



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.



Värmeåtervinning ur avloppsvatten

Förprojektering i Falun

Bengt Andersson
Anders Backman
Herje Wahlberg

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	80-0668
Plac	ser

R/fo

R42:1980

VÄRMEÅTERVINNING UR AVLOPPSVATTEN
Förprojektering i Falun

Bengt Andersson
Anders Backman
Herje Wahlberg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
780878-9 från Statens råd för byggnadsforskning
till Viak AB, Falun.

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

R42:1980

ISBN 91-540-3220-2

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 051557

INNEHÅLL

	SAMMANFATTNING	5
1	ALLMÄNT OM PROJEKTET	7
1.1	Bakgrund	7
1.2	Problem	7
1.3	Projektet	8
1.4	Sammanfattning	8
2	AVLOPPSVATTEN SOM VÄRMEKÄLLA . .	9
2.1	Avloppsvattnets fysikalisk- kemiska sammansättning	9
2.2	Värmeinhåll i avloppsvatten .	9
2.3	Speciella problem i samband med värmeutvinning ur avloppsvatten	10
3	BEFINTLIGT VÄRMESYSTEM	13
3.1	Bostadsområdets utformning . . .	13
3.2	Effekt- och energibehov	13
3.3	Befintligt värmesystem	13
4	NYTT VÄRMESYSTEM	15
4.1	Inledning	15
4.2	Fram- och returtemperaturer . .	16
4.3	Drifttemperaturer för nytt vär- mesystem	24
5	VÄRMEPUMP	27
5.1	Allmänt	27
5.2	Värmepump för Östra Främby . . .	28
5.3	Drivenergi	30
5.4	Inverkan på kommunalt energiför- sörjningssystem och regionalt klimat	32
5.5	Inverkan på nationell energiför- sörjning	33
6	KOSTNADSKALKYLER	35
6.1	Metoder för lönsamhetsberäkning	35
6.2	Investerings- och driftskostna- der	38
6.3	Sammanfattning	44
7	SLUTORD	45
8	REFERENSLISTA	47
	BILAGOR: se bilageförteckning	

BILAGEFÖRTECKNING

- Bil 1.1 Översiktsplan
- Bil 2.1 Avloppsvattenmängd, renvattenmängd vid Falu kommuns reningsverk i Främby resp Falun och Hosjö. Medeltemperatur på avloppsvattnet
- Bil 2.2 Data beträffande avloppsvatten
- Bil 2.3 Värmeinhåll i avloppsvatten
- Bil 3.1 Effekt - energidiagram
- Bil 3.2 Befintligt värmesystem
- Bil 4.1 Nytt värmesystem
- Bil 4.2 Pumpeffekt, strömningsförluster och strömningshastighet för distributionsledning
- Bil 4.3:1 Beräkning av fram-/returtemperatur i 2-rörs radiatorsystem
- Bil 4.3:2 En radiators deffekt
- Bil 4.4:1 Värmeavgivning från värmebatteri i ventilationsaggregat
- Bil 4.4:2 "-
- Bil 4.5 Temperatur fram/returvatten vid varierande utetemperatur
- Bil 5.1 Värmefaktor som funktion av temperatordifferensen
- Bil 5.2 Sankey-diagram för dieseldriven värmepump
- Bil 5.3 Effekt - energidiagram alternativ värmepump diesel
- Bil 5.4 Sankey-diagram för eldriven värmepump
- Bil 5.5 Effekt - energidiagram alternativ värmepump el
- Bil 6.1 Energi priser
- Bil 6.2 Nuvärde som funktion av kalkylränta
- Bil 6.3 Nuvärde som funktion av oljepris
- Bil 6.4 Nuvärde som funktion av ledningslängd

SAMMANFATTNING

Bakgrund

Syftet med projektet har varit att studera om det är tekniskt och ekonomiskt möjligt att ta värme ur avloppsvatten via en värmepumpanläggning och täcka en del av ett bostadsområdes energibehov.

Studieobjektet har utgjorts av Falu kommuns reningsverk och ett bostadsområde ca 0,5 km därifrån under uppbyggnad. Området kommer fullt utbyggt att omfatta 354 lägenheter i flerfamiljshus, 49 radhus och en FLM-skola. Värmeeffektbehovet är ca 3,1 MM och energibehovet 8,7 GWh per år.

Uppvärmningssystemet för området utgörs av en oljeeldad panncentral, primärkylverts-system för 120/70^o C, 6 st undercentraler i vilka hetvattnet värmeväxlas till dels radiatorvarmvatten, dels varmvatten till ventilationsaggregat och dels tappvarmvatten samt slutligen sekundärkylverts-system för distribution av 80/60^o C varmvatten och 60^o C tappvarmvatten.

Avloppsvattnet

Värmeinnehållet i vattnet varierar över året beroende på flödes- och temperaturvariationer. Den för detta projekt studerade värmepumpanläggningen har dimensionerats för 50% av effektbehovet. Den värmemängd som på så sätt avses att återvinnas ur avloppsvattnet utgör max ca 40% av avloppsvattnets värmeinnehåll.

Det behandlade avloppsvattnet vid reningsverket är ur miljövårdssynpunkt relativt kraftigt förorenat.

De fasta föroreningarna som finns i avloppsvattnet samt den kemiska sammansättningen kan äventyra värmepumpanläggningens drift. De fasta föroreningarna kan orsaka igensättningar. Riskerna för detta kan dock reduceras avsevärt genom att komplettera värmepumpen med ett filter. Den kemiska sammansättningen av avloppsvattnet (pH-värde, salthalt, syrehalt m m) kan medföra korrosionsangrepp på olika material. Det är därför av stor betydelse att klarlägga avloppsvattnets kemiska sammansättning samt att välja lämpliga materialkombinationer i värmepumpen.

Nytt värmesystem

Värmesystemet för området enligt beskrivning ovan har kompletterats med en värmepumpanläggning. I det nya systemet har värmeväxlarna för radiatorvarmvatten i undercentralerna utgått och det varmvatten som värms i panncentralen/värmepumpanläggningen cirkulerar direkt ut till radiatorkretsarna. Returvattnet från radiatorerna används för att generera tappvarmvatten.

De drifttemperaturer som valts, max $+90^{\circ}\text{C}$ framledningstemperatur och $+45-55^{\circ}\text{C}$ returledningstemperatur från radiatorerna medför att värmeväxlarytan för tappvarmvattengenerering måste utökas. Härvid utnyttjas de värmeväxlare, som i det ursprungliga systemet nyttjades för radiatordelen, till varmvattenberedningen. Tappvarmvattnet värms till $+45^{\circ}\text{C}$ vilket torde vara tillräckligt. Temperaturen på returvattnet till panncentralen/värmepumpanläggningen blir $+35-50^{\circ}\text{C}$. Vid störttappning av tappvatten kan temperaturen sjunka till $+25^{\circ}\text{C}$. Detta inträffar dock endast 1-2 h per dygn.

Den värmeeffekt som återvinns ur avloppsvattnet innebär att 200 m³/h pumpas från reningsverket till värmepumpanläggning och där sänks temperaturen ca 4°C .

Lönsamhet

För drift av värmepumpen har två olika drivmaskiner studerats, dels elmotordrift och dels dieselmotordrift. Dessa har sedan jämförts ekonomiskt med en konventionell oljeeldad panncentral.

Av beräkningarna framgår att de båda driftsätten är likvärdiga ur lönsamhetssynpunkt vid ett oljepris av 800 kr/m³. Merinvesteringen jämfört med en oljeeldad panncentral är beräknad till ca 1,2 Mkr för eldrift och 1,3 Mkr för dieseldrift, vilket medför driftkostnadsbesparingar motsvarande ca 210 000 respektive 235 000 kr/år.

Dieselalternativet medför en reduktion av oljebehovet med 530 m³ per år och elalternativet med 960 m³ per år.

1 ALLMÄNT OM PROJEKTET

1.1 Bakgrund

De senaste årens osäkerhet beträffande den framtida energiförsörjningen har medfört att energikällor, som tidigare ej beaktats i nämnvärd omfattning, numera undersöks mycket ingående, både beträffande utvinningsteknik och lönsamhet. Värmepumpen har härvid kommit att spela en avgörande roll när det gäller att utnyttja den värme som finns i luft, vatten och jord. Kommunalt avloppsvatten har angetts som en tänkbar värmekälla.

Värmepumpen såsom maskin (kylkompressor) har använts inom bland annat kyltekniken sedan slutet av 1800-talet. Dess konstruktion och driftsätt är således väl utvecklat speciellt beträffande t ex luftkonditioneringsanläggningar, industrikyla, kylskåp. Utnyttjandet av värmepumpen i värmesystem har först på senare tid kommit till användning och då främst med luft som värmekälla. Erfarenheterna av värmepumpsystem med vatten och jord som värmekälla är ännu så länge begränsade.

Avloppsvatten finns samlat i närheten av alla större orter. Det transporteras i ledningar till ett ställe, reningsverket, där behandling av vattnet sker så att det kan avledas till en recipient. Denna värmekälla finns således i de flesta fall på ett begränsat avstånd från bebyggelse.

1.2 Problem

Utnyttjande av kommunalt avloppsvatten som värmekälla för bostadsuppvärmning bygger på värmepumpstekniken. De värmepumpar som för närvarande finns för kommersiellt bruk kan leverera ett värmevatten som håller en temperatur av max 70° C.

Vid nyprojektering och nyproduktion kan man således från början ta hänsyn till om värmekällan skall vara ett medium där värmepumpstekniken skall utnyttjas.

De flesta befintliga värmesystem är dock dimensionerade för högre drifttemperaturer än de för värmepumpen mest lämpliga.

Denna rapport behandlar i huvudsak de problem och frågeställningar som uppkommer när avloppsvatten med hjälp av en värmepump skall utnyttjas som värmekälla i ett befintligt värmesystem.

De faktorer som studerats är följande:

- avloppsvattnets flödes- och temperaturvariationer, föroreningar och igensättningstendenser samt tillgänglighet
- temperatur och flödesvariationer i befintliga

installationer där värmesystemet kompletterats med en värmepump och där den huvudsakliga värmekällan utgörs av avloppsvatten

- lönsamhetskalkyler för värmepumpsystem med el- alternativt dieseldrift. Dessa alternativ jämförs med ett konventionellt oljeeldat värmesystem.

1.3 Projektet

Projektets konkretisering har i detta fall utgjorts av ett bostadsområde, Östra Främby, i Falun, som ligger ca 500 m från kommunens reningsverk. Områdets geografiska läge framgår av bilaga 1.1. Området är under utbyggnad och kommer när det är fullt utbyggt att bestå av 49 radhus och 354 lägenheter i flerfamiljshus samt en låg- och mellanstadieskola med daghem och fritidshem.

Avloppsvattnets beskaffenhet har bedömts utifrån tillgängliga analyser och driftrappor. Genom litteraturstudier och annan erfarenhetsåterföring har avloppsvattens inverkan genom korrosion och påväxt på olika material undersökts. Värmepumpars funktion och drift i samband med avloppsvatten har prövats i några få fall och erfarenheterna av dessa har beaktats i rapporten.

De olika anläggningsdelarna i det befintliga värmesystemet - kulvertsystem, radiatorer, byggnader, tappvarmvattenberedare samt ventilationsaggregat - har studerats beträffande variationer av värmevattnets temperatur och flöde vid olika utetemperaturer.

Två olika drivsystem för värmepumpen har studerats, dels elmotordrift och dels dieselmotordrift. Tidigare utförd forskning har beaktats.

Lönsamhetskalkyler har utförts för tre olika alternativ nämligen konventionell oljeeldad panncentral, elmotordriven värmepump och dieselmotordriven värmepump.

1.4 Sammanfattning

Av denna förstudie framgår att behandlat avloppsvatten kan utnyttjas som värmekälla i ett befintligt hetvattensystem. Den befintliga oljeeldade panncentralen kompletteras med en värmepump och denna dimensioneras för ca 50 % av effektbehovet och täcker på så sätt 75-80 % av energibehovet.

Projektet är lönsamt vid en kalkylränta $\leq 12\%$, 10 års avskrivningstid och oljepriset ≥ 800 kr/m³. Båda driftsätten ger härvid samma "lönsamhet". Vid högre oljepris stiger lönsamheten för båda alternativen, dock mest för alternativet elmotordrift.

Avloppsvattnets kemiska sammansättning är av stor betydelse vid val av material i värmepumpen. Riskerna för bl a korrosion på olika material bör studeras ytterligare. Igensättningar på grund av fasta föroreningar i avloppsvattnet kan reduceras genom att sätta in ett filter före värmepumpen.

2 AVLOPPSVATTEN SOM VÄRMEKÄLLA

2.1 Avloppsvattnets fysikalisk-kemiska sammansättning

Ett kommunalt avloppsvatten är sammansatt av olika typer av avloppsvatten såsom spillvatten från enskilda fastigheter och gemensamhetsanläggningar, industriellt avloppsvatten (ofta kylvatten), läck- och dräneringsvatten samt beroende på ledningssystem även dagvatten. De två först nämnda posterna är tämligen konstanta beträffande flöde över året medan mängden läck- och dräneringsvatten samt dagvatten varierar starkt mest beroende på nederbörden. Se även bilaga 2.1.

