslut om projektets igångsättande. Montering etc väntas ta ca 2 - 3 månader. Mätningar torde kunna påbörjas inom ett år efter projektstarten. Med hänsyn till att projektet avser en prototyp, kan man dock anse en fördröjning på 3 månader som sannolik.

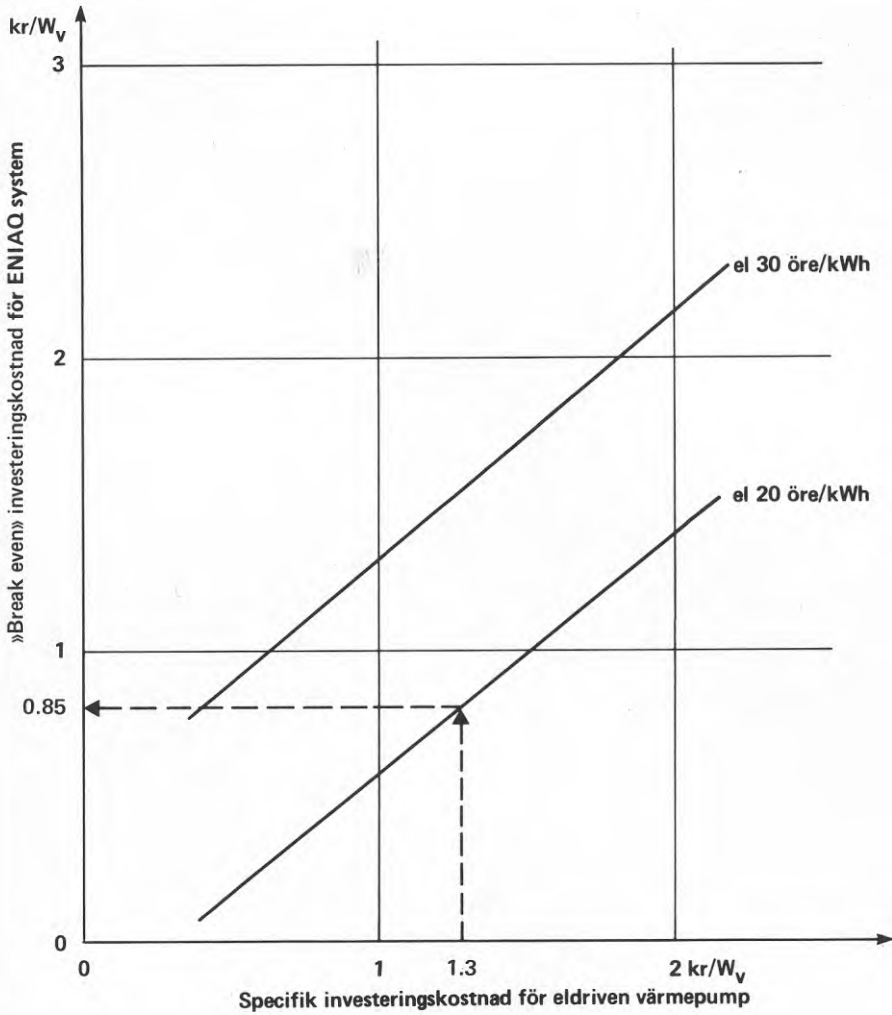
REFERENSFÖRTECKNING

1. HÅKANSSON, R (Ordförande i en lokal HSB-förening i Nyköping)
Intervju, 1980-03-04.
2. LINDQVIST, B (Stockholms Fastighets-
ägarförening)
Telefonsamtal, 1980-03-05.
3. NILSSON, S (HSB Riksförbund)
Intervju.
4. VVS tidskriften nr 2, 1980.
5. REHNBERG, O
Teknisk utformning av avgasrenare.
6. CHAPLIN, G B B och SMITH, R A
Noise cancellation research at Essex
University.
University of Essex, Colchester, England.
7. HOLMGREN, R (ÅG Konsult)
Telefonsamtal, 1980-03-24.
8. DAVIN, B et al (Orrje & Co - Scandiaconsult)
Sjöar och hav som värmekälla för en
värmepump.
9. SVANBERG, O (NBL Studsvik)
Telefonsamtal.



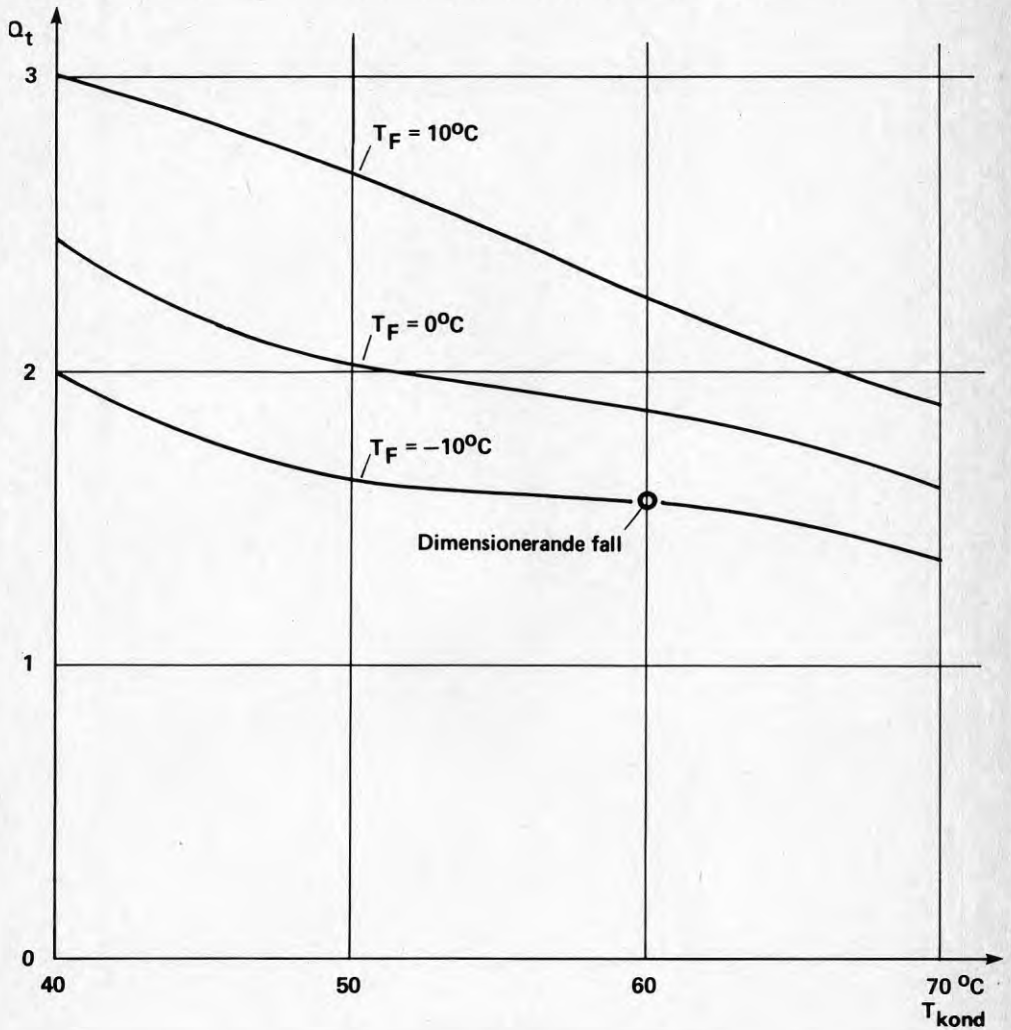
Figur 1

Tillåten differensinvestering mellan ENIAQ alternativet och en dieselmotordriven värmepump med luftförångare som funktion av den senares totala årliga värmefaktor. ENIAQ systemets totala årliga värmefaktor har satts till 1.6.