I diagrammet har även redovisats renvattenproduktionen under samma tid samt avloppsvattnets temperatur.

Ett avloppsvatten brukar vanligen karakteriseras av parametrarna BS_7 (biokemisk syreförbrukande substans) och fosfor samt anges i mg/l. Dessa värden tillsammans med några andra är av betydelse för att ange hur förorenat ett avloppsvatten är samt vilken påverkan det kan tänkas ha på en recipient.

I Falu kommuns reningsverk i Främby undergår avloppsvattnet för närvarande mekanisk- och biologisk behandling. Resultatet av behandlingen i reningsverket under perioden jan-mars 1979 framgår av bifogade kvartalsrapport, bilaga 2.2. Av denna framgår bland annat att behandlingen i reningsverket medför att det reade vattnet innehåller ca 24 mg BS_7 per liter och ca 3,5 mg fosfor per liter. Halten suspenderade ämnen i utgående vatten är ca 40 mg per liter. Reningsverket arbetade under den aktuella perioden, jan-mars 1979, med en reningseffekt av 62 % beträffande BS_7 och 45 % beträffande fosfor.

pH-värdet på utgående vatten varierar mellan 6 och 7.

Halterna av föroreningar i utgående behandlat avloppsvatten samt reningseffekterna i % antyder att behandlingen inte är tillfredsställande. Det reade vattnet är relativt kraftigt förorenat med höga halter av framför allt fosfor.

Falu kommun har för avsikt att inom 3-4 år bygga ut reningsverket med kemisk behandling. Detta kommer att medföra att reningseffekterna stiger till 90 % både beträffande BS_7 och fosfor. Halten suspenderade ämnen, som beträffande igensättningar är en bra parameter, kommer med största sannolikhet att understiga 15 mg/l efter utbyggnaden.

2.2 Värmeinhåll i avloppsvatten

För beräkning av värmeinhållet i ett avloppsvatten är det främst två parametrar som är av intresse, temperatur och flöde. Temperaturen är av betydelse för att se huruvida det överhuvud är möjligt att utnyttja värmen i ett värmepumpsystem. Ett sådant system bör arbeta med en ingående temperatur på värmekällan av minst $+6^{\circ}C$ på grund av frysriskerna.

Flödet jämte temperatur bestämmer storleksordningen av värmeinnehållet i ett avloppsvatten. Detta kommer med hänsyn till flödes- och temperaturvariationer att variera över året.

En beräkning baserad på de uppgifter som redovisas i bilaga 2.1 ger ett resultat som framgår av bilaga 2.3.

Under en viss tid av året - snösmältningsperioden - sjunker temperaturen enligt de i bilaga 2.1 redovisade mätningarna under de ovan angivna $+6^{\circ}\text{C}$. Totala värmeinnehållet i avloppsvattnet sjunker dock ej i motsvarande grad beroende på det samtidigt ökande flödet.

Den i det senare studerade värmepumpen har preliminärt dimensionerats för ett temperaturfall på ca 4°C . För att undvika risken för frysning i värmepumpen bör mängden avloppsvatten öka vid temperaturer under $+6^{\circ}\text{C}$ för att utvinna samma värmeeffekt. Ett annat sätt är att reglera ner värmepumpen och låta spetslastanläggningen gå in vid för låga temperaturer på värmekällan.

2.3 Speciella problem i samband med värmeåtervinning ur avloppsvatten

Värmeutvinningen ur avloppsvattnet innebär att man sänker temperaturen på avloppsvattnet t ex genom pumpning via köldbärarkretsen i värmepumpen. Motströms genom värmebärarkretsen pumpas rent vatten som där efter leds till de olika förbrukningsställena. I värmebärarkretsen stegras temperaturen med hjälp av komprimerad gas vanligen freon. Ofta arbetar man med två temperaturnivåer, ca 45 och 70°C beroende på typ av köldmedium.

De ämnen som finns i avloppsvatten (obehandlat såväl som behandlat) kan föreligga i upplöst eller fast form och kan vara av organisk eller oorganisk natur.

De problem som kan tänkas uppstå i samband med värmeåtervinning är främst korrosion, igensättningar och avlagringar. Faktorer som är av betydelse ur korrosionssynpunkt är bland andra pH-värde, salthalt, syrehalt samt mängden organisk substans (i såväl löst som uppslammad form).

pH-värdet påverkar korrosionsförloppet vid avloppsvattnets kontakt med alla metaller och legeringar. Ett allmänt önskemål är att söka uppnå en alkalisk miljö (pH-värde ≥ 7).

Salthalten är betydelsefull vid alla metallangrepp. Förhöjd salthalt medför vanligen ökning av korrosionshastigheten. Särskilt rostfritt stål är känsligt för relativt höga kloridkoncentrationer.

Syrehalten är en betydelsefull faktor när det gäller att uppnå effektiva skyddsskikt inom olika typer av ledningsnät.

Organisk substans kan förorsaka beläggningar varigenom dels igensättningar kan uppstå och dels olika typer av s k biologisk korrosion.

Dessutom bör nämnas att för hög vattenhastighet kan skapa problem särskilt i kopparledning (max 1,5 m/s vid varaktig strömning).

För låg vattenhastighet (dålig vattenomsättning) kan medverka till biologisk korrosion och/eller avlagringskorrosion.

Allmänt sett torde rörmaterial av rostfritt stål och koppar inom värmeutvinningssystemet vara att föredra. Systemet bör utformas så att rensningar och rengöring kan ske på ett praktiskt sätt.

Erfarenheterna av de pilotförsök som utförts bland annat vid reningsverket i Sundsvall tyder på att man vid drift med en vanlig värmepump och avloppsvatten som värmekälla har haft problem med igensättningar av hår, fibrer och dylikt. Värmeeffekten från värmepumpen sjönk ej nämnvärt medan däremot tryckfallet ökade avsevärt. Vid ett försök kompletterades värmepumpen med ett förfilter med en maskvidd på ca 1 mm. På så sätt reduceras problemen med igensättningar och otillåtna tryckfall.



3 BEFINTLIGT VÄRMESYSTEM

3.1 Bostadsområdets utformning

I stadsdelen Östra Främby i Falun pågår för närvarande en utbyggnad av flerbostadshus och radhus som i sitt slutskede kommer att omfatta 354 lägenheter i flerfamiljshus, 49 radhus samt en skola med fritidshem/daghem, låg- och mellanstadium. Området ligger väster om sjön Runn och ca 3 km från centrum i Falun. Se karta bilaga 1.1.

Byggnadslov för byggnaderna i området söktes och beviljades innan SBN 75 började gälla och dessa byggnader omfattas således ej av den nya energinormen.

Området exploateras av HSB och Riksbyggen.

3.2 Effekt- och energibehov

Områdets totala effektbehov för värme och tappvarmvatten har beräknats till följande värden (uppgifterna har erhållits från projektören):

FLM-skolan	720 kW	
HSB I	722 "	
HSB II	455 "	
Riksbyggen I	603 "	
Riksbyggen II	523 "	
Riksbyggen III	486 "	3509 kW
Panncentral		98 "
Kulvert-förluster (8%)		<u>313 "</u>
Summa		3920 kW

Av dessa 3,9 MW beräknas 80 % (3,1 MW) utgöra värmeeffektbehovet.

Energiförbrukningen över året beräknas uppgå till 8,7 GWh vilket motsvarar ca 1130 m³ olja (EO1). Se även bilaga 3.1.

3.3 Befintligt värmesystem

Värmesystemet för det nybyggda bostadsområdet är projekterat för en panncentral med kulvertssystem till 6 st undercentraler, varifrån värmevattnet efter värmeväxling distribueras ut till de olika byggnaderna.

Den permanenta panncentralen är ännu ej byggd. Området försörjs tills vidare med en provisorisk panncentral.

Panncentralen är projekterad för 3 oljepannor med en sammanlagd effekt av 4,5 MW.

Primärkulvertssystemet är dimensionerat för en framledningstemperatur av 120^o C och en returtemperatur av 70^o C vid dimensionerande utetemperatur. Sommartid är framledningstemperaturen 70^o C.

I undercentralerna växlas hetvatten 120/70^o C till

värmevatten 80/60° C samt till tappvarmvatten 60° C.

Från undercentralerna går sekundärkulvertar för värme- och tappvatten till respektive byggnad.

Värmesystemet för byggnaderna utgörs av radiatorkretsar.

För HSBs del används "1-rörssystem" - flera radiatorer bildar en slinga med ett antal radiatorer i serie - samt för Riksbyggens del "2-rörssystem".

1-rörssystem och 2-rörssystem är ej inkopplade på samma undercentraler.

Det befintliga systemet framgår schematiskt av bilaga 3.2.

4 NYTT VÄRMESYSTEM

4.1 Inledning

Som framgår av kap 2 finns stora värmemängder tillgängliga i avloppsvatten. Det kommunala avloppsvattenet har dock så låg temperatur att det ej direkt kan utnyttjas för uppvärmningsändamål.

Med en värmepump kan värme tas från ett media med låg temperatur och överförs till ett media med högre temperatur genom tillförande av tekniskt arbete.

Värmepumpens driftekonomi beror bl a av temperaturhöjningen, se vidare kap 5. En teknisk gräns för framledningstemperaturen (kondenseringstemperatur) med dagens teknik är ca 70°C . Dimensionerande framledningstemperatur, för att få 45°C tappvarmvatten, är ca 55°C , men kan ökas successivt till ca 70°C vid lägsta utetemperatur.

Av ovanstående resonemang framgår att en värmepump ej direkt kan appliceras på fjärrvärmesystem med $120/70^{\circ}\text{C}$ drifttemperaturer.

Det befintliga kulvertsystemet bör därför modifieras så att värmevattnet går direkt från panncentralen/värmepumpenläggningen till radiatorerna utan värmeväxling i undercentralerna.

Principschema för nytt värmesystem framgår av fig 4.1 samt bilaga 4.1.

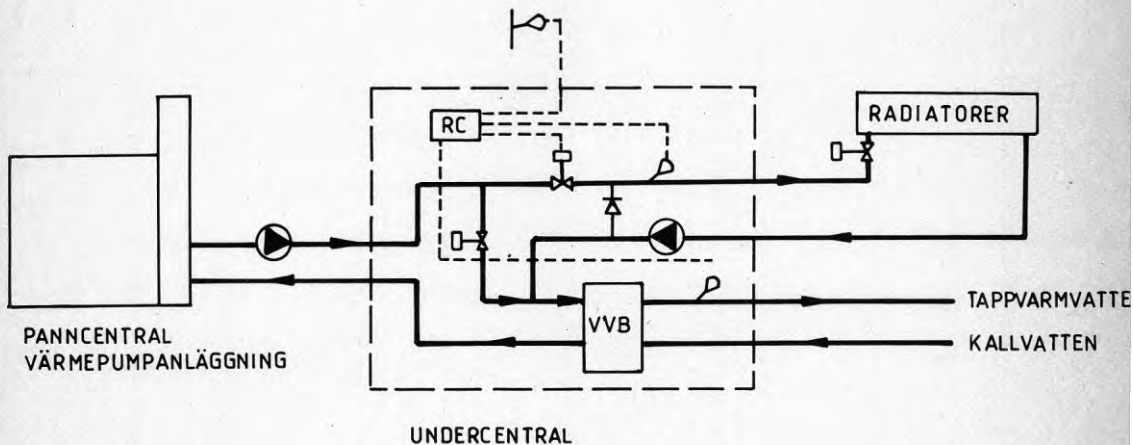


Fig 4.1 Principschema "Nytt värmesystem"

De befintliga anläggningsdelarna kulvert, radiatorer, ventilationsaggregat och tappvarmvattenberedare har studerats med avseende på anpassning till värmepumpsystem.

4.2 Fram- och returtemperaturer

Fram- och returledningstemperaturerna i det nya värmesystemet beror på driftförhållandena för radiatorer, ventilationsaggregat samt tappvarmvattenberedare.

4.2.1 Kulvertsystem

Den värmeeffekt som transporteras i en kulvert beror av flödet och aktuellt temperaturfall. Både temperatur och flöde kan varieras så att erforderlig effekt erhålles.

Flödet i befintlig primärkulvert bestämmer den erforderliga pumpeffekt som måste tillföras för cirkulation av vattnet. Se bilaga 4.2.

Flödet kan styras enligt något av följande alternativ:

- 1) konstant flöde över året
- 2) sommarflöde respektive vinterflöde
- 3) variabelt flöde

Det lägsta tänkbara flödet fås om framledningstemperaturen är så hög som möjligt, dock accepteras maximalt ca 90° C som ingående temperatur på en radiator.

4.2.1.1 Konstant flöde över året.

Returtemperaturen för hela systemet bestäms av blandningstemperaturen från radiatorer, ventilationsaggregat samt varmvattenberedare. Returtemperaturen från ventilationsaggregat samt 1-rörsvärmsystem ligger vid 53-60° C beroende på styrning. Se 4.2.2.

Från 2-rörsvärmsystem kan erhållas en returtemperatur av ca 53° C. Se 4.2.2.

Tappvarmvattenberedningen sker med returvattnet och kräver därför inget ytterligare framledningsflöde vid dimensionerande utetemperatur.

Värmeeffektbehovet för de olika systemen framgår nedan:

1-rörssystem	1 050 kW
2-rörssystem	1 240 kW
Ventilation	525 kW

Returtemperaturen till panncentralen exklusive tappvarmvatten blir då

$$\frac{1\ 575 \times 60 + 1\ 240 \times 53}{1\ 575 + 1\ 240} = 56,9^{\circ}\text{C}$$

Med de ovan angivna temperaturerna erhålls följande flöde:

$$(90 - 57) \times q = (1\ 050 + 1\ 240 + 525) \times 0,86$$

$$q = 74 \text{ m}^3/\text{h} \sim 21 \text{ l/s}$$

Pumpeffekten för detta flöde uppgår till $3 + 1,5$ (kulvertförlust + växlarförlust) = 4,5 kW, se bilaga 4.2

Energiförbrukningen över året blir då $4,5 \times 8\ 700 = 39 \text{ MWh}$ à 19 öre = 7 400:-/år.

4.2.1.2 Sommarflöde respektive vinterflöde

Värmevattnet cirkuleras via 2 pumpar, en sommarpump och en vinterpump.

Det lägsta flöde som kan accepteras under sommaren är det som ger ett erforderligt tappvarmvattenflöde av 15 l/s vilket motsvarar ett värmevattenflöde av 20 l/s. Se 4.2.4.

För vinterbehovet erfordras enligt ovan en pump med kapaciteten 21 l/s.

Pumpeffekten för 20 l/s = $2,6 + 1,3 = 3,9 \text{ kW}$

Pumpeffekten för 21 l/s = $3,0 + 1,5 = 4,5 \text{ kW}$

Drifttiden för sommarpumpen är 6 700 timmar.
Drifttiden för vinterpumpen, $8\ 700 - 6\ 700 = 2\ 000$ timmar.

Energiförbrukningen över året:

$$4,5 \times 2\ 000 + 3,9 \times 6\ 700 = 35 \text{ MWh/år à 19 öre} = 6\ 700\text{-/år.}$$

4.2.1.3 Variabelt flöde

Med en pump med variabelt flöde kan pumpförlusterna minimeras och bästa driftpunkt för cirkulationspumpen erhålls.

Kostnaden för pumpenergin i detta alternativ är svår att beräkna men av de kostnader som redovisats ovan finner man att differenserna är små.

Vid jämförelse mellan alternativ 1 - 3 kan följande noteras:

- alternativ 1 medför enkel styrning
- skillnaden i pumpenergi är liten

En jämförelse beträffande energiförbrukning och kostnad mellan alternativ 1 och 2 ger följande.

	<u>Energiförbr</u>	<u>Kostnad</u>
Alt 1	39 MWh/år	7 400:-/år
Alt 2	35 MWh/år	6 700:-/år
Skillnad	4 MWh/år	700:-/år

I det följande antas att alternativ 1 väljs.

4.2.2 Radiatorer

Systemets drifttemperatur beror av radiatorernas effektavgivning i varje ögonblick.

I det följande undersöks huruvida ett befintligt radiatorsystem kan utnyttjas för andra temperaturer än för vilka det är dimensionerat.

4.2.2.1 Tilläggsisolering

Effektbehovet kan reduceras om byggnaderna tilläggsisoleras. Samtliga hus är byggda enligt de normer som gällde före SBN75. Följande k-värden gäller: väggar; ca 0,3 W/m²°C, tak; ca 0,25 W/m²°C.

För att belysa tilläggsisoleringens inverkan på värmesystemets drifttemperatur görs följande överlagsmässiga beräkning:

	andel ^{x)}	k-värden		
		urspr värde W/m ² °C	10 isol ^{xx)} W/m ² °C	20 isol ^{xx)} W/m ² °C
Väggar	0,5	0,3	0,17	0,13
Tak	0,25	0,25	0,15	0,11
Golv	0,25	0,35	0,35	0,35
Ändring i k-värde tot	(0,3)		-0,09	-0,12

x) Andel av totalt omslutande ytor

xx) 10 respektive 20 cm tilläggsisolering

Effektbehovet för en lägenhet antas vara 6 kW och för ett enfamiljshus 10 kW. Ventilation svarar för ca 1/3 av detta effektbehov.

Reduceringen av effektbehovet p g a tilläggsisolering blir således:

- 10 cm tilläggsisolering: $0,09/0,3 \times 2/3 = 20\%$
- 20 cm tilläggsisolering: $0,12/0,3 \times 2/3 = 27\%$

Med oförändrade flöden och radiatorrytor dimensionerade efter $80/60^{\circ}\text{C}$ fås följande fram-/returtemperaturer.

- 10 cm tilläggsisolering $70/54^{\circ}\text{C}$
- 20 cm tilläggsisolering $67/52^{\circ}\text{C}$

Tilläggsisolering medför dock så stora kostnader att det ej närmare studeras för detta projekt.

4.2.2.2 Ökning av radiatoryta

Ökning av radiatorytan resulterar också i ändrade drifttemperaturer för systemet. För byggnader med 2-rörssystem måste i princip varje radiator bytas eller nya installeras i varje rum, vilket får anses som orimligt. Dock kan dess inverkan på drifttemperaturen vara intressant. Nedanstående figur visar ytförstoringsfaktorn som funktion av till radiatorn inkommande vattnets temperatur.

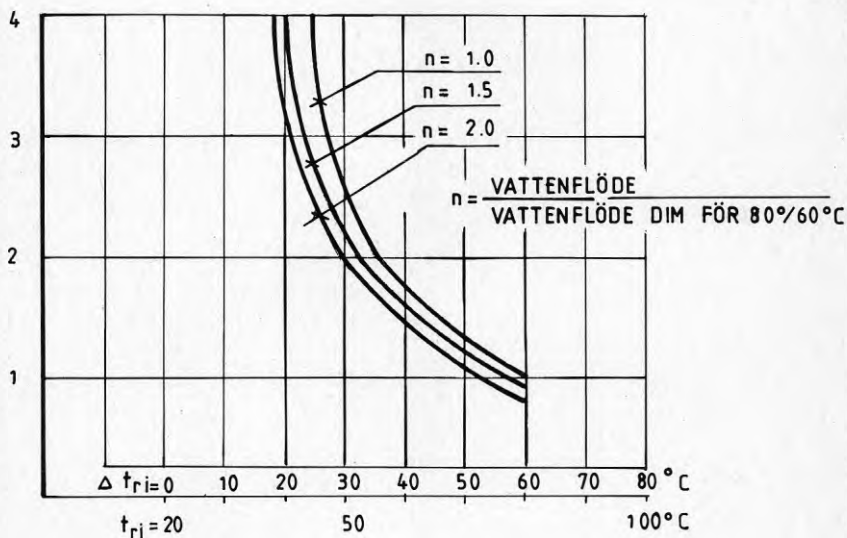


Fig 4.2 Ytförstoringsfaktorn som funktion av till radiatorn inkommande vattnets temperatur vid dimensionerande utetemperatur.

I ett 1-rörssystem finns ofta en kritisk radiator. Att öka denna radiators storlek eller öka flödet i den ger förbättrade drifttemperaturer.

4.2.2.3 Sammanfattning

De installerade radiatorsystemen ger en returtemperatur av 54°C om framledningstemperaturen maximeras till 90°C . Detta innebär att flödet i 2-rörssystemet kan sänkas till $(80-60)/(90-54) = 56\%$ av det dimensionerande flödet för sekundärsystemet.

Se även bilaga 4.3.

Beräkningen av returtemperaturen för 1-rörssystemet låter sig ej göras lika enkelt som för 2-rörssystemet. En liknande härledning som för 2-rörssystemet kan göras. Beräkningarna blir dock komplicerade då temperaturen till en radiator bygger på returtemperatur och flöde genom den föregående radiatoren och flödet i hela radiator-kretsen.

Returtemperaturen på 1-rörssystemet vid en framledningstemperatur av 90°C blir lägre än 60°C , men högre eller lika med 54°C som gäller 2-rörssystemet. Se även kap 4.2.3.

Fram- och returtemperatur för radiatorsystemen framgår av fig 4.3

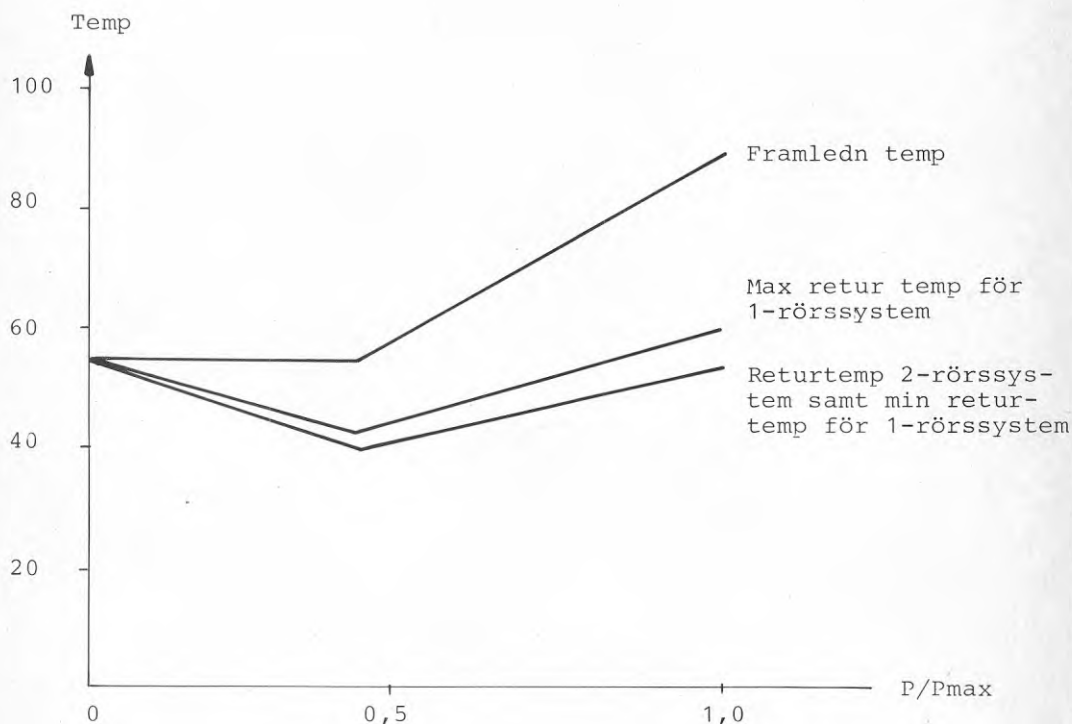


Fig 4.3 Fram- respektive returtemperatur för radiator-uppvärmning

4.2.3 Ventilationsaggregat

4.2.3.1 Allmänt

Ventilationens effektbehov kan minskas om alla luftflöden, instryps till luftflöden enligt SBN 75. I SBN 75 anges minsta flöde för hygieniska krav, som maximalt tillåtna under uppvärmningssäsong. Storleken av denna åtgärd kan endast bedömas efter uppmätning av de verkliga flödena samt kontroll av de för varje lokal erforderliga flöden.

Ventilationsaggregat skall nattetid vara avställda eller endast cirkulera återluft.

Under kallaste perioden varje år kan en viss del återluft inblandas och uteluftflödet strypas.

För att styra tilluftstemperaturen från ett ventilationsaggregat används en reglercentral med termostater som styr en 3-vägs styrventil i en shuntgrupp. Denna shuntgrupp är utformad för konstant vattenflöde i batteriet och i värmesystemet.

Pumpcirkulationen i batterikretsen används för att förhindra frysning i batteriet.

Av fig 4.4 framgår flöde (q) och temperaturförhållanden i befintligt värmesystem för ventilationsaggregat

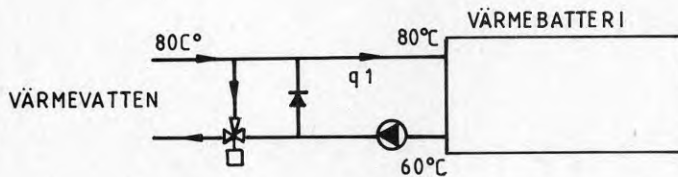


Fig 4.4 Befintligt värmesystem för ventilationsaggregat

Om flödet i värmebatteriet sänks till ca 60% av det ursprungliga ($0,6 \times q_1$) erhålls de temperaturer som framgår av fig 4.5. De angivna fram- respektive returledningstemperaturer är desamma som gäller för radiatorkretsen vid dimensionerande utetemperatur. Shuntgruppen har ersatts av en vanlig 2-vägsventil.