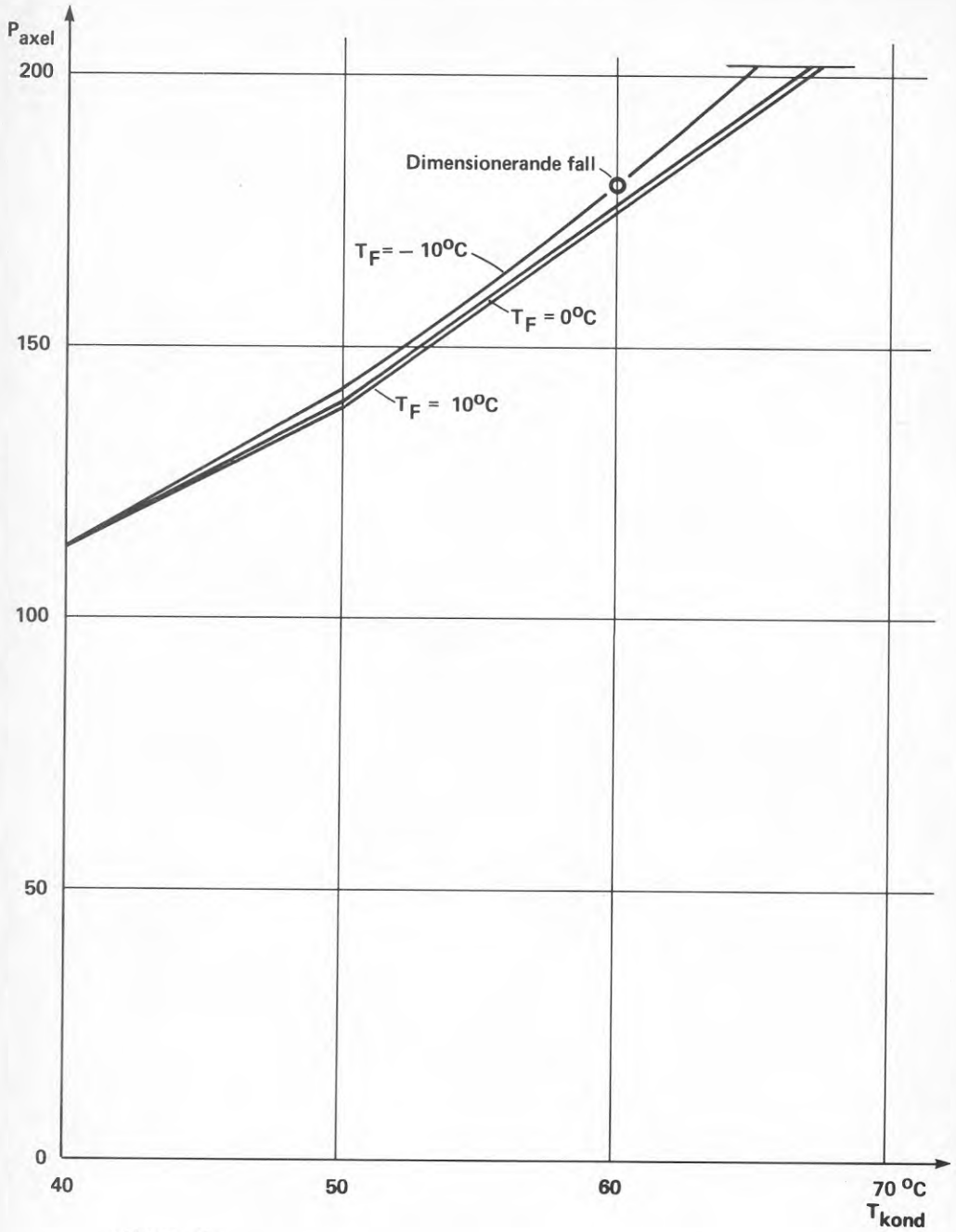
Figur 2

ENIAQ systemet jämfört med en eldriven värmepump med samma värmekälla vid olika värden på "dagens" energipris. Linjerna anger alternativ med samma totalcostnad.



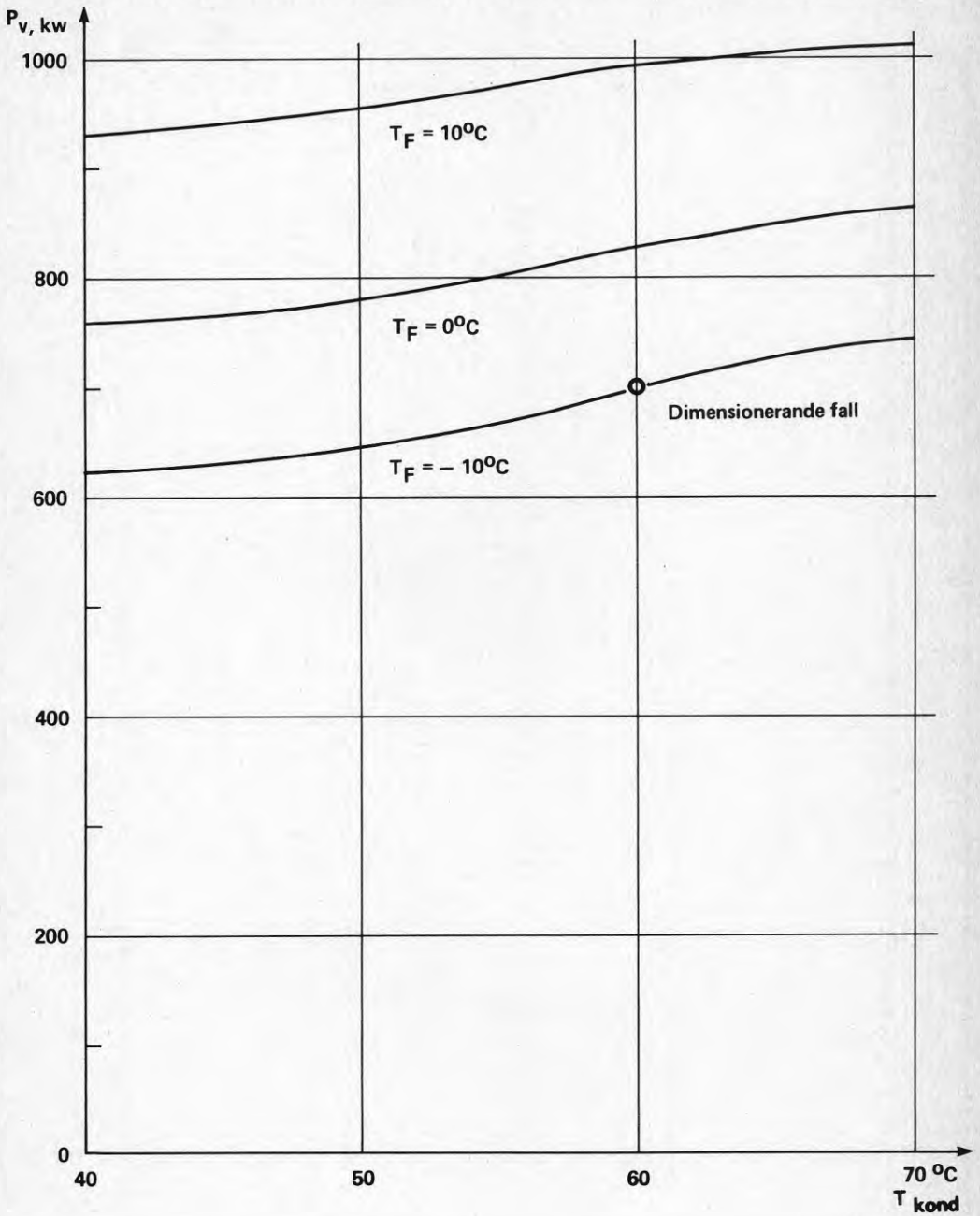
Figur 3

Totala värmefaktorns variation med kondenserings- och förångningstemperaturen. SCANIA DS11101M, STAL S51E-26. (Den totala värmefaktorn avser levererad värme dividerat med oljans effektiva värmeinhåll.)



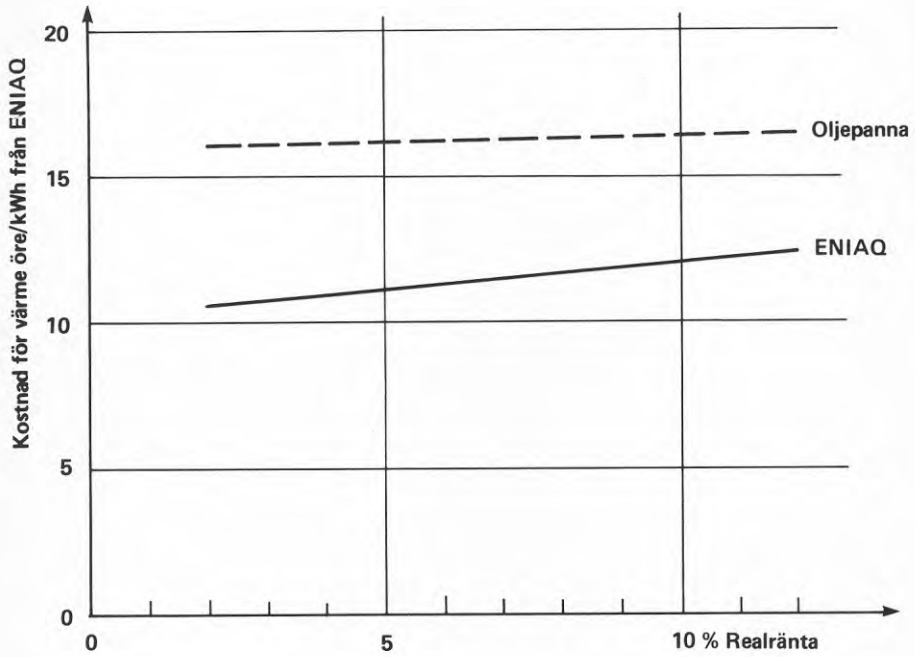
Figur 4

Axeffektens variation med förångnings- och kondenserings-temperaturen. SCANIA DESI1101M, STAL S51E-26.



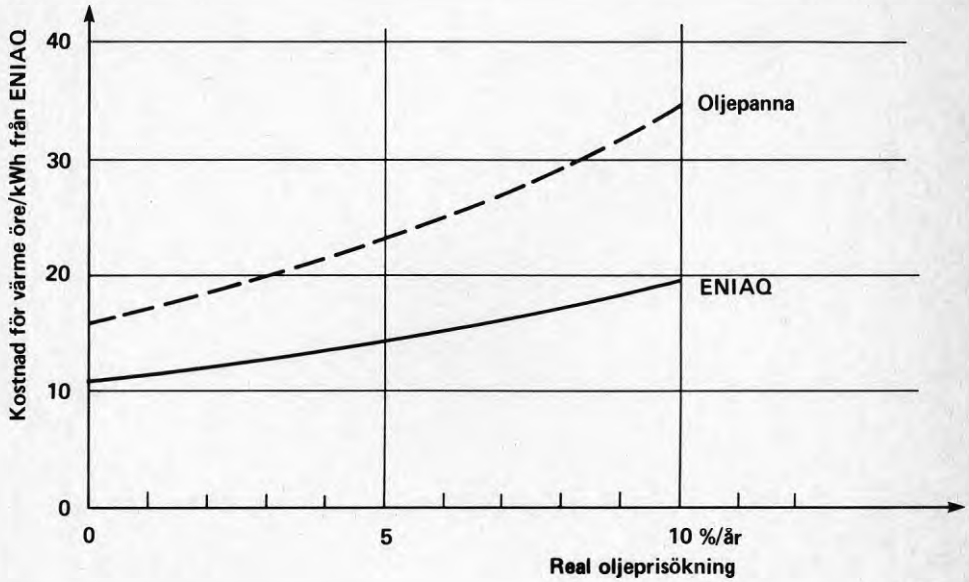
Figur 5

Värmeeffektens variation med förångnings- och kondenserings-temperaturen. SCANIA DSI1101M, STAL S51E-26.



Figur 6

Kostnaden för värme från en ENIAQ anläggning som funktion av realräntan (~ nominell ränta - inflation).



Figur 7

Kostnaden för värme från ENIAQ anläggningen som funktion av den reala oljeprisökningen (nominell ökning - inflation).

KASKAN P10 STRÄNGNÄS

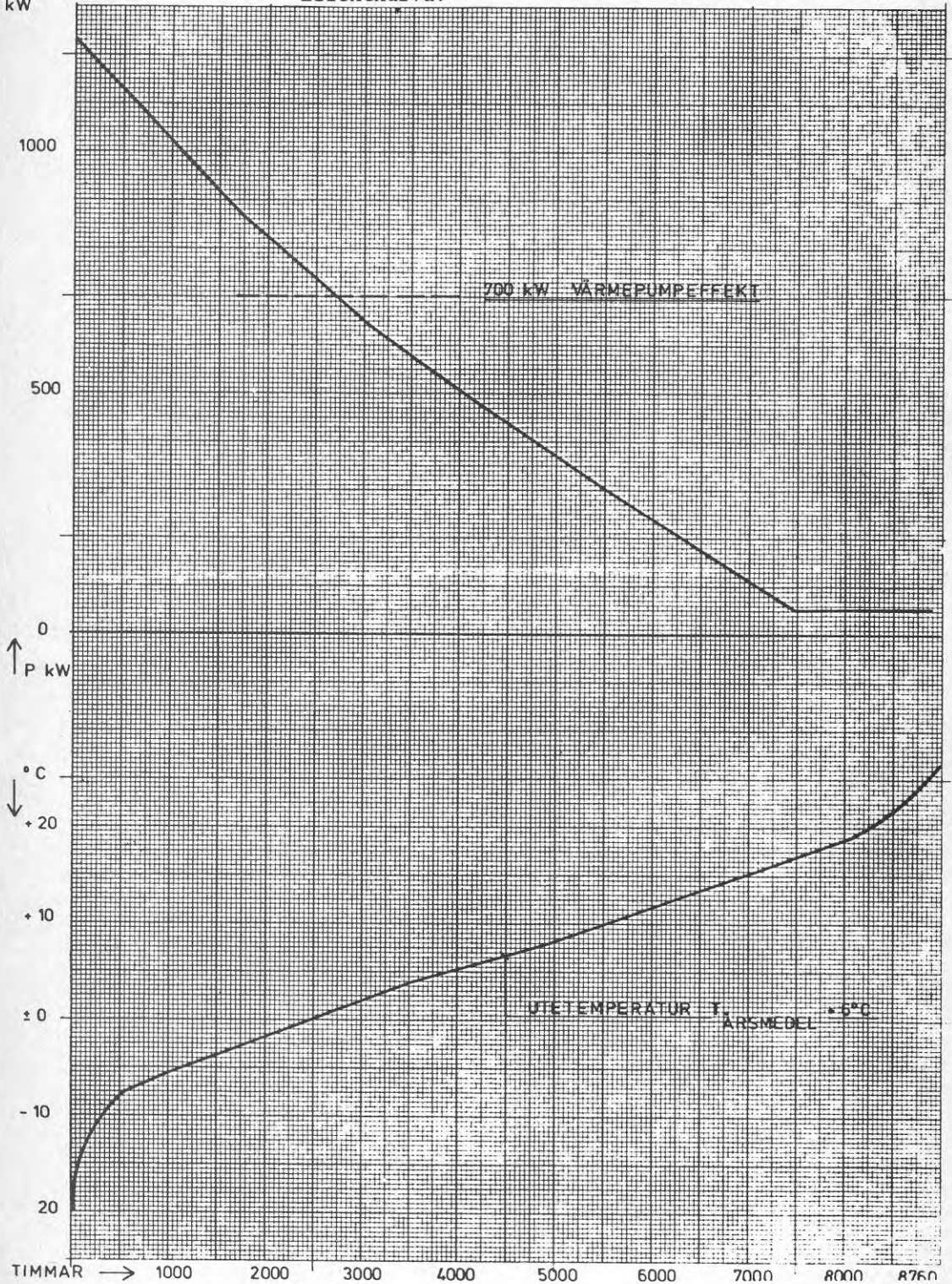