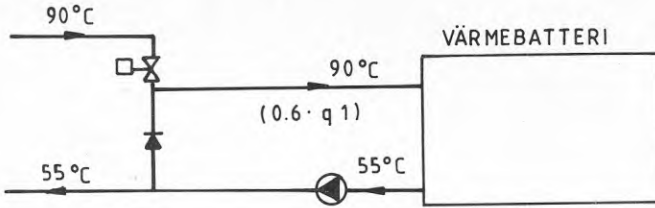


Fig 4.5 Flöde och temperatur för värmevattnet till ventilationsaggregat i nytt värmesystem

4.2.3.2 Värmeavgivning från värmebatteri i ventilationsaggregat

Som framgår av beräkningar enligt bilaga 4.4 är den högsta returtemperatur som kan uppkomma vid dimensionerande temperatur (framledningstemperatur = 90°C) ca 55°C förutsatt att flödet i värmebatteriet har stypts in.

Fram-/returtemperatur på värmevattnet kommer således att variera enligt fig 4.6.

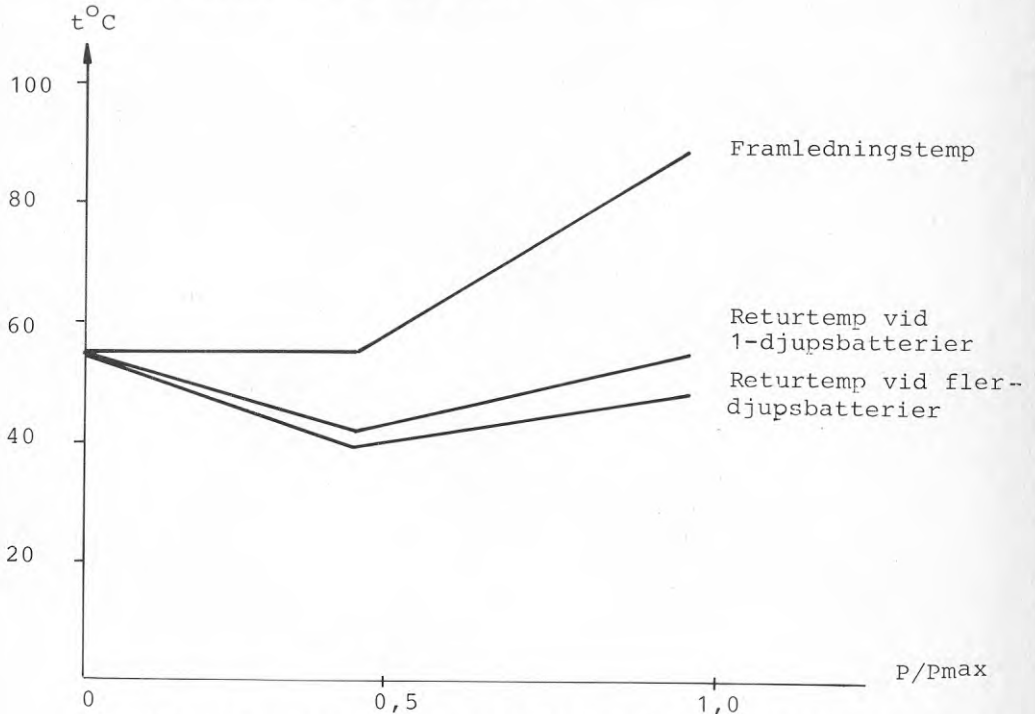


Fig 4.6 Fram- respektive returtemp för ventilationsaggregat

4.2.4 Tappvarmvattenberedning

I det befintliga värmesystemet bereds tappvarmvattnet i värmeväxlare i undercentralerna. Dessa är dimensionerade för primärvattentemperaturerna 120/70°C och tappvarmvattentemperaturen 60°C.

För bostadsändamål kan en tappvarmvattentemperatur av 45°C accepteras. Dock krävs för skolans kök varmare vatten. För att täcka detta behov kan en elektrisk eftervärmare installeras.

Plattorna i de befintliga värmeväxlarna i undercentralerna kan omfördelas så att tappvarmvattendelen utökas.

Hela värmeväxlare kan ej användas då radiatordelens gavlar och anslutningar ej tål tappvatten. Enligt uppgift från värmeväxlarleverantören klarar samtliga varmvattenberedare följande drifttemperaturer efter fördelning av plattor i bef värmeväxlare.

Värmevatten 55/25°C
Tappvatten 10/45°C

Tappvarmvattenflödena på de olika undercentralerna fördelar sig enligt uppgift på följande sätt:

Undercentral -----	Max tappvarmvattenförbr -----	Värmevatten -----
FLM-skolan	2,0 l/s	2,7 l/s
HSB 1	5,0 l/s	6,7 l/s
HSB 2	4,3 l/s	5,7 l/s
Riksbyggen hus 8	2,8 l/s	3,7 l/s
Riksbyggen hus 44	2,3 l/s	3,1 l/s
Riksbyggen hus 53	<u>2,7 l/s</u>	<u>3,6 l/s</u>
	19,1 l/s	25,5 l/s

För en störttappning av 19,1 l/s beräknas det största sannolika flödet till ca 15 l/s enligt va-byggnorm. Detta motsvarar ett värmevattenflöde av

$$\frac{15}{19} \times 25,5 \text{ l/s} = 20 \text{ l/s}$$

Det minsta flöde som kan accepteras sommartid då framledningstemperaturen för värmevattnet begränsas till 55°C är således 20 l/s.

Returtemperaturen från tappvarmvattenväxlaren kommer att variera från 25 - 55°C enligt fig 4.7 då tappvarmvattenflödet varierar från 0 - 15 l/s.

25°C vid 15 l/s tappvarmvattenflöde och dimensionerade utetemperatur.

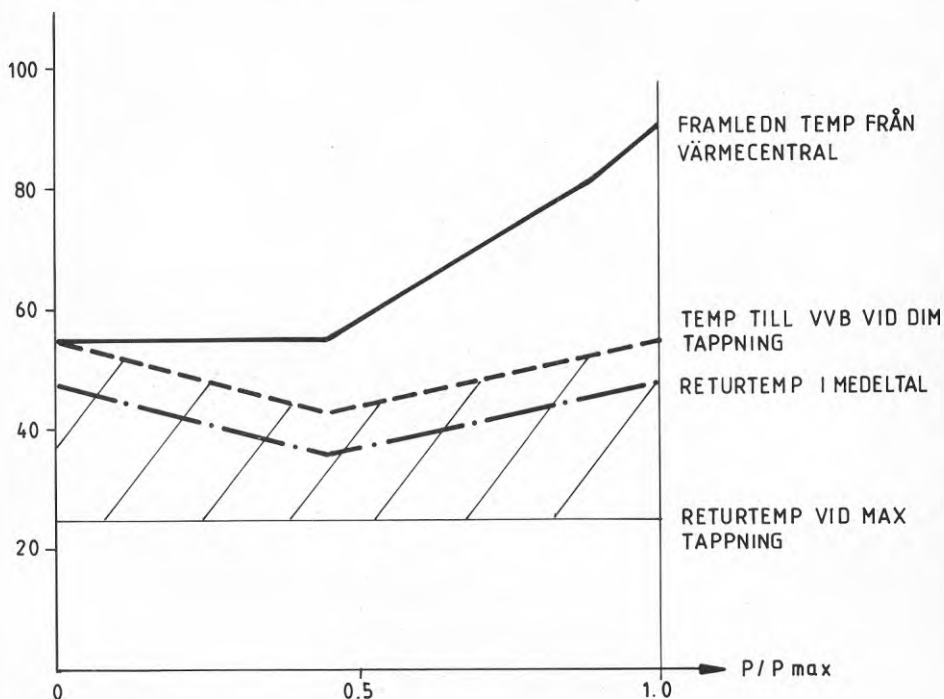


FIG. 4.7 FRAM - OCH RETURLEDNINGSTEMPERATUR I NYTT VÄRMESYSTEM

Tappvattenförbrukningen koncentreras till morgon och kväll, dock mest fredag kväll. Tappningen är begränsad i tid och vid dessa tillfällen kan värmevatten styras över från uppvärmning till tappvarmvattenberedning. Detta gäller vid de tillfällen då framledningstemperaturen till tappvarmvattengenereringen är lägre än 55°C. Denna driftpunkt kan dock justeras så att eventuella olägenheter kan avhjälpas.

4.3 Drifttemperaturer för nytt värmesystem

I det nya värmesystemet utnyttjas panncentralen med värmepump så att värmepumpen används som grundvärme med oljepannan som spetsvärme och reserv.

Detaljdimensioneringen av värmepumpen har ej studerats, men av tidigare gjorda utredningar på området framgår att ca 50% av effekten bör ligga på värmepumpen för att den skall vara lönsam. Upp till den effekten ligger ca 80% av energiförbrukningen. Se även kapitel 5.

Efter sammanläggning av drifttemperaturerna för de olika enheterna enligt ovan erhålls erforderliga fram- respektive returtemperaturer från värmecentralen som framgår av bilaga 4.5. Temperaturerna är framräknade utifrån ett konstant flöde av 74 m³/h.

4.3.1 Styrning av värmesystemet

Temperaturen ut från värmecentralen styrs av utetemperaturen i intervallet $T_0^{\circ}\text{C} - \text{DUT}$. Vid högre utetemperatur än $T_0^{\circ}\text{C}$ hålls utgående värmevattentemperatur konstant vid ca $+55^{\circ}\text{C}$ (se bilaga 4.5).

I varje undercentral skall en styrgrupp med tvåstegsventil vara installerad som korrigerar framledningstemperaturen till sin grupp av byggnader. En differentierad styrning och inreglering är därmed möjlig. Möjligheterna att styra över värmevatten till tappvarmvatten-generering under störttappning tillgodos görs härmed.

I värmecentralen styrs värmepump och oljepanna i sekvens så att när värmepumpens effekt inte längre klarar värmebehovet startar oljepannan.

5 VÄRMEPUMP

5.1 Allmänt

En värmepump är en maskin som upptar värmeenergi vid en låg temperaturnivå och sedan avger den vid en högre. För att detta skall ske måste dock en viss mängd drivenergi tillföras maskinen. Drivenergin avges tillsammans med upptagen värmeenergi vid den högre temperaturen. Anläggningen avger alltså mer värmeenergi än den som "uppoftfrats" till drivenergi. Typiskt för värmepumpen är att ju närmare de två temperaturnivåerna ligger varandra ju effektivare utnyttjas drivenergin. Förhållandet mellan avgiven värmeenergi och tillförd drivenergi brukar kallas värmefaktor och betecknas vanligen η . I bilaga 5.1 är värmefaktorn som funktion av temperaturdifferensen redovisad. Kurvan gäller för en större kompressorläggning och utan hänsyn till hjälpmaskiner. I de fall man måste ha hjälpmaskiner, t ex pumpar eller fläktar för att anordningen skall fungera, bör den energi som tillförs dessa adderas till drivenergin.

Värmepumpen kan utföras efter olika principer, t ex absorptionsapparater, peltierelement eller kompressordrivna förångnings- och expansionsprocesser. I denna utredning har den senare typen av värmepump studerats då den har bra verkningsgrad och i övrigt är tillräckligt utprovad för att direkt kunna appliceras i den typ av system som skisserats.

Tidigare erfarenheter och utredningar beträffande optimering av värmepumpanläggningens olika komponenter har legat till grund för utformning av systemet. Att enbart optimera värmepumpen kan dessutom anses vara en suboptimering. För denna utredning har det bedömts som väsentligt att betrakta värmekällan, distributionsledning, interna värmesystem samt byggnader som en enda enhet. För andra liknande projekt är det mycket viktigt att man vid projekteringen tar hänsyn till alla dessa faktorer på ett så tidigt stadium som möjligt. I det aktuella projektet har vissa faktorer såsom distributionsledning och husens radiatoryta varit givna förutsättningar.

För att en värmepumpinstallation skall vara motive-rad från ekonomisk synpunkt måste vissa villkor vara helt eller delvis uppfyllda.

De viktigaste är:

- lång årlig utnyttjningstid
- värmesänka med ej för högt temperaturkrav
- bra, näraliggande värmekälla
- tillgång på ej för dyr drivenergi

Om kylbehov föreligger för en byggnad är det ofta mycket ekonomiskt att låta installera en kylanläggning som vintertid kan användas som värmepump.

5.2 Värmepump för Östra Främby

Denna utredning initierades från början av att förhållandena vid Östra Främby vid en första studie verkade passa en värmepumpanläggning. Nedan framgår närmare hur förhållandena i det aktuella området kan anses uppfylla de villkor som bör gälla för en värmepumpanläggning enligt sid 24.

5.2.1 Utnyttjningstid

Lång årlig utnyttjningstid är viktig på grund av att värmepumpen i förhållande till en oljeeldad panna har hög investeringskostnad men låg driftkostnad. Optimalt är alltså kontinuerlig drift med konstant effekt. Effektbehovet för lokaluppvärmning varierar dock med bl a utetemperaturen. Se bilaga 3.2. Det är därför inte ekonomiskt att dimensionera värmepumpen för hela effektbehovet utan tillsatsvärme i någon form bör användas för årets kallaste dagar. För det aktuella projektet är konventionella oljepannor mest lämpade för tillsatsvärme. En permanent panncentral är under uppförande. Drifttiden för tillsatsvärmerna kan bestämmas med en ekonomisk kalkyl. Det har inte ansetts meningsfullt att utföra kalkylen i detta skede, eftersom många oklara faktorer fortfarande kvarstår.