Figur 8

Bilaga A.8

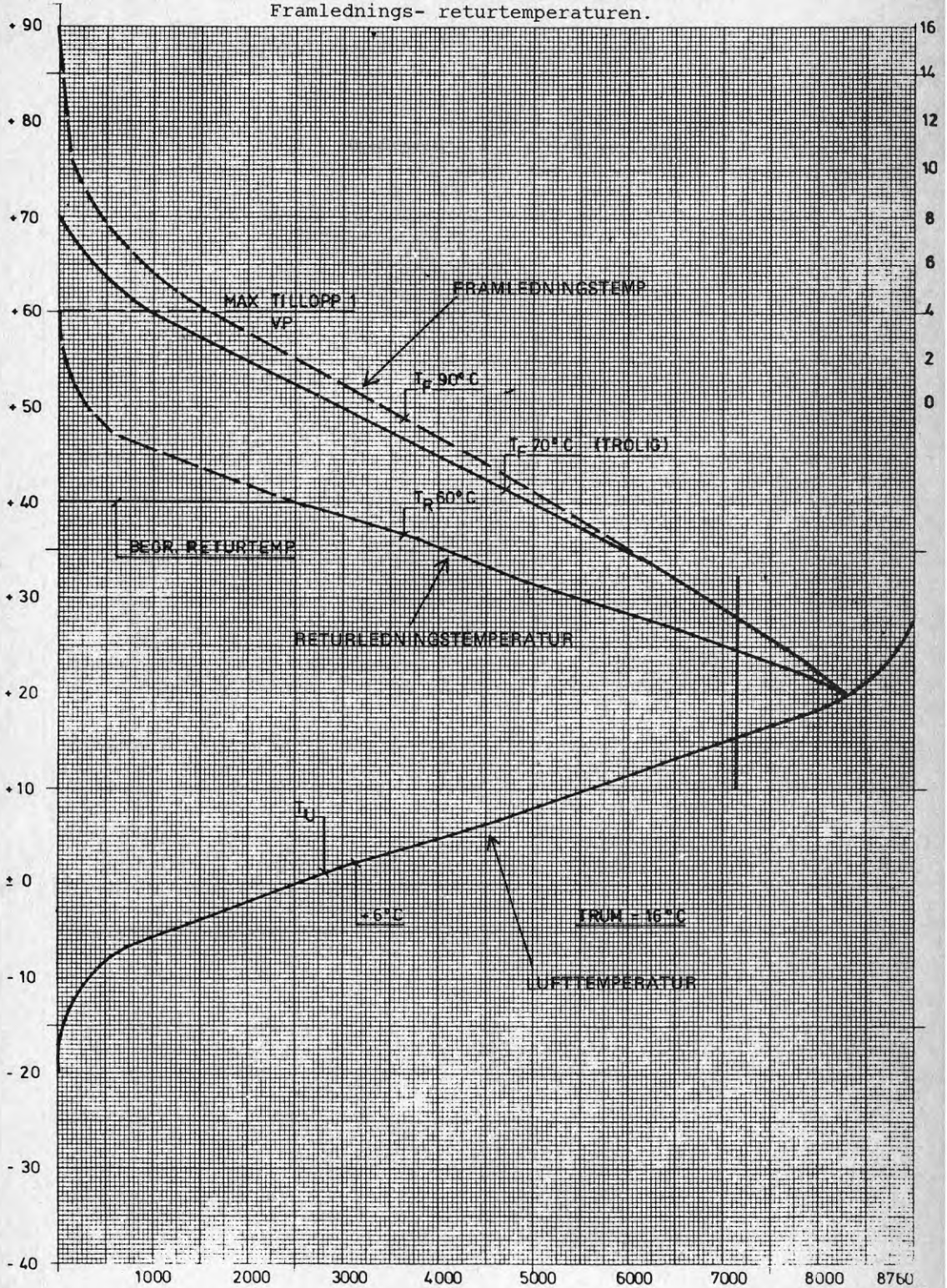
50

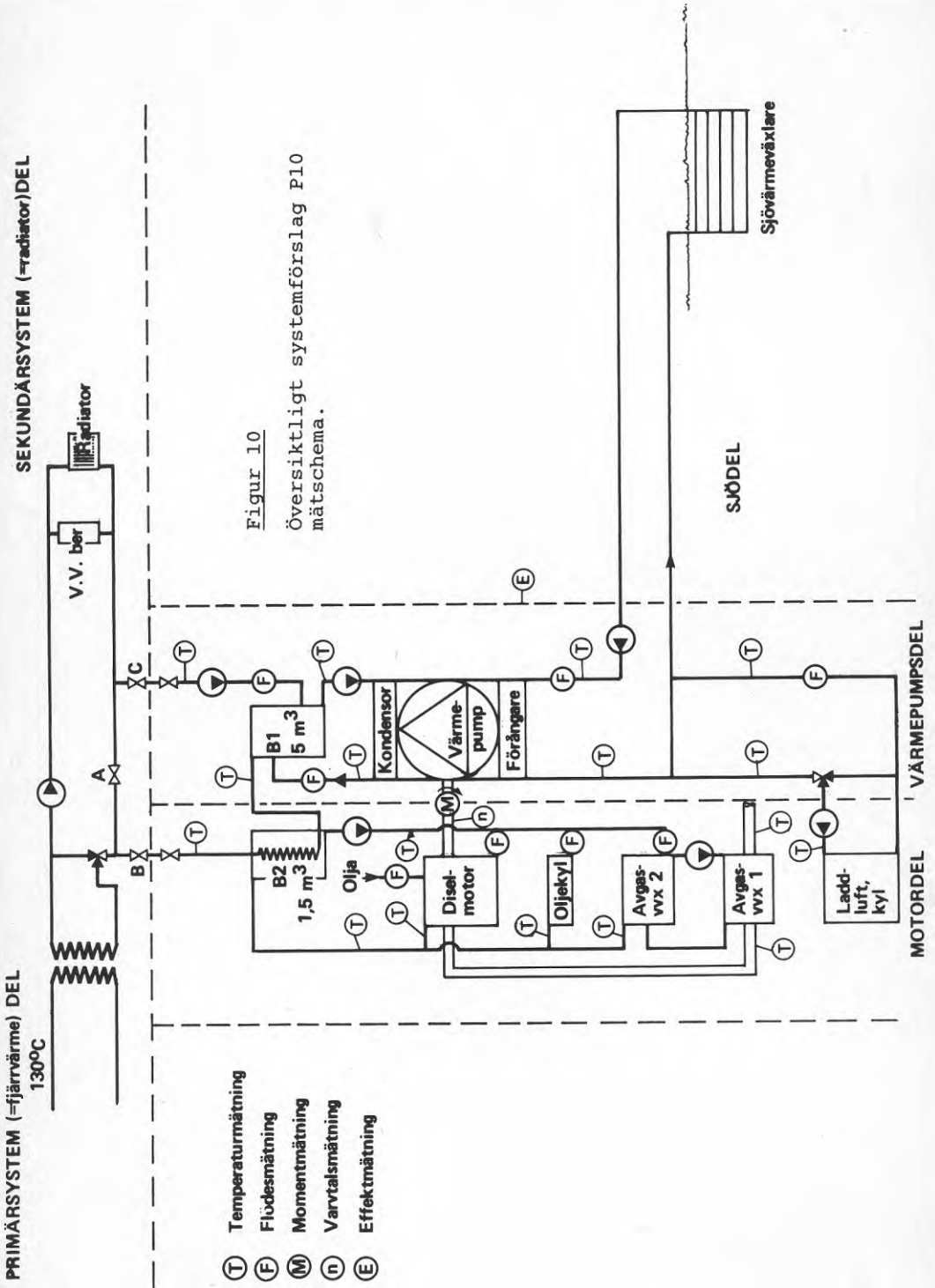
Effektkurva.

EFFEKT
kW



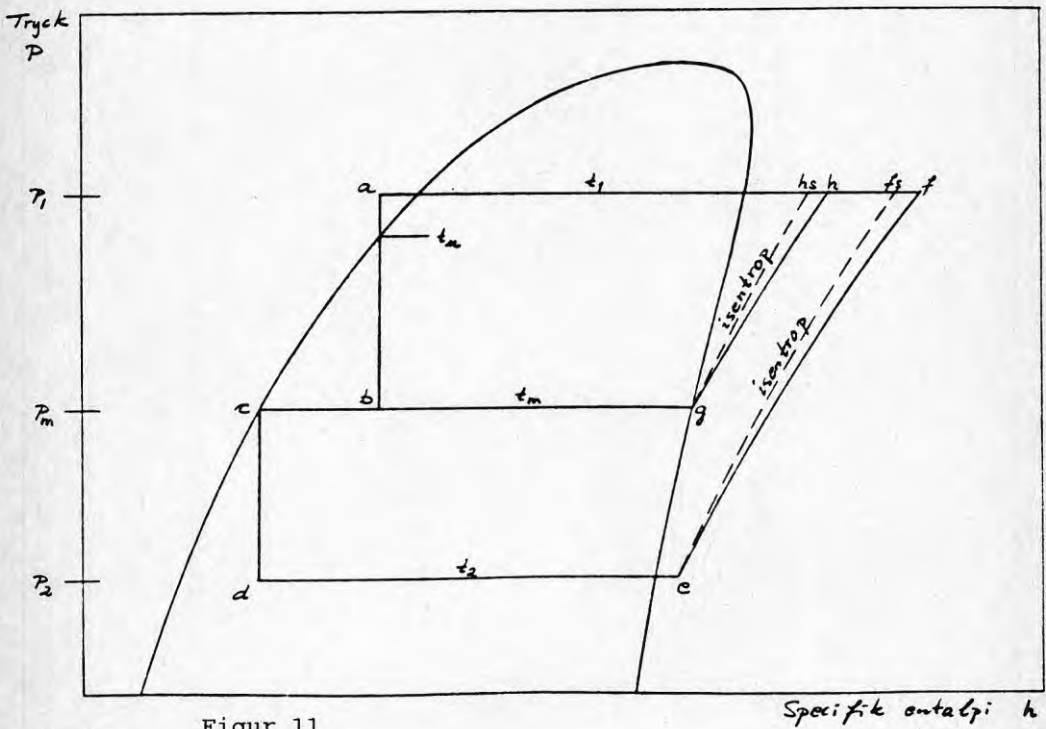
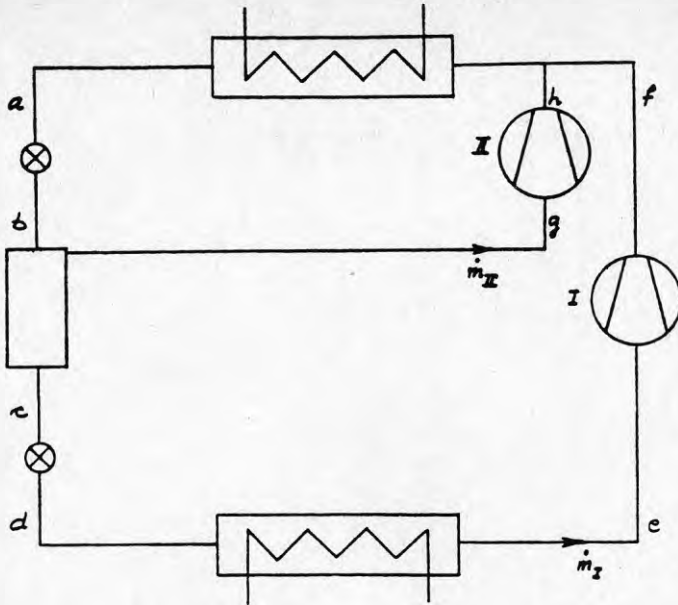
Framlednings- returtemperaturen.





Figur 10
Översiktligt systemförslag P10
mätschema.