Av erfarenhet vet man att värmeeffekten från en värmepump bör vara ca 50% av totala effektbehovet.

Av bilaga 3.2 framgår att energibehovet för beredning av tappvarmvatten utgör en stor del av det totala energibehovet och att denna del i stort sett är konstant över året. Genom att täcka varmvattenberedningens energibehov och dessutom en del av uppvärmningsbehovet med en värmepumpanläggning kan man få en acceptabel drifttid.

5.2.2 Värmesänka

Tidigare har visats vilken avgörande betydelse det har att temperaturen vid vilken värmeavgivningen sker hålls så låg som möjligt. Se bilaga 5.1. Man kan observera att det är förångnings- och kondenserings temperaturerna som är viktiga för värmefaktorn. Därför är det av största vikt att förångare och kondensor dimensioneras rätt.

Bostäder och andra uppvärmda lokaler kan konstrueras för låga drifttemperaturer i uppvärmningssystemen. På så sätt erhåller man gynnsamma betingelser för en värmepumpanläggning.

Om man inom överskådlig tid skall kunna spara större mängd energi måste emellertid åtgärder vidtas även i befintliga byggnader. Den stora volymen bostäder byggdes under 50- och 60-talet. I dessa har man ofta ett värmesystem som är dimensionerat för högre temperaturer, t ex 80/60°C på fram- respektive returledningarna. Utförda mätningar visar dock att systemen ofta är kraftigt överdimensionerade och arbetar vid en lägre temperatur. De under senare år utförda 1-rörssystemen kan vara besvärliga att anpassa till lägre temperaturer.

Varmvattenberedningen till 55-60°C kan i många fall vara svår att klara med låg temperatur på värmebäraren. Sannolikt kan en lägre temperatur, t ex 45°C, accepteras av varmvattenkonsumenterna. Denna tappvarmvattentemperatur kan erhållas från en värmepump genom:

- utnyttning av överhettningens värmen efter kompressorn,
- tappvarmvattenackumulering,
- utökning av värmeväxларыtor i undercentraler.

I Östra Främby har det framkommit att växларыtorerna i tappvarmvattenberedaren enkelt och till låg kostnad kan utökas.

Under kapitel 4 har ingående redovisats hur områdets värmesystem med befintliga ledningar och undercentraler kan anpassas till temperaturnivåer som bättre passar en värmepumpanläggning.

5.2.3 Värmekälla

För att värmepumpen skall vara intressant måste en värmekälla med billig energi finnas på ej alltför långt avstånd från värmesänkan. Värmekällan måste vidare ha god tillgänglighet och så hög temperatur som möjligt.

Den värmekälla som är aktuell i Främby är behandlat avloppsvatten från det kommunala reningsverket, som är beläget ca 500 m från den permanenta panncentralen. Avloppsvattnets karakteristiska egenskaper har redovisats i kapitel 2. Det framgår att temperaturen är relativt konstant, vilket är mycket gynnsamt för reglering av processen. I jämförelse med uteluft har dessutom avloppsvattnet den fördelen att effektuttaget inte sjunker nämnvärt när temperaturen ute sjunker.

För det projekterade området kommer max ca 40 % av avloppsvattnets utnyttjningsbara energi att användas.

5.3 Drivenergi

För att värmepumpen skall fungera måste högväridg energi tillföras för drift av kompressorn. Kompressorn kan i princip drivas med alla typer av motorer t ex ångturbin, olika typer av förbränningsmotorer och elmotorer. För Östra Främby har bedömts att de enda realistiska alternativen är en dieseldriven förbränningsmotor eller en kortsluten asynkronmotor. Vilken drivkälla man skall välja beror på en rad olika faktorer som närmare skall belysas i det följande.

5.3.1 Dieseldriven värmepump

Den dieseldrivna värmepump som ansetts lämplig för Östra Främby är ett aggregat uppbyggt av en konverterad standard lastbilmotor och en skruvkompressor. Skruvkompressorns varvtal bör vid full last vara ca 3 500 rpm för att erhålla bästa drifts-ekonomi. Vid detta varvtal bör dock inte lastbilmotorn köras då detta sliter onödigt hårt på motorn. För att uppnå det höga varvtalet måste en växel placeras mellan motor och kompressor. I övrigt utföres värmepumpen som ett standard vattenkyl-aggregat.

Större dieselmotorer typ fartygsmotorer är betydligt dyrare än lastbilmotorn per installerad effektnhet och har inte bedömts aktuella för detta fall.

Bilaga 5.2 visar i ett Sankey-diagram hur energin ombildas och utnyttjas i en dieseldriven värmepump av för Östra Främby aktuell storlek.

Som framgår av diagrammet tillvaratas 100 % av värmen från motorns kylsystem inklusive smörjoljekylning. Av avgasförlusterna återvinns ca 50 %.

De största tillgängliga lastbilmotorerna ger 200 - 250 kW axeleffekt vid kontinuerlig drift.

I denna förstudie har ett system med två dieseldrivna förbränningsmotorer på vardera 200 kW kopplade till en kompressor närmare analyserats.

Den procentuella fördelning av tillförd energi framgår av bilaga 5.2.

Värmepumpens kondenserings- och förångningstemperatur antas vara 55 respektive +1°C som medelvärde över året. Från bilaga 5.1 erhålles då värmefaktorn 3,4.

Med hjälp av bilaga 5.2 och den valda axeleffekten, 400 kW, erhålles följande fördelning:

Tillförd energi i form av diesel	1080 kWh/h
Till värmepump, 35 %	378 "
Transmissionsförluster, 2 % (axeleffekt 400 kW)	22 "
Kylvatten, oljekylning, 23 %	248 "
Avgaser, 34 %	367 "
Strålningsförluster, 6 %	64 "
Nyttiggjord energi, 75 %	810 "
Från avloppsvatten, 83 %	910 "
Total värmeeffekt	1720 kW

Fördelningen mellan värme från oljepannan respektive dieselvärmepumpen framgår av bilaga 5.3. Av det totala värmebehovet på 8,7 GWh/år erhålls 1,2 från oljepannan och 7,5 från dieselvärmepumpen. Av värmeenergin från värmepumpen kommer 3,5 GWh/år från tillförd dieselolja och resterande 4,0 från avloppsvatten.

5.3.2 Eldriven värmepump

Den eldrivna värmepumpen är uppbyggd som ett konventionellt vattenkylaggregat med elmotorn direkt kopplad till kompressorn som kommer att arbeta vid ca 2900 rpm. En skruvkompressor har bedömts som mest lämplig med hänsyn bl a till den aktuella storleken.

Från bilaga 5.1 erhålls värmefaktorn 3,1 om kondenserings- och förångningstemperaturen är 60 respektive +1°C.

I bilaga 5.4 redovisas energibalansen för en eldriven värmepump presenterad som ett Sankey-diagram.

Om värmepumpen är dimensionerad för 1500 kW värmeeffekt erhålls följande förhållande:

El	480 kWh/h
Avloppsvatten	1020 "

Fördelningen mellan värme från oljepannan respektive från värmepumpen framgår av bilaga 5.5. Av det totala värmebehovet på 8,7 GWh/år erhålls 1,7 från oljepannan och resterande 7 från värmepumpen. Av de 7 GWh/år från värmepumpen uppoffras 2,2 GWh/år i form av el medan resterande 4,8 tas från avloppsvatten.

5.4 Inverkan på kommunalt energiförsörjnings-system och regionalt klimat

5.4.1 Dieselvärmepump

Vid installation av en dieselvärmepump enligt ovan beskrivna förslag kommer oljeförbrukningen att sjunka med 530 m³ per år.

Några fördelar:

28 lastbilstransporter bortfaller
4 ton mindre svavel och minskade utsläpp av stoft
m m

Några nackdelar:

Ljudproblem
Avgasproblemet ej tillräckligt belyst
En eventuell senare sammankoppling med "stort"
fjärrvärmenät försvåras

5.4.2 Eldriven värmepump

Oljeförbrukningen sjunker med 910 m³ medan elförbrukningen stiger med 2,2 GWh/år och effektuttag ökar med 500 kW.

För elverket kan det vara intressant att kunna begränsa effektuttaget så att kontrakterad maximinivå ej överskrides. Med den föreslagna installationen är detta möjligt att uppnå genom att koppla bort värmepumpen och låta oljepannan ge hela effektbehovet under höglastperioden. Efter ett spänningsbortfall på elnätet kan det också vara av intresse att fördröja inkopplingen av värmepumpen på elnätet.

Om elverket ges dessa möjligheter borde en sänkning av högbelastningsavgiften kunna diskuteras.

Fördelar:

Minskat oljeberoende
50 lastbilstransporter bortfaller
7 ton mindre svavel och minskade utsläpp av stoft m m

Nackdelar:

Ökat effektuttag och ökad elförbrukning
Försvårad sammankoppling med "stort" fjärrvärmenät

5.5 Inverkan på nationell energiförsörjning

5.5.1 Dieselvärmepump

Dieselvärmepumpen ger lätt överblickbara konsekvenser för den nationella energiförbrukningen. Vårt oljeberoende minskar med 530 m³ EO1 per år.

5.5.2 Eldriven värmepump

Den eldrivna värmepumpens inverkan på den nationella energiförsörjningen är svårare att beskriva eftersom det beror på hur elenergin produceras. Följande antagande kan göras för att söka reda ut bredden.

Den installerade eleffekten fordrar en lika stor utbyggnad av elproduktionsanläggningen. Elproduktionen kan komma att ske på olika sätt t ex med vattenkraft, fossila eller nukleära bränslen. Om vi antar att elenergin till värmepumpen kommer från:

Vattenkraft

Vårt oljeberoendet minskar med 910 m³ per år med den föreslagna anläggningen. Man är dock tvungen att uppoffra 2 200 MWh/år i elenergi.

Fossila bränslen

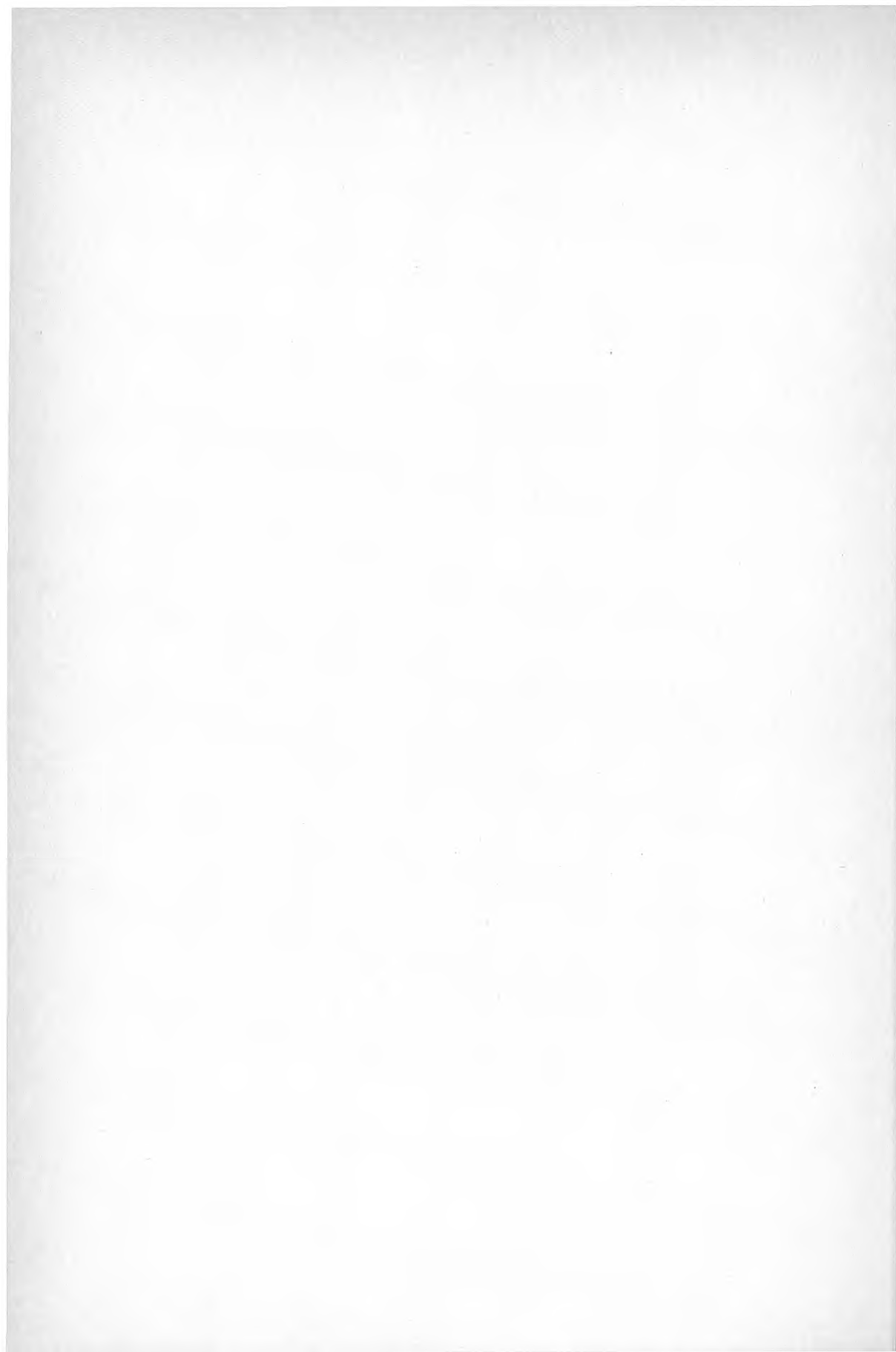
Ett modernt fossileldat kraftverk utan värmeproduktion har ca 40% verkningsgrad. Överförings- och transformeringsförluster kan sättas till 3%. Oljan som eldas i kraftverket kommer alltså att utnyttjas till $(40-3) \times 3,5 = 130\%$, som kan jämföras med 80% för konventionell panncentral.