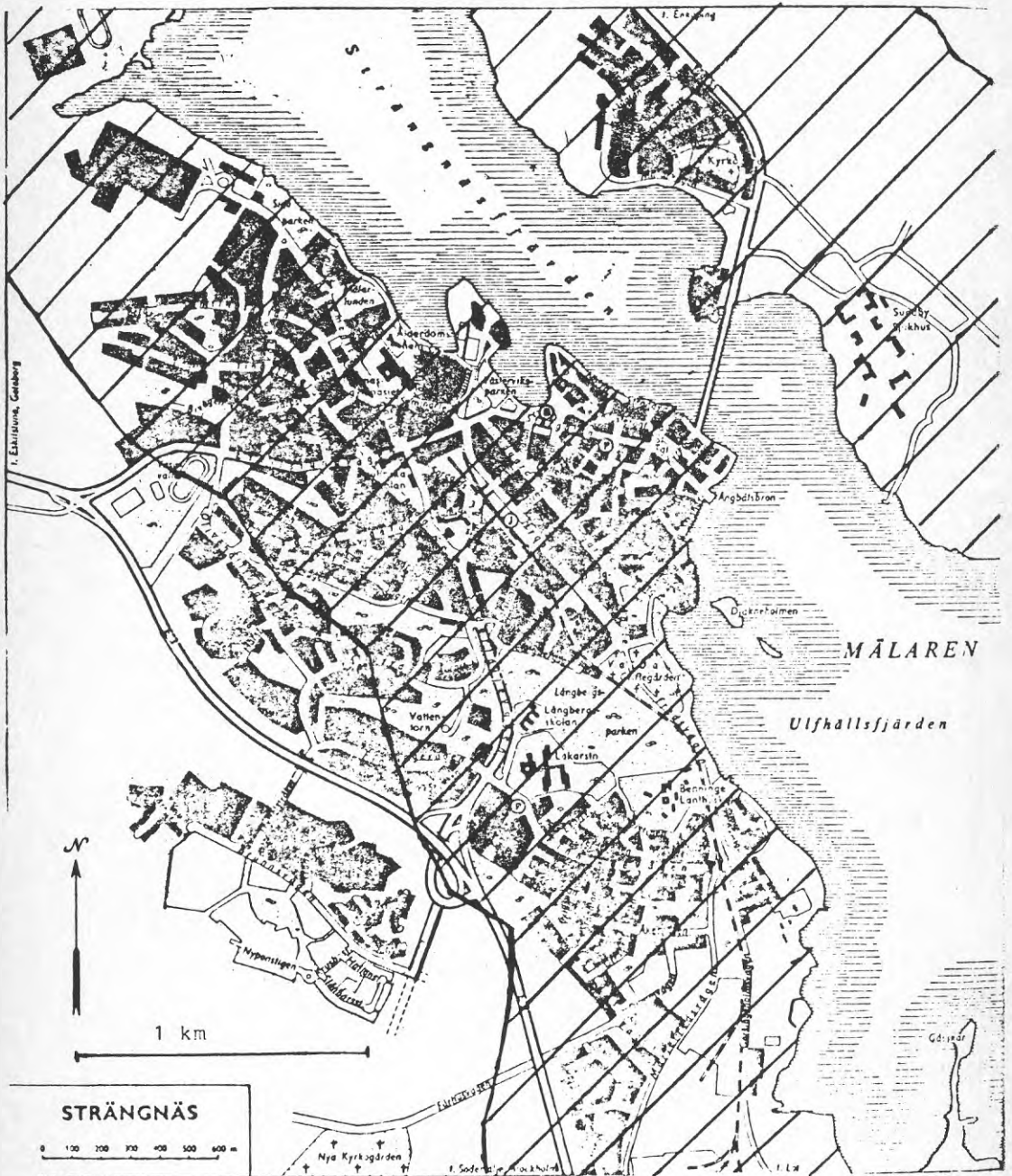
- (T) Temperaturmätning
- (F) Flodesmätning
- (M) Momentmätning
- (n) Varvtalsmätning
- (E) Effektmätning



Figur 11

Tvåstegskoppling med economizer, (taget ur: Värmepumpen, industri och kommun, NEFOS 1978:1).

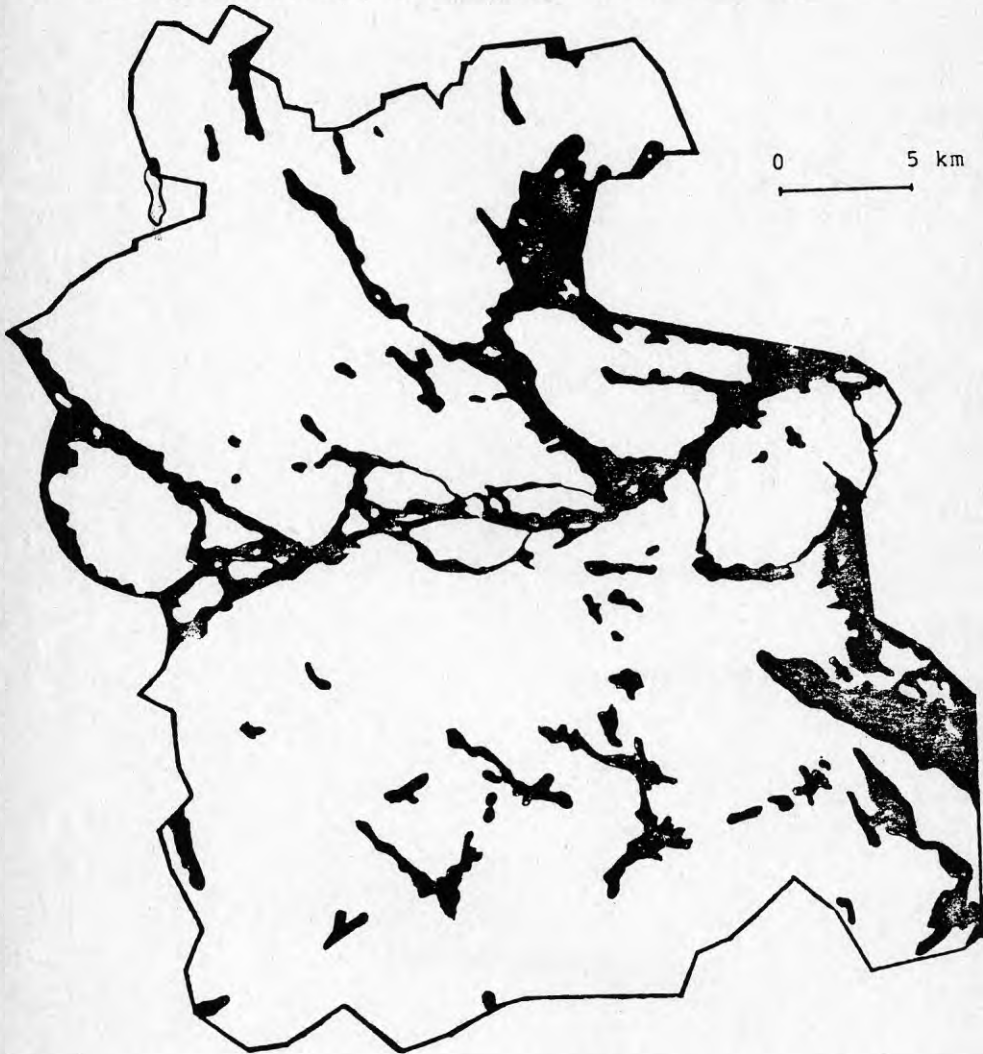
1000 m mellan Eniaqanläggning och vattendrag.



Strecket område anger potentiell marknad.

Figur 12

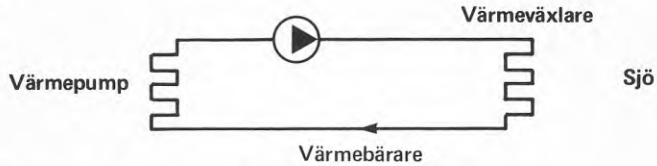
Stockholm med omgivning. Svarta områden markerar insjöar
alternativt Östersjön.



Hela ovanstående område har närmare än 5000 m till ett
vattendrag.

Figur 13

Exempel 1

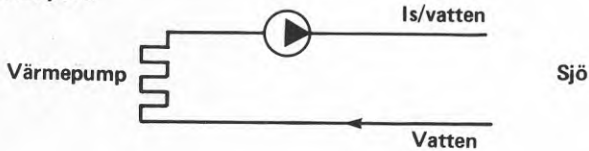


Upptagen effekt:	400 kW
Temperaturhöjning i värmebärare:	4°C
Värmebärarflöde:	25 kg s ⁻¹
Kulvertlängd:	1000 m
Tillåtet tryckfall totalt:	400 kPa
Verkningsgrad för pump:	50%

Ovanstående förutsättningar medför följande resultat.

Ledningens inner- diameter blir:	160 mm
Behov av pumpeffekt:	10 kW

Exempel 2



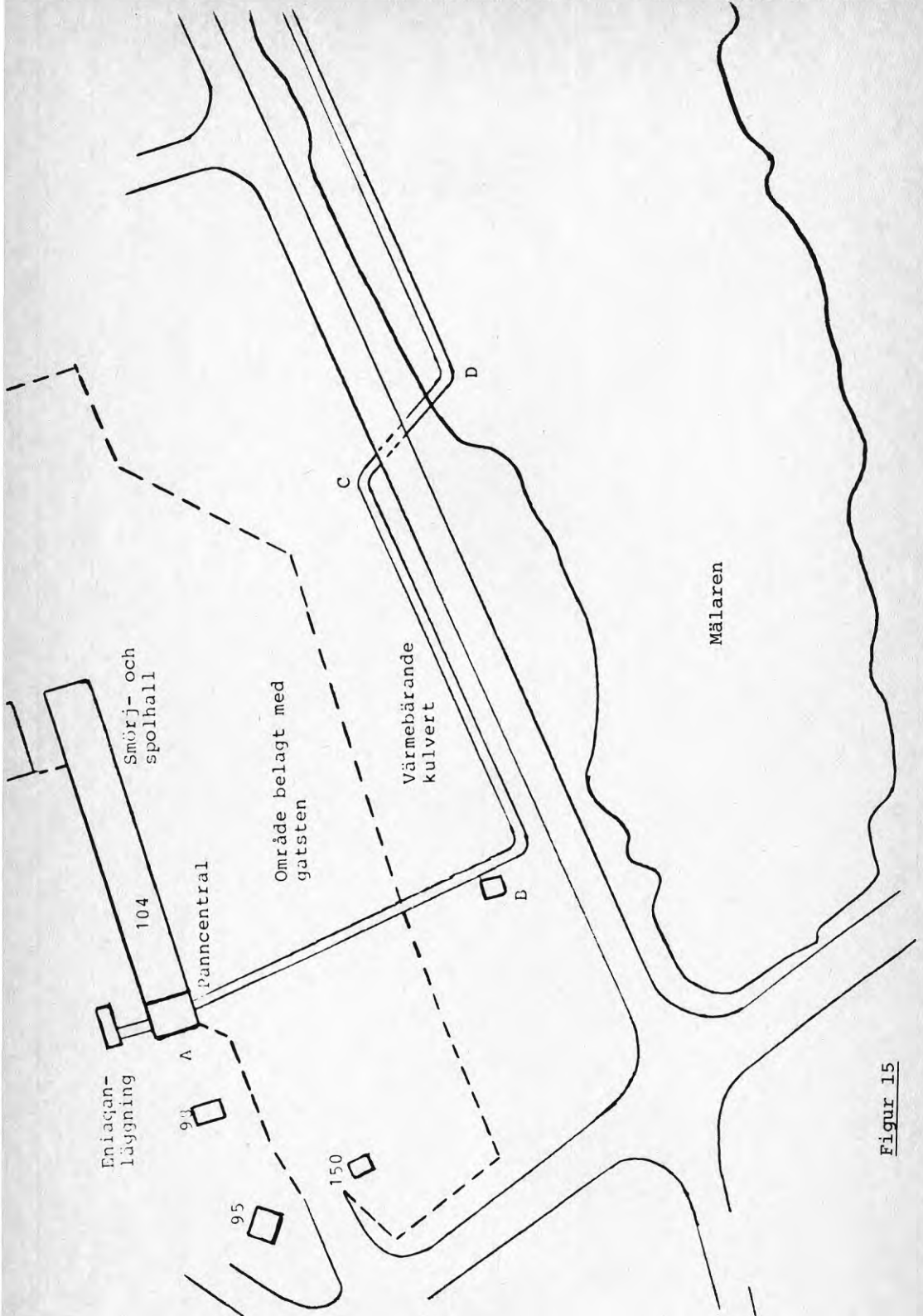
Upptagen effekt:	400 kW
Värmebärarflöde: (1/3 is och 2/3 vatten)	3,6 kg s ⁻¹
Tillåtet totalt tryckfall:	400 kPa
Verkningsgrad på pump:	50%