Om elproduktionen sker vid ett kraftvärmeverk med totalverkningsgraden 35% (35% el och 50% olja) kan oljan utnyttjas till $50 + (35-2) \times 3,5 = 166\%$, vilket skall jämföras med 80% enligt ovan.

Nukleära bränslen

2 200 MWh/år måste produceras i anläggningen och elproduktionsanläggningen måste byggas ut med 500 kW. Avfall motsvarande energiuttaget bildas.

Vårt oljeberoende minskar med 910 m³ per år.



6 KOSTNADSKALKYLER

6.1 Metoder för lönsamhetsberäkning

Man kan indela de lönsamhetsmetoder som används i tre huvudgrupper:

- a) Kapitalvärdemetod
- b) Avkastningsmetod
- c) Återbetalningsmetod

6.1.1 Kapitalvärdemetod

6.1.1.1 Beskrivning

Kapitalvärdemetoden går ut på att ett investeringsalternativs alla förväntade in- och utbetalningar omräknas till en och samma tidpunkt. Dessa värden beräknas genom diskontering med den valda kalkylräntan.

De vanligaste varianterna på kapitalvärdemetoden är nuvärdemetoden och annuitetsmetoden.

Nuvärdemetoden (NVM) går ut på att investeringens samtliga in- och utbetalningar omräknas till den tidpunkt vid vilken investeringen skall genomföras. Dessa diskonterade in- och utbetalningar summeras till ett sk nuvärde. Alla betalningar omräknas med andra ord till "kronor idag".

Annuitetsmetoden (AM) går ut på att investeringens samtliga betalningar omräknas till årliga lika stora belopp, sk annuiteter, dvs annuitet = nuvärde x annuitetsfaktor. Här omräknas alltså alla betalningar till kronor/år.

6.1.1.2 Förutsättningar och begränsningar

Alla kapitalvärdeberäkningar förutsätter fri in- och utlåning till kalkylräntan.

Fördelar: Vid användandet av kapitalvärdemetoden ges möjlighet att på ett så medvetet sätt som möjligt välja den kalkylränta som skall användas vid omräkningarna och att denna sedan används konsekvent för alla jämförda alternativ.

Nackdelar: 1) Likviditeten beaktas ej (exempelvis ges inget uttryck för hur stora anspråk investeringsalternativet ifråga ställer på tillskott av likvida medel). Denna nackdel är dock en följd av antagandet om fri in- och utlåning av kapital.

2) Rangordningen av olika investeringsalternativ kan vara beroende av kalkylräntans höjd. Skälet till att detta brukar framhållas som en nackdel är att kalkylräntan är svår att fastställa.

3) Nuvärdemetoden kräver att två olika investeringsalternativ har lika lång livslängd (ekonomisk).

6.1.1.3 Urvalskriterium

För både nuvärdemetoden och annuitetsmetoden gäller att om nuvärdet respektive annuitetsvärdet är större än 0, så är ett investeringsobjekt lönsamt. Vid rangordning avgörs vilket investeringsalternativ som har det största nuvärdet respektive annuitetsöverskottet.

6.1.2 Avkastningsmetod

6.1.2.1 Beskrivning

Vid användande av avkastningsmetoden beräknas den genomsnittliga ränta som ett investeringsobjekt avkastar under brukstiden. Denna ränta benämns internränta och beräkningsmetoden kallas internräntemetoden (IRM). Internräntan för ett investeringsobjekt är den ränta vid vilken investeringens nuvärde är lika med 0.

6.1.2.2 Förutsättningar och begränsningar

Tidigare konstaterades att kapitalvärdemetoden bygger på antagandet om fri in- och utlåning till den använda räntesatsen. Vid fastställandet av internräntan sker alla omräkningar till just den erhållna internräntan. Internräntemetoden förutsätter således fri in- och utlåning till internräntan. Detta måste sägas vara en nackdel med internräntemetoden.

Det kan inträffa att internräntan blir orimligt hög, t ex 30 - 40 %. Detta medför att de framtida betalningarna nedvärderas mycket kraftigt, vilket gynnar kortfristiga satsningar.

Anledningen till att internräntan blir så hög är att den ej väljs på ett medvetet sätt, utan blir en följd av vilken avkastning det aktuella alternativet ger. En annan nackdel med internräntemetoden är att den kan ge flera internräntor på samma investering.

6.1.2.3 Urvalskriterium

Ett investeringsalternativ anses som lönsamt om dess internränta är högre än kalkylräntan. Vid rangordning anses att det investeringsalternativ som ger den högsta internräntan är det mest lönsamma.

6.1.3 Återbetalningsmetod

6.1.3.1 Beskrivning

Vid användande av återbetalningsmetoden är beräkningarna inriktade på att ge svar på hur snart man får tillbaka investerat kapital.

Pay-off-metoden (POM) går ut på att beräkna hur lång tid det tar innan det i investeringen nedlagda kapitalet återbetalats. En kort återbetalningstid anses fördelaktigt.

6.1.3.2 Begränsningar

Återbetalningsmetoden bör användas med försiktighet, eftersom den inte beaktar storleken av eller tidpunkten för betalningar som sker efter återbetalningstidens slut.

6.1.4 Jämförelse mellan metoderna

1) Samtliga redovisade metoder har nackdelar. Det grundläggande problemet är att betalningarna är spridda i tiden och att de därför måste göras jämförbara. Detta behandlas dock bäst om beräkningarna utförs enligt kapitalvärdemetoden.

Denna metod tillåter ett fritt val av den kalkylräntefot som används vid omräkningar av belopp i tiden och denna räntefot används sedan på ett konsekvent sätt.

2) När det gäller att avgöra om en viss investering är lönsam eller ej ger kapitalvärdemetoden och internräntemetoden samma svar.

3) Vid rangordning kan däremot kapitalvärde- och internräntemetoden ge olika resultat. Här bör valet påverkas av vad som framhållits under punkt 1, dvs till kapitalvärdemetodens förmån.

4) Pay-off-metoden har karaktären av enkel tumregel och betraktas främst som ett komplement till de andra metoderna.

6.1.5 Val av metod för denna utredning

För denna utredning kommer nuvärdemetoden (NVM) att användas, beroende på att nyinvesteringarna har lika lång ekonomisk livslängd ($n = 10$ år) och är som angetts ovan ett säkrare urvalsinstrument, vad gäller den inbördes rangordningen.

6.1.6 Val av kalkylränta

Vid upprättande av en investeringskalkyl kan kalkylräntan grovt sett sägas ha två funktioner:

- 1) Alla omräkningar av belopp i tiden sker till kalkylräntan.
- 2) Kalkylräntan används som "avkastningskrav". Enligt kapitalvärde- och internräntemetoderna bedöms investeringen som lönsam endast om den ger en avkastning som överstiger kalkylräntan.

Det spelar stor roll hur kalkylräntan väljs. Det finns ingen erkänd metod för fastställande av kalkylräntan. Det får i stället bli en bedömningsfråga.

Kalkylräntan bör dock avspegla den genomsnittliga kapitalkostnaden för organisationen. Denna kan erhållas som en vägning av kapitalkostnaden för externt upplånat kapital och eget kapital.

Mot bakgrund av ovan anförda resonemang har beräkningarna genomförts med kalkylräntan KRF = 10 %.

6.2 Investerings- och driftskostnader

6.2.1 Grundläggande data

De tre olika alternativ som jämförs ur teknisk - ekonomisk synpunkt är följande:

- 1) Konventionell panncentral, vilken försörjer bostadsområdet med värme och tappvarmvatten. Detta alternativ utgör således det befintliga systemet.
- 2) Konventionell panncentral i kombination med värmepump, vars kompressor drivs av en elmotor.
- 3) Konventionell panncentral i kombination med värmepump, vars kompressor drivs av en dieselmotor.

Effektmässigt fördelas det totala effektbehovet för de tre olika alternativen på följande sätt

	<u>Konventionell PC</u>	<u>VP el</u>	<u>VP diesel</u>
Oljepanna	3 900 kW	2 400 kW	2 180 kW
El	-	480 kW	-
Diesel	-	-	810 kW
Avloppsvatten (VP)	-	<u>1 020 kW</u>	<u>910 kW</u>
Totalt effektbehov	3 900 kW	3 900 kW	3 900 kW

VP el = eldriven värmepump

VP diesel = dieseldriven värmepump

6.2.2 Merinvesteringskostnader för alternativen
2 respektive 3 jämfört med alternativ 1

<u>Grundinvesteringar</u>	Alt 2 VP el (kr)	Alt 3 VP diesel (kr)
Installationer vid avloppsreningsverket	70 000:-	70 000:-
Ledningar mellan avloppsreningsverk och panncentral	220 000:-	200 000:-
Värmepump komplett med motor	600 000:-	800 000:-
Rörarbete i panncentral m m	50 000:-	50 000:-
Modifieringar i undercentral	80 000:-	80 000:-
Komplettering kraftförs.	50 000:-	
<u>Projektering</u>	<u>200 000:-</u>	<u>200 000:-</u>
Summa	1 270 000:-	1 400 000:-
1 st oljepanna utgår ^{a)}	90 000:-	80 000:-
<u>Total merinvesteringskostnad</u>	<u>1 180 000:-</u>	<u>1 320 000:-</u>

a) För VP el erfordras en mindre skorsten.

6.2.3 Underhålls- och servicekostnader

	Alt 2 VP el (kr/år)	Alt 3 VP diesel (kr/år)
Merkostnad i jämförelse med alternativ 1	70 000:-	140 000:-

6.2.4 Energikostnader

Energipriser: Olja	10 öre/kWh	se bil 6:1
El	19 öre/kWh	se bil 6:1
Diesel	10,7 öre/kWh	se bil 6:1

I samtliga energipriser ingår energiskatt.

Från bilagorna 5.3 och 5.5 erhålls energislagens fördelning.

	Konventionell PC	VP el	VP diesel
Oljepanna	8,7 GWh	1,7 GWh	1,2 GWh
El		2,2 GWh	
Diesel			3,5 GWh
Avloppsvatten (VP)		4,8 GWh	4,0 GWh
Totalt energibehov	8,7 GWh	8,7 GWh	8,7 GWh

Energikostnader:

Oljepanna	870 000:-	170 000:-	120 000:-
El		418 000:-	
Diesel			375 000:-
Totalt kr/år	870 000:-	588 000:-	495 000:-

6.2.5 Driftskostnadsjämförelse

Alternativ 2 och 3 jämförs med alternativ 1, varvid följande driftkostnadsbesparingar erhålls:

Alternativ 2, VP el

$$870\ 000 - 588\ 000 - 70\ 000 = 212\ 000 \text{ kr/år}$$

Alternativ 3, VP diesel

$$870\ 000 - 495\ 000 - 140\ 000 = 235\ 000 \text{ kr/år}$$

Alternativ 2 och 3 kan grafiskt åskådliggöras på följande sätt:



FIG 6.1

6.2.6 Beräkning av nuvärden för alternativ 2 och 3

		Alt 2 <u>VP el</u>	Alt 3 <u>VP diesel</u>
Grundinvestering	tkr	1180'	1320'
Besparingsöverskott	tkr/år	212'	235'
Livlängd	år	10	10
Kalkylränta	%	10	10
Nuvärde investering	tkr	- 1180'	- 1320'
Nuvärde överskott	tkr	+ 1303'	+ 1444'
Nuvärde	tkr	+ 123'	+ 124'

Kriterium för lönsamhet enligt nuvärdemetoden:

Nuvärdet $\geq 0 \Rightarrow$ lönsam investering.

Av ovanstående beräkningar framgår med tydlighet att båda alternativen är klart lönsamma vid KRF = 10%.

Av bilaga 6.2 framgår att alternativen är i stort sett likvärdiga, dieselalternativet är något mera lönsamt vid det ansatta priset på olja, 800 kr/m³. Båda alternativen är lönsamma upp till en kalkylränta av ca 12%. Om statsbidrag kan utgå till investeringen stiger lönsamheten, vilket framgår av bilaga 6.2.