Ovanstående förutsättningar medför följande resultat.

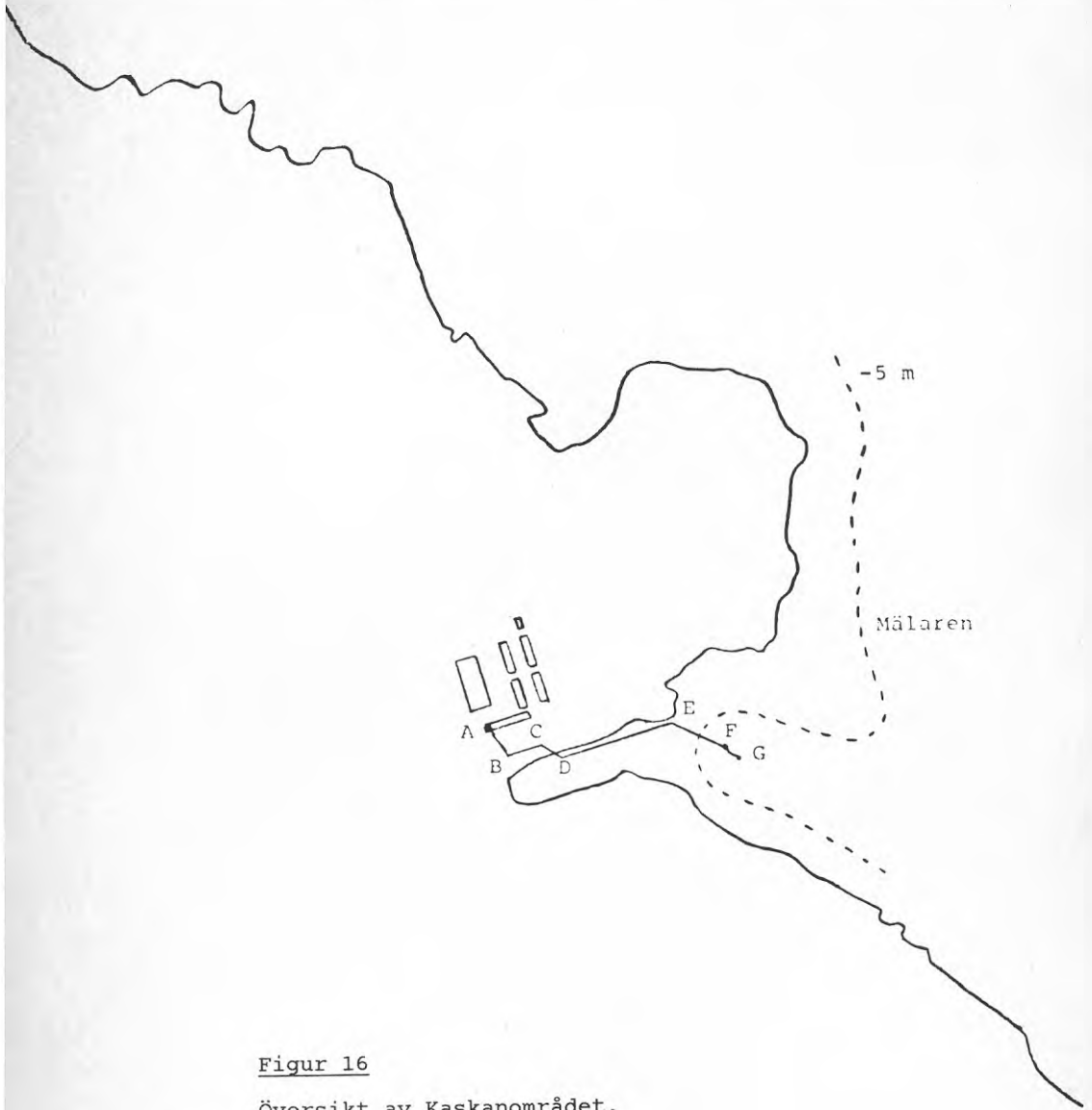
Ledningens inner- diameter blir:	65 mm
Behov av pumpeffekt:	3 kW

Figur 14

Alternativa energitransportsystem från vattendrag till
Eniaq anläggning.

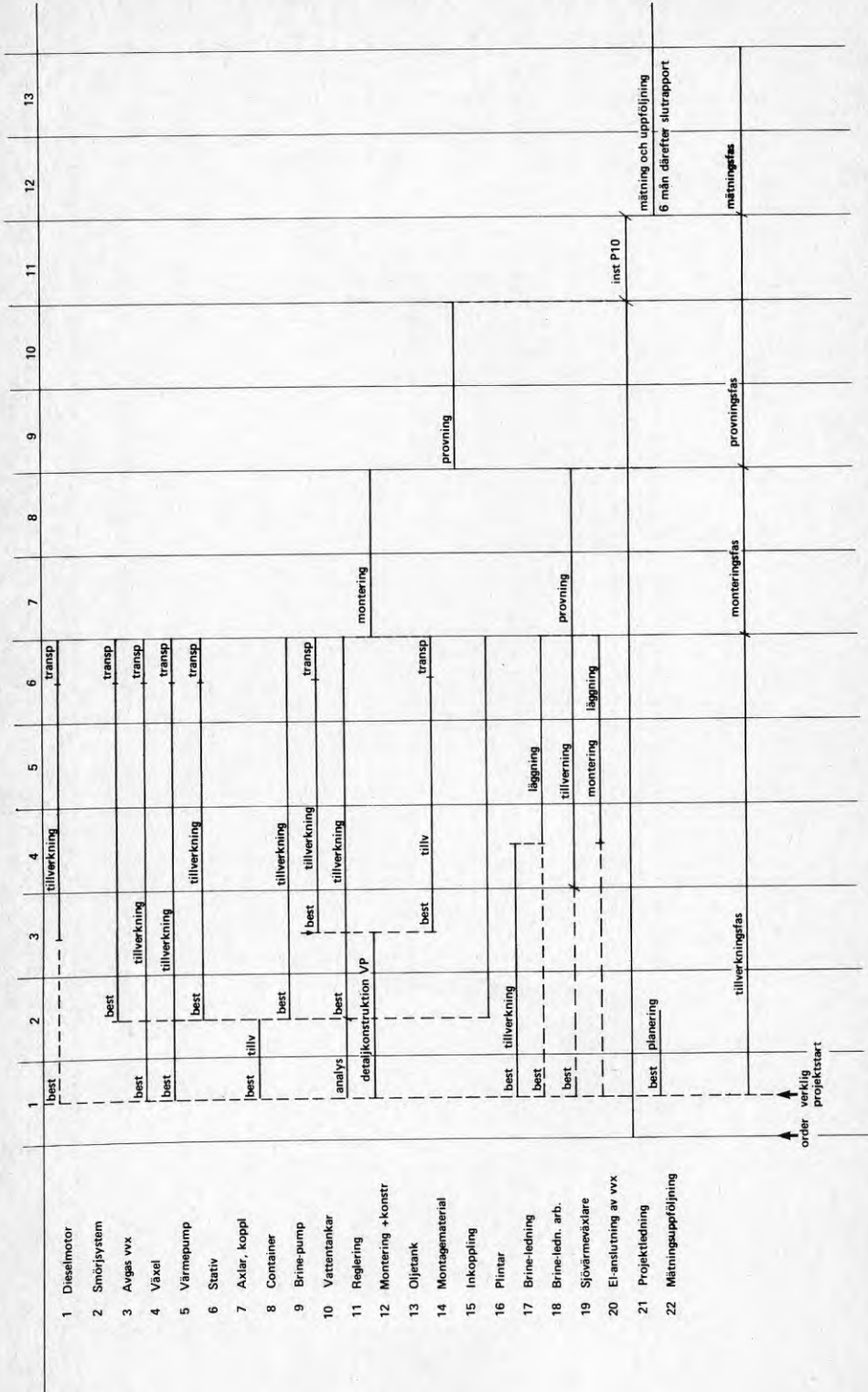


Figur 15



Figur 16

Översikt av Kaskanområdet.



Figur 17
Tidplan för P10 projektet (semester ej inräknad).

Eniaqanläggning P10 Strängnäs

- o Eniaqanläggningen anslutes till befintligt värmesystem bestående av radiatorer och luftvärmare med dimensionerad tilllopps- resp returtemperatur 90/60°C vid LUT = -20°C.
- o Omfattningen är byggnader 100, 101, 102, 103, 104, 129, 173 och 220.
- o Anläggningen har de tre senaste åren förbrukat c:a 550 m³ EOL per år.

o Värmelast

Tre olika utredningar har utförts för effekt- och energibehov inom Kaskan-området. Dessa tre utredningar har grovt förenklat kommit fram till:

Utredning	1	2	3
Effekt	72,24 kW/K	40 kW/K	33,6 kW/K
Energi	5960 MWh/år	3300 MWh/år	2770 MWh/år

Energibehovet är baserat på $t_{\text{årsmedel}} = +6^{\circ}\text{C}$ och 82500^oCh och ventilationsanl. 2250 timmar gångtid/år.

Utredning 1 är utförd av LEB Ing.byrå på uppdrag av fortifikationsförvaltningen. Värmebehovsberäkning är utförd för de olika byggnaderna.

Utredning 2 är en enkel utredning baserad på oljeförbrukningen 550 m³/år med en årlig verkningsgrad 60% $\eta = 0,6$.

Utredning 3 är utförd av driftschef Henry Lernemalm och Lars Nordkvist och daterad 790702 och omfattar "Energiförbrukning i byggnad 129" med förslag till olika energibesparande åtgärder. Antagande att byggnad 129 står för 60% av energiförbrukningen för Kaskan har lämnats av byggnadskontoret.

- o Om man sammanväger ovannämnda utredningars resultat och även tar hänsyn till de energibesparande åtgärder som håller på och skall vidtagas blir en trolig konsekutiv effektkurva enl fig 8.
- o Trolig fram- resp returledningstemperatur ger en konsekutiv kurva enl fig 9.
- o Värmepumpens effekt är 700 kW och ger en max framledningstemperatur av 60°C.
- o Värmepumpen kommer att leverera uppskattningsvis 2573 MWh/år vilket är 89% av årsenergibehovet.
- o Värmepumpens effekt är 700 kW vilket är 57% av maxeffekt.

Inkoppling av värmepump till fjärrvärmecentral

- o Returvatten från anläggningen 10 kg/s pumpas via förrådsvolymen B1 se fig 10 och batteri i beredare B2 till tillloppsledning före huvudpumpar allt till returledning före fjärrvärmväxlare. Om temperaturen vid (T1) understiger ett av utomhustemperaturen beroende minvärde styr styrventil SV1 flödet till returledningen före värmväxlarna och via fjärrvärme höjs tillloppstemperaturen till inställt värde.

ALLMÄNT OM KONKURRENSKRAFTEN HOS ENIAQ-ANLÄGGNINGAR

1. EKONOMI UR KUNDENS SYNPUNKT

Det finns ett antal uppvärmningssystem som speciellt lätt låter sig jämföras med ett ENIAQ system.

Dessa system är:

- En förbränningsanläggning som använder samma bränsle som ENIAQ
- En bränslevärmepump med luftförångare
- En eldriven värmepump med vatten som värmekälla.

ENIAQ systemet kan naturligtvis jämföras med en mängd olika system men överskådligheten går förlorad om de system man jämför med är alltför olika ENIAQ.

Följande definitioner används i den ekonomiska jämförelsen:

I_{EN}	investering för ENIAQ anläggning, kr
I_A	investering för alternativ anläggning, kr
d_{EN}	total årlig energikostnad för ENIAQ, kr/år
d_A	total årlig energikostnad för alternativ anläggning, kr/år
a	tillämpad annuitet inom den aktuella marknadssektorn.

För att ENIAQ systemet skall vara konkurrenskraftigt gentemot de alternativa uppvärmningsformerna fordras om hänsyn ej tas till service och underhåll att:

$$I_{EN} \cdot a + d_{EN} < I_A \cdot a + d_A$$

eller

$$I_{EN} < I_A \cdot + \frac{d_A - d_{EN}}{a}$$

Inom storleksområdet 100 kW till 1 MW värme är det troligt att det är privata hyresvärdar, allmännyttiga bostadsföretag och bostadsrättsföreningar som köper systemen. En rundfråga ger vid handen att dessa tillämpar en annuitet på ca 20 % (1, 2, 3). Den höga siffran beror bland annat på att osäkerheten inom energiområdet leder till korta avskrivningstider. ENIAQ systemet förutsättes fortsättningsvis drivet med E01 till en kostnad av ca 1 250 kr/m³ (4). Vid beräkningen av driftkostnaderna har antagits att anläggningarna antingen går i baslast med en utnyttjningstid av 6 000 h/år eller tar hela värmebehovet med en utnyttjningstid av 2 200 h/år.

ENIAQ systemet antages ha en årlig totalvärmefaktor på 1.6 i dessa grova överslagsberäkningar (dvs 1.6 gånger mer värme levereras än vad som motsvarar oljans effektiva värmevärde). Detta värde är att anse som konservativt lågt, men har valts med tanke på att en sådan värmefaktor troligen kan garanteras i de flesta system.

Hänsyn till drift och underhåll har tagits genom att ENIAQ systemet belastas med 10 % av investeringskostnaden per år för detta. Detta pålägg inkluderar eventuella framtida utbytesmotorer. Denna servicekostnad är troligen högt uppskattad (jmf 2.3). Hänsyn till framtida energiprishöjningar har tagits genom att alla energipriser multiplicerats med faktorn 1.10 vilket motsvarar den energiprisökning som avnämarna förväntar sig då man gör kalkyler (1, 2).

1.1 ENIAQ jämfört med oljepanna

Oljepannan förutsättes använda samma bränsle som ENIAQ systemet. Oljepannans årsmedelverkningsgrad förutsättes till 80 %. Detta värde är konservativt för högt antaget och ett rimligare värde är 65 % för pannstorlekar omkring 1 MW (7). För underhåll och service belastas oljepannan med 4 % av investeringskostnaden. Oljepannan antages ha en specifik kostnad på 0.25 kr/W_V .

Utgående från dessa antaganden kan en maximal specifik investering på 1.92 kr/W_V tillåtas för ENIAQ alternativet vid 6 000 timmars årlig utnyttjningstid och 0.83 kr/W_V vid 2 200 timmar. Det är troligt att en ENIAQ anläggning för baslast i serietillvekninng kan göras marknadsmässigt intressant jämfört med en oljepanna. En ENIAQ anläggning utan tillsatsspanna kan dock knappast göras konkurrenskraftig i dagsläget.

1.2 ENIAQ mot dieselmotordriven värmepump med luftförångare

En dieselmotordriven värmepump med luftförångare kommer att ge ett lägre årligt energibidrag än vad motsvarande ENIAQ anläggning ger. Detta beror på den genomsnittligen lägre förångartemperaturen. Förångartemperaturen är även mer "latitudberoende" för en luft- än för en vattenförångare. I de flesta fall blir dock investeringskostnaden för själva luftförångaren lägre än då vatten används som källa men denna vinst kan delvis försvinna om en mer komplex värmepump måste tillgripas (t ex tvåstegskoppling). Om man använder samma data som för ENIAQ alternativet kan man se hur mycket mera ENIAQ alternativet

(med totalvärmefaktor 1.6) får kosta än en dieselmotordriven värmepump med luftförångare som funktion av den senares värmefaktor. Resultatet finns inritat i Figur A.1.

Med realistiska antaganden på differensinvesteringen och den totala värmefaktorn för en dieselmotordriven värmepump med luftförångare visar det sig att båda systemen har ungefär samma attraktionskraft i baslastfallet. Luftförångaralternativet framstår emellertid som fördelaktigare vid kortare årliga utnyttjningstider vid de gjorda antagandena. Om inte speciella åtgärder vidtages t ex tvåstegskoppling blir dock den årliga utnyttjningstiden automatiskt kortare för luftförångarfallet. Speciellt gäller detta norra Sverige.

1.3 ENIAQ mot elvärmepump med vattenvärmd förångare

En eldriven värmepump kommer att få lägre årliga servicekostnader än en dieselmotordriven variant. Här har antagits att servicekostnaden blir ungefär 5 % av investeringskostnaden per år mot 10 % av investeringskostnaden per år för dieselalternativet.

Den eldrivna värmepumpen får vidare en högre värmefaktor - här antages ca 3. Å andra sidan kostar elenergi för närvarande mer än bränsle. Med värmefaktor avses här kvoten mellan från värmepumpsystemet erhållen värme och tillförd elenergi till hela systemet.

I Figur A.2 finns inritat hur den tillåtna investeringen för ENIAQ systemet varierar med

investeringen i motsvarande eldrivna värmepumpsystem. Man kan konstatera att innan ENIAQ anläggningen blir attraktiv måste "dagens elenergipris" öka. Med dieselvärmepumpens totala verkningsgrad avses kvoten mellan avlevererad värme och den konsumerade oljans effektiva värmeinhåll.