Nuvärdet vid 10% ränta och 10 års avskrivningstid är således 124 000 kr för dieselalternativet, vilket motsvarar en annuitet av ca 20 000 kr/år. Motsvarande värden vid 35% statsbidrag till investeringskostnaden är nuvärdet 586 000 kr och annuiteten 95 000 kr/år.

6.2.7 Oljeprisets inverkan på investeringsalternativens lönsamhet

Eftersom oljepriset varierar kraftigt påverkar detta i hög grad alternativens lönsamhet. Nuvärdet av de olika alternativen enligt ovan (KRF = 10% m m) har beräknats för olika oljepriser och resultatet framgår av bilaga 6.3.

Av bilagan framgår att alternativet med eldrift är mera lönsamt än dieseldrift när oljepriset överstiger 800 kr/m³.

Dessa beräkningar har ej beaktat elenergiprisets beroende av oljepriset.

6.2.8 Avstånd värmekälla - bostadsområde och dess inverkan på lönsamheten

Avståndet mellan avloppsreningsverket och panncentralen är i det här aktuella objektet ca 500 m. För att bedöma lönsamheten vid andra objekt där avståndet till värmekällan avviker från ovan angivet värde har i bilaga 6.4 redovisats nuvärdet som funktion av avståndet mellan värmekälla och panncentral. Diagrammet är upprättat under följande förutsättningar:

- Dimensionerat effektuttag på värmepumpens värmebäarsida = 1720 kW, vilket motsvarar ca 45% av maximalt effektbehov vid DUT = -22°C för ett bostadsområde med 350 lägenheter, 50 radhus och en FLM-skola.
- Investeringskostnaderna avskrivs på 10 år med 10% ränta.

Av diagrammet finner man att ett likvärdigt projekt är lönsamt upp till ett avstånd av ca 2 km mellan avloppsreningsverk och panncentral.

6.3 Sammanfattning

Sammanfattningsvis kan konstateras följande:

1) Uppvärmning med en kombination av värmepump och oljepanna är klart lönsamt vid ett avkastningskrav av 10% och 10 års avskrivningstid på investerat kapital.

2) Dieseldrift eller eldrift av värmepumpen är i stort likvärdigt vid ett oljepris av 800 kr/m³. Vid högre oljepris är eldrift mera lönsamt än dieseldrift.

Beräkningarna har genomförts under förutsättning att elpriset ej påverkas av oljepriset.

Rekommendationen blir således att anläggningen kompletteras med en värmepumpsinstallation. Vid ett oljepris > 800 kr/m³ bör den vara utrustad med elmotordrift.

7 SLUTORD

Av denna förstudie framgår att behandlat avloppsvatten är en värmekälla som är tekniskt och ekonomiskt möjlig att utnyttja. Ekonomi och lönsamhet måste dock studeras för varje enskilt objekt.

Det projekt som har undersökts i denna förstudie utgörs av ett bostadsområde om ca 400 lägenheter samt en skola. Området ligger ca 0,5 km från ett större kommunalt avloppsreningsverk.

Behandlingen av avloppsvattnet är för närvarande mindre bra sett ur miljövårdssynpunkt. Reningsverket kommer dock inom den närmaste tiden att byggas ut så att det uppfyller myndigheternas krav.

De faktorer hos avloppsvattnet som är av betydelse vid värmeåtervinning är, förutom flöde och temperatur föroreningsgraden samt den kemiska sammansättningen. Föroreningarna reduceras till en viss nivå i samband med behandlingen. Av betydelse när det gäller värmeåtervinning via värmepump är att bland annat fasta föroreningar ned till en viss storleksordning, <0,5 mm, inte förekommer i avloppsvattnet. Eftersom man i detta projekt avser att utnyttja behandlat avloppsvatten är detta krav tillgodosett.

Den kemiska uppbyggnaden av avloppsvattnet kan medföra risk för korrosionsangrepp av olika slag. Det är därför viktigt att de material i värmepumpen, som kommer i beröring med avloppsvattnet, väljs på ett sådant sätt att riskerna för korrosion minimeras. Härvid torde rostfritt stål och koppar utgöra de bästa alternativen.

Ytterligare studier bör dock göras för att klarlägga lämpligaste materialval i bland annat värmepumpen med hänsyn till avloppsvattnets sammansättning.

I denna förprojektering har två olika drivkällor, el- och dieseldrift, till värmepumpen studerats. Vid ett oljepris av 800 kr/m³ är lönsamheten likvärdig med ett beräknat nuvärde av ca 120 000 kr. Vid högre oljepris är eldrift mera lönsamt förutsatt att elpriset ej påverkas av oljeprisförändringar.

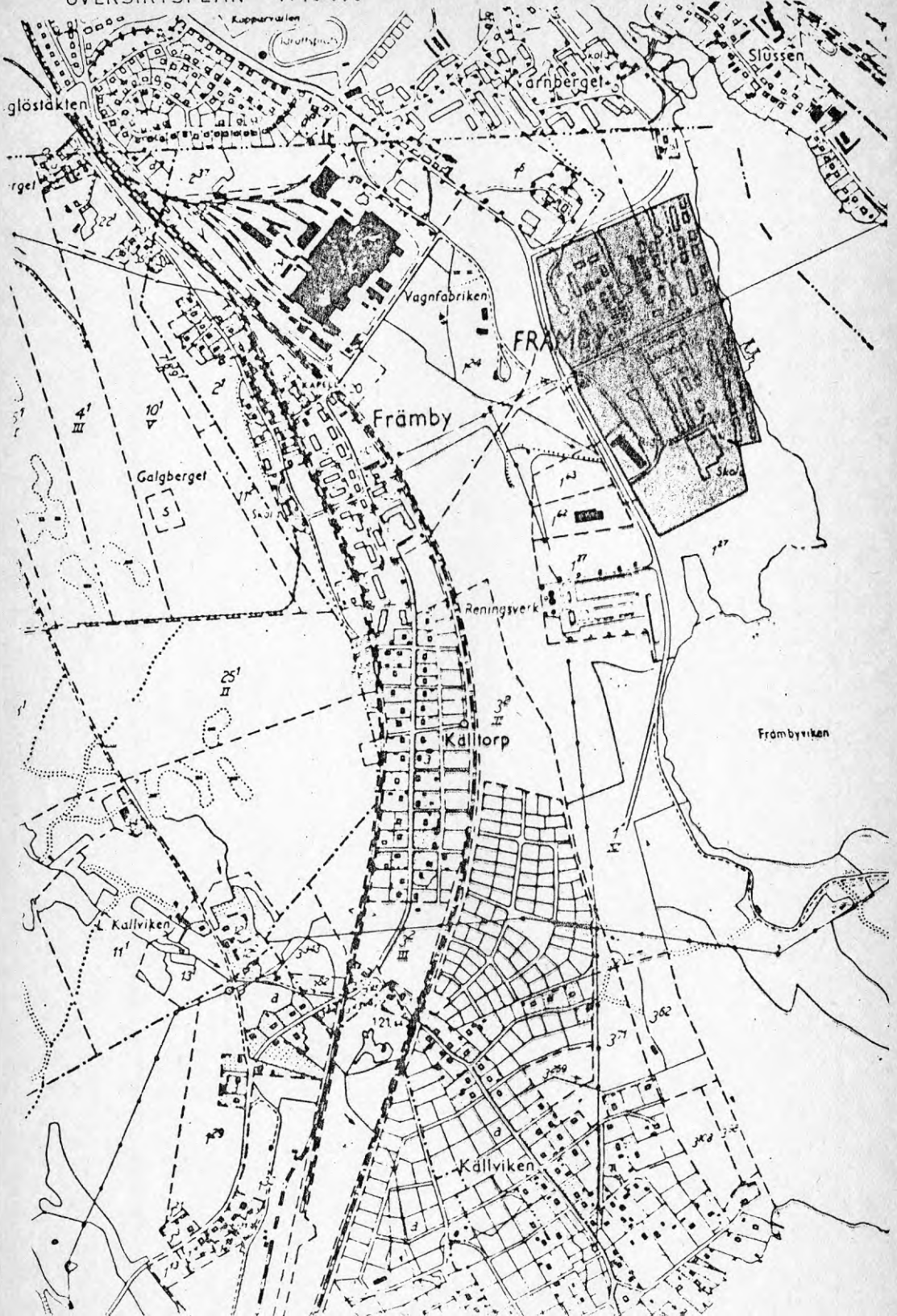
Nästa etapp (II) i projektet bör vara att utföra en projektering av det system som skissats i utredningen samt att utforma förfrågningsunderlag och få in anbud på maskiner och övrig utrustning som erfordras.

Etapp III i projektet bör omfatta kompletteringen av värmesystemet med värmepump.

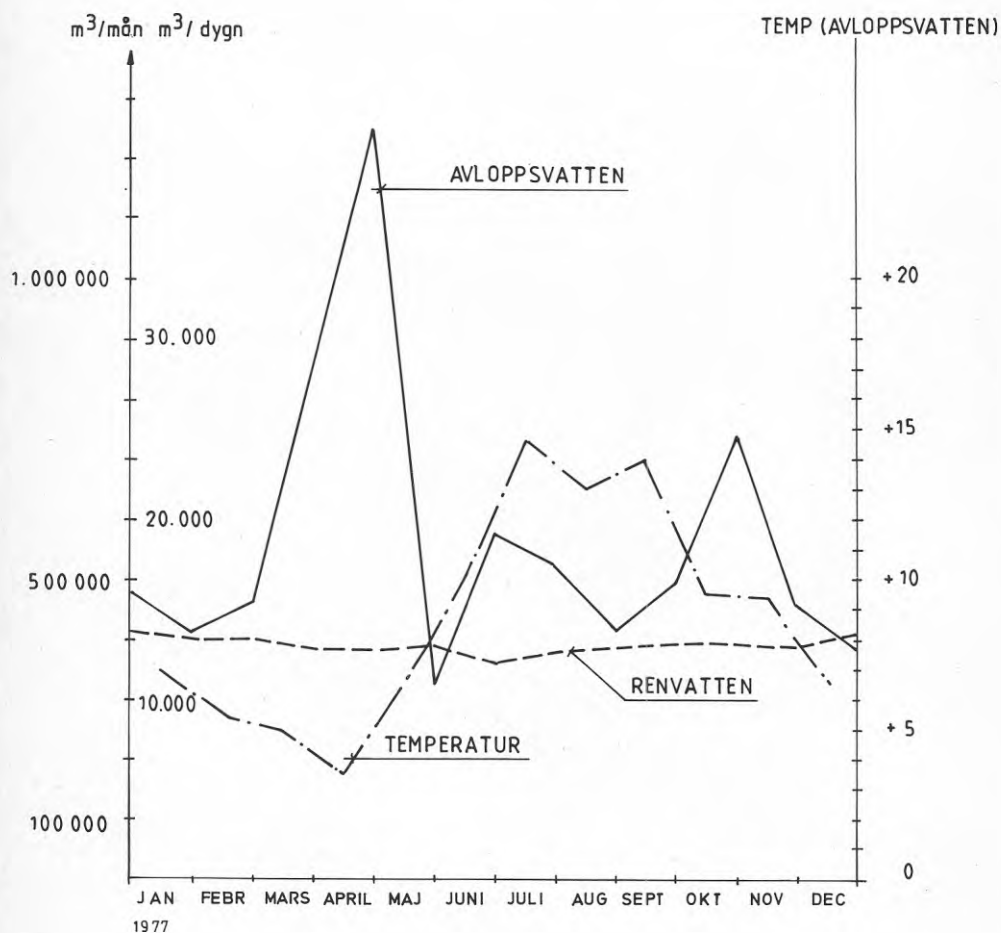
Etapp IV slutligen bör innefatta en mätperiod där de beräknade värdena beträffande flöden, temperaturer m m kontrolleras enligt ett på förhand upprättat mätprogram.

8 REFERENSLISTA

1. Blomquist Nicke, Jacobsson Lars. Förstudier av byggnadsuppvärmning med jordvärmepump. Rapport R 94:1978 (Statens råd för byggnadsforskning)
2. Gustavsson Agne, Olsson Olle, Wahlman Erik. Lågtemperatursystem i existerande byggnader. Rapport R 29:1978 (Statens råd för byggnadsforskning)
3. Heat pump technology. Symposium i Stockholm 1979-03-20
4. Järnefors Ulf. Ett-rörs system för värme. Meddelande M 70:12 (Statens institut för byggforskning)
5. Kjellén Lennart. Dieseldrivna värmepumpar för uppvärmning av Fisksätraområdet. Rapport 311-2740. Volvo flygmotor
6. Kommunaktuellt nr 23 1978
7. Larsson Tord. Värmepumpsystem programplan för EFUO -78 Programelement O4 (Statens råd för byggnadsforskning)
8. Olsson Ulf. Dieselmotordriven värmepump för gruppbyggnad och större fastigheter. Rapport som hänförs till forskningsanslag 770008-9 från Statens råd för byggnadsforskning till Volvo flygmotor
9. Stadsbyggnad nr 5-6 1978
10. Svensson Gösta. Dygnsbehovet av tappvarmvatten. Rapport R 57:1973 (Statens råd för byggnadsforskning)
11. VVS-handboken. Tabeller och diagram, 1974
12. VVS-teknisk tidskrift nr 5,11 1978
VVS Special 1978



AVLOPPSVATTENMÄNGD, RENVATTENMÄNGD
 VID FALU KOMMUNS RENINGSVERK I
 FRÄMBY RESP. FALUN OCH HOSJÖ.
 MEDELTEMPERATUR PÅ AVLOPPSVATTNET



DATA BETRÄFFANDE AVLOPPSVATTEN

BILAGA 2,2

Kvartalsrapport för avlopprensingsverket i Främbj..... 1. kvartalet 1979
 Kommun..... Falun..... Län..... W.....