1.4 Kommentarer

De här visade kalkylerna får anses som konser-
vativa dvs ENIAQ systemet missgynnas. Den främsta orsaken till att ENIAQ systemet missgynnas är den höga annuitet på 20 % som tillämpats.

De tilltänkta köparna lider dock ofta av kapitalknapphet och tillämpar därför en hög realränta (~ 13 %).

Den framtida köparna är troligen mycket skeptiska till värmepumpar och försåvida inte säljaren kan ge en garanti för längre tid tillämpas troligen en kort avskrivningstid.

Vad beträffar ENIAQ systemet jämfört med eldrivna värmepumpar är relationen elpris/bränslepris helt avgörande.

2. KÄNSLIGHETSANALYS MED ANTAGANDEN ENLIGT ENERGIKOMMISSIONEN

2.1 Storlekens inflytande

I detta kapitel kommer energikommissionens anvisningar om 4 % realränta och 2 % energipris-höjning att tillämpas.

Kostnaden för de ingående komponenterna kan sägas bero av tre huvudfaktorer:

- Kapaciteten på komponenterna
- Serielängden i tillverkningsledet
- Kvaliten på komponenterna.

ENIAQ systemet sådant det behandlas i denna rapport begränsas till området $100 \text{ kW}_V - 1 \text{ MW}_V$ och det är därför lämpligt att studera hur huvudkomponenternas kostnad kan tänkas variera som funktion av kapaciteten. Genom att multiplicera summakostnader före komponenterna med en konstant faktor kan investeringskostnaden totalt avgöras. Med huvudkomponenter menas här:

- Dieselmotor
- Värmepump
- Transportledning
- Värmeupptagare.

(Den faktor man skall multiplicera kostnaden för huvudkomponenterna med ligger troligen mellan 1.35 och 1.40 för serietillverkning). Tabell 1 söker åskådliggöra hur olika ENIAQ systems kostnader kan tänkas variera med storleken.

Tabell 1

Storlekens inflytande vid avståndet ~ 500 m till vatten. Vid fullast situation** (ungefärliga värden).

Axeleffekt, kW	22	55	202
~ Värmeeffekt, kW ($T_F = -10^\circ\text{C}$, $T_k = +65^\circ\text{C}$)	83	200	728
Kostnad motor, kkr	17	29	72
Kostnad vp, kkr	105	208	396
Kostnad trp.ledn, kr	200	215	235
Kostnad värmeuppt	30	80	200
Totalt huvudkomponenter, kkr	352	533	903
Specifik kostnad för <u>huvud-</u> komponenter*, kr/ W_v	4.24	2.76	1,24
Specifik kostnad för <u>huvud-</u> komponenter* exklusive transportledning	1.83	1.60	0.92
Verkningsgrad motor	0.34	0.36	0.40
Värmepumpens verkningsgrad relativt Carnot	0.55	0.55	0.55
Total värmefaktor dimensio- nerande fall	1.28	1.31	1.44

* Observera att kostnad för montering, ev byggnad, styr- och reglerutrustning eller anslutning till fjärrvärmenät ej ingår.

** I fullast situationen har kondenseringstemperaturen antagits till 68°C och förångningstemperaturen till -10°C . Det bör observeras att den totala årsmedelvärmefaktorn blir väsentligt högre.

2.2 Temperaturens inflytande

Hur ENIAQ systemets totala värmefaktor varierar vid ändringar i kondenserings- och förångnings-temperaturen visas i Figur A.3. I Figurerna A.4 och A.5 visas hur motorns axeleffekt och värmeeffekten varierar med förångnings- och kondenseringstemperaturen. Antagen motor är SCANIA DS11101M och antagen värmepump är STAL-REFR S51E-26. Resultatet visar att den tillförda axeleffekten är starkt beroende av och ökar med kondenseringstemperaturen. Den levererade värmeeffekten är däremot beroende huvudsakligen av förångningstemperaturen och ökar då denna ökar. Det bör observeras att framledningstemperaturen är högre än kondenseringstemperaturen eftersom motorns spillvärme tillförs efter kondensorn.

2.3 Känslighet för ränte- och energipris-utveckning

De nedanstående analyserna utgår från ett anläggningspris av 1.1 Mkr vid serietillverkning (något optimistiskt). Värmepumpens värmeeffekt antages till 750 kW och utnyttjningstiden har antagits till 6 000 h/år. Drift- och underhållskostnader har uppskattats mer realistiskt än de schablonartade 10 procenten tidigare till 50 kkr/år inklusive motorbyten.

En årlig total årsmedelvärmefaktor på 1.6 har konservativt uppskattats från systemet. I gengäld har bortsetts från hjälpeffekt till pumpar etc (ungefär 20 kW). Figur A.6 åskådliggör hur värmekostnaden för en ENIAQ anläggning beror av realräntesatsen (nominell ränta - generell inflation). Figur A.7 åskådliggör hur värmekostnaden beror av den reala bränsleprisökningen vid realräntan 4 %.

Som en jämförelse finns en oljepanna med investeringskostnaden 200 kkr, en mycket god verkningsgrad (80 %) där den årliga service- och underhållskostnaden för oljepannan har uppskattats till 8 kkr/år (streckad linje).

Den tekniska livslängden och kalkylsikten har satts till 15 år varefter restvärdet ansatts till 0. I fallet med varierande energipriser har energikostnadens nuvärde utspridits med annuitetsmetoden till jämna annuiteter. Kostnaden för Eol har antagits till 12.5 öre/kWh räknat på det effektiva värmevärdet.

Med det reala (inflationsrensade) betraktelsesätt som använts och med en avskrivningstid på 15 år blir ENIAQ systemet alltså väsentligt intressantare än med det nominella betraktelsesättet i Avsnitt 1.1.

2.4 Känsligheten för avståndet till vatten

ENIAQ anläggningens ekonomi är starkt beroende av avståndet till ett vattendrag. Större anläggningar kan ekonomiskt förläggas förhållandevis längre bort från ett vattendrag än små anläggningar. En utförligare analys av avståndets inverkan finns i (8) och i Avsnitt 2.

Själva värmeupptagarens specifika kostnad är inte speciellt starkt beroende av anläggningsstorleken. Det är transportledningens kostnad som framför allt belastar de små anläggningarna.

Generaliseringen av transportledningskostnader är dock ej speciellt meningsfulla eftersom man i varje enskilt fall har olika markförhållanden och därav betingade rörläggningmetoder och kostnader.

3. MILJÖ

3.1 Avgaser

Den totala mängden avgaser från en ENIAQ anläggning förväntas bli hälften av avgasmängden från en panna med motsvarande effekt. Avgasernas halt av giftiga ämnen blir dock större. I syfte att minska halten oförbrända kolväten, och kolmonoxid bör katalytiska renare installeras (5). Detta gäller speciellt tätbebyggda områden.

3.2 Buller

Det högfrekventa bullret från en ENIAQ anläggning kan dämpas förhållandevis enkelt med tunga styva omgivande väggar. Det lågfrekventa bullret och eventuellt stomburet lågfrekvent ljud är emellertid svårare att stoppa effektivt. En elegant metod att dämpa lågfrekvent buller och vibrationer med s k "antiljud" utvecklas emellertid för närvarande bl a i Storbrittanien (6).

Inomhus i angränsande bostadshus får bullret ej överstiga 30 dB och utomhus är motsvarande värde 40 dB.

3.3 Övrigt

ENIAQ anläggningen kan byggas in i en standard-container som därefter eventuellt ges en lämplig arkitektonisk inbyggnad eller installeras i ett befintligt pannrum.

Köldbärarledningar till och från ENIAQ anläggningen måste utföras på ett för ögat och miljön tillfredställande sätt.

Hänsyn måste tas till att ledningarna kan brista varvid köldbäraren (t ex glykol/vattenblandningen) läcker ut. Det är därför viktigt att välja ett fryspunktsnedsättande medel som ger en minimal skada i naturen. Ett läckage direkt i ett vattendrag kan vara mindre skadligt än i mark på grund av den snabbare utspädningen, (se Kapitel 2).

3.4 Institutionella och andra hinder

En av de allvarligaste hämningarna för nya idéer är att de måste provas praktiskt i rätt många exemplar innan "marknaden tror" på utlovade prestanda. En konsekvens av detta är att man i allmänhet tillämpar korta avskrivningstider för oprövad teknik. Detta gör att ny teknik med höga investeringskostnader och låga driftskostnader blir ekonomiskt attraktiv.

Osäkerheten om tillgång på bränsle och vilken typ av bränsle som kan bli tillgängligt i framtiden utgör ett annat hinder. För att kringgå detta bör ENIAQ systemen byggas så att en hög grad av bränsleflexibilitet uppnås.

Vattendom förefaller ej nödvändig åtminstone i teknikens introduktionsskede. Vattendom krävs visserligen för utsläpp av industriellt spillvärme, men för nedkylning av vatten finns ingen lag som är direkt tillämplig. Om vatten tas in i en anläggning och issörja returneras liksom om anläggningen befaras medföra olägenhet krävs dock vattendom m m. Innan ENIAQ anläggningar installeras bör Länsstyrelsens naturvårdsenhet och den aktuella kommunens hälsovårdsnämnd informeras.

För handhavandet av frostskyddsmedel sökes tillstånd hos byggnadsnämnden.



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 791058-6 från Statens råd
för byggnadsforskning till Studsvik Energiteknik AB, Nyköping.**

R44: 1981

ISBN 91-540-3469-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700344

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm**

Cirka pris: 30 kr exkl moms