Reningsverket dimensionerat för..... 38000.....pe
 därav industriekvivalenter 5500.....pe

Krav på reningseffekt: BS.....% P.....%

Maximala halter i utgående vatten BS₇mg O₂/l
 COD"-
 P_{tot}mg P/l

	Enhet	Medel- värde	Min- värde	Max- värde	Antal prov och typ
Anslutna personekvivalenter	antal	33000			
därav industriekvivalenter	"-	5500			
AVLOPPSVATTENFLÖDE					
flöde till reningsverket	kbm/d	14600	12000	28400	
därav; bräddat utan rening	"-				
bräddat ef avslamning	"-				
ANALYSER					
<u>Inkommande avloppsvatten;</u>					
biokemisk syreförbrukning, BS ₇	mgO ₂ /l	63.			1 SP
kemisk "- , COD	"-	422.	370.	479.	3 VP
total-fosfor	mgP/l	6.43	5.60	6.90	3 VP
<u>Utgående avloppsvatten;</u>					
biokemisk syreförbrukning, BS ₇	mgO ₂ /l	24.2	17.5	34.1	6 DP
kemisk "- , COD	"-	111.2	90.6	146.2	11 VP
total-fosfor	mgP/l	3.51	2.90	4.10	11 VP
suspenderade ämnen	mg/l	39.9	13.5	77.0	11VP, 3 DP

RENINGSEFFEKT - RECIPIENTBELASTNING

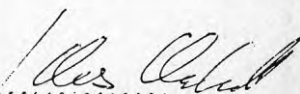
Biokemisk syreförbrukning, BS₇%kg/d
 Kemisk "- , COD " "
 Totalfosfor " "
 Suspenderade ämnen " "

SLAM

Från reningsverket borttransporterad slammängd 5.5 resp 23.2 kbm/d
 Ungefärlig TS-halt 18 resp 2 %

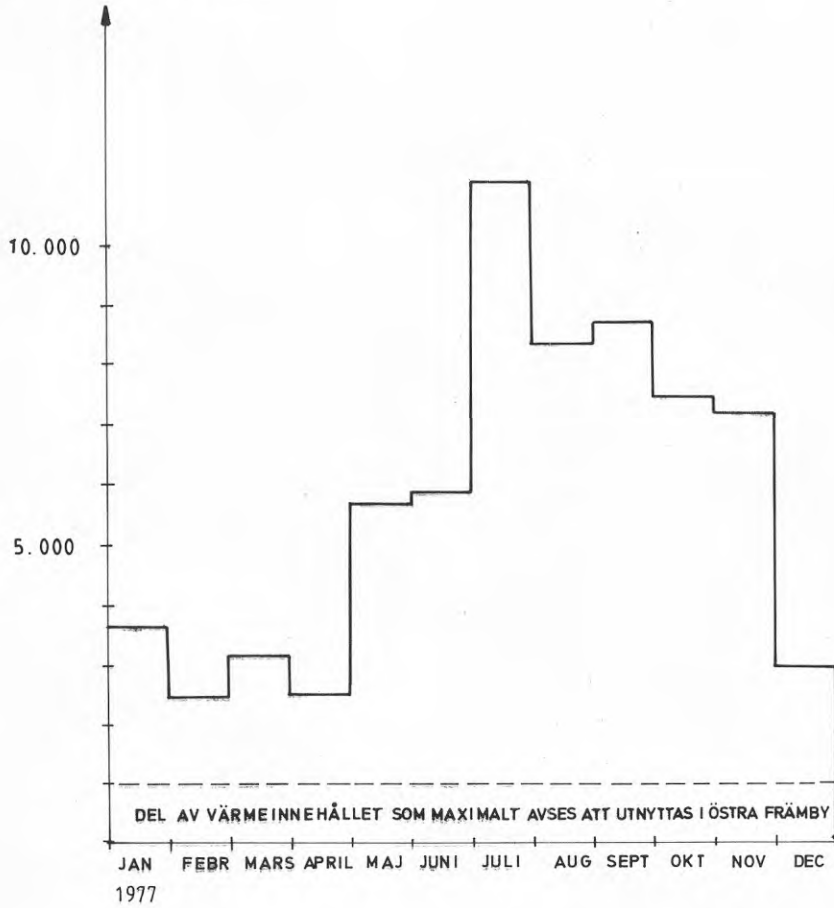
Deponeringsplats Falun Sepsstation.....

Datum 790425.....

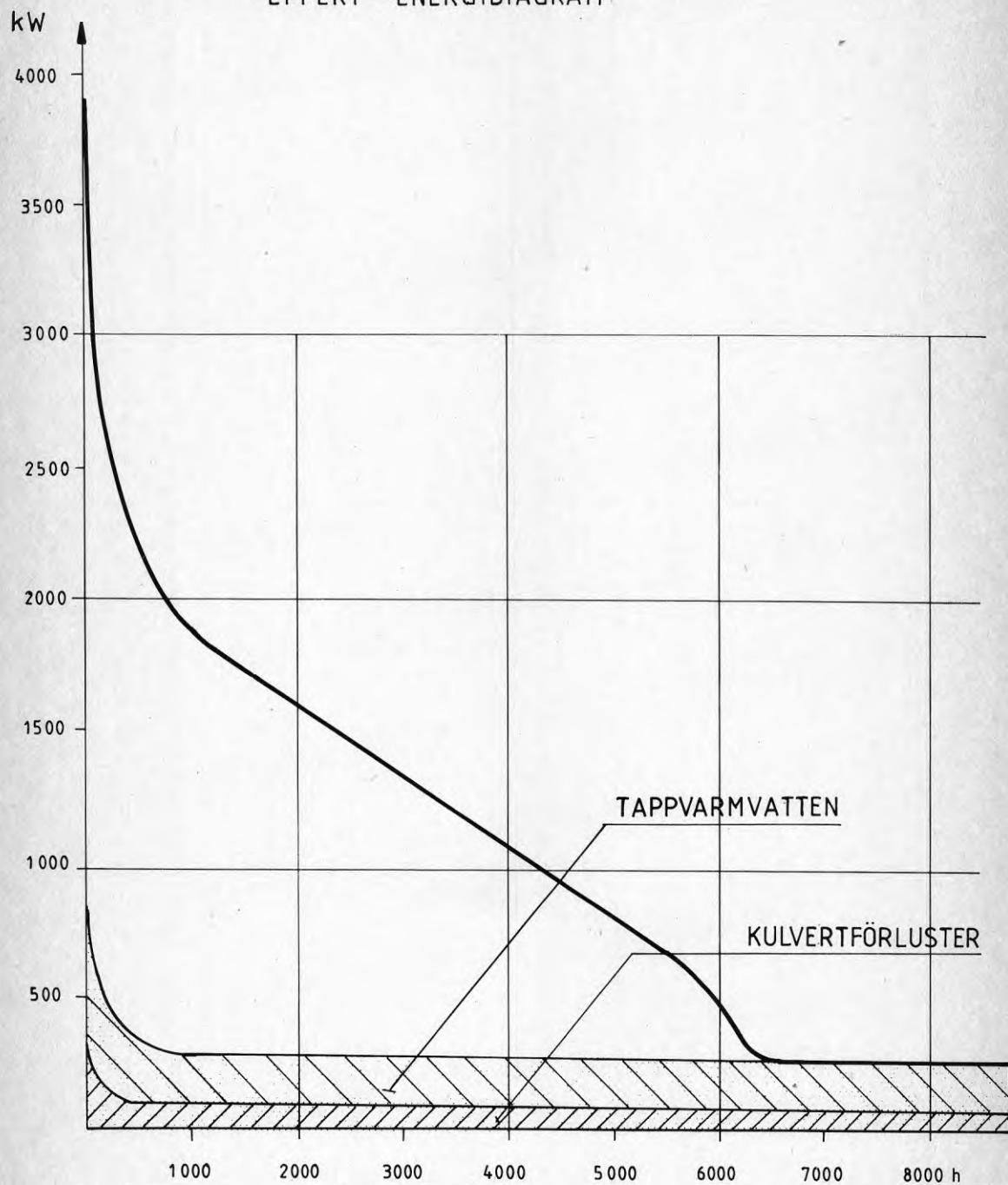
Underskrift av ansvarig drickschef 

VÄRMEINNEHÅLL I AVLOPPSVATTEN

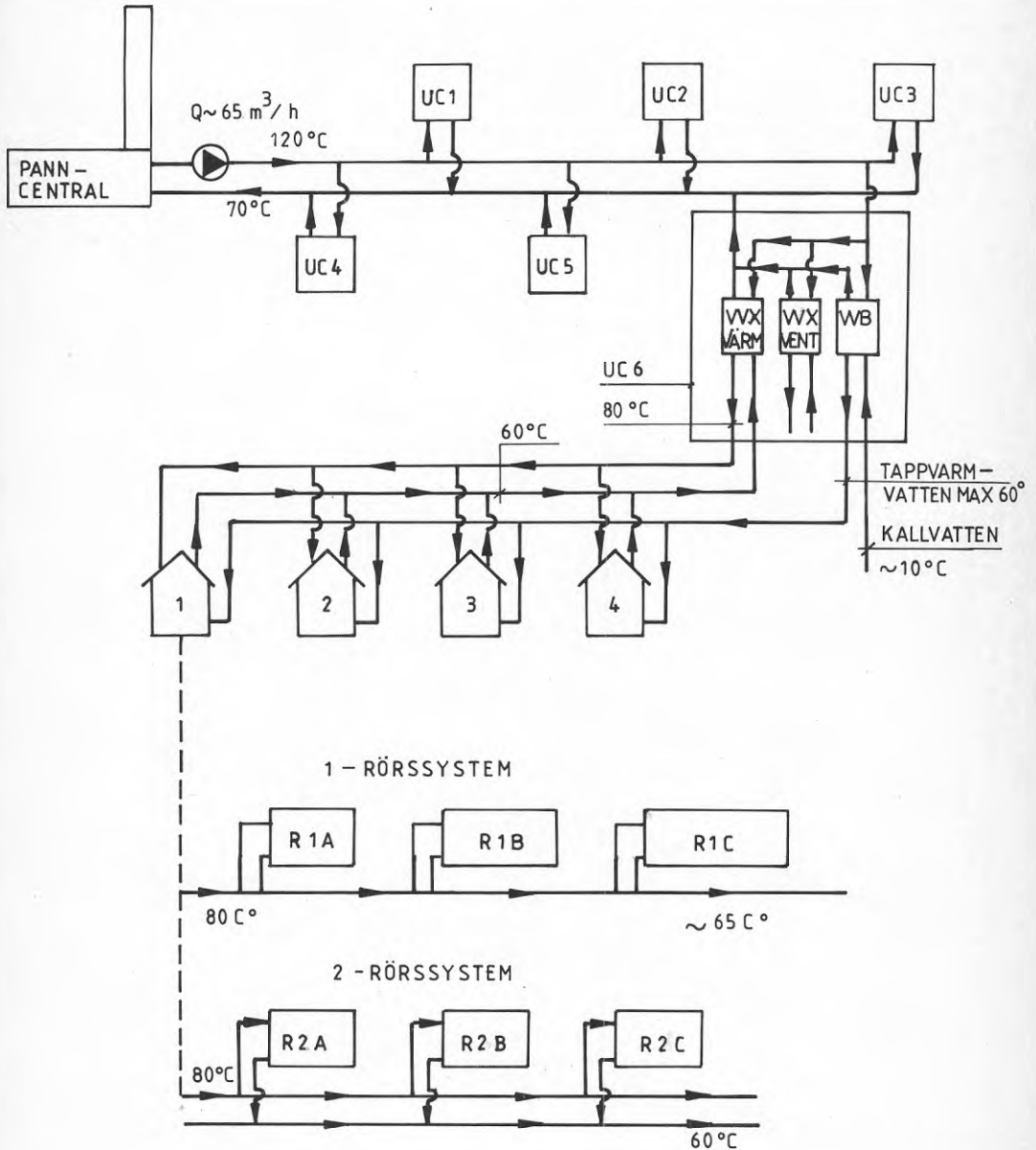
VÄRMEINNEHÅLL kW h/h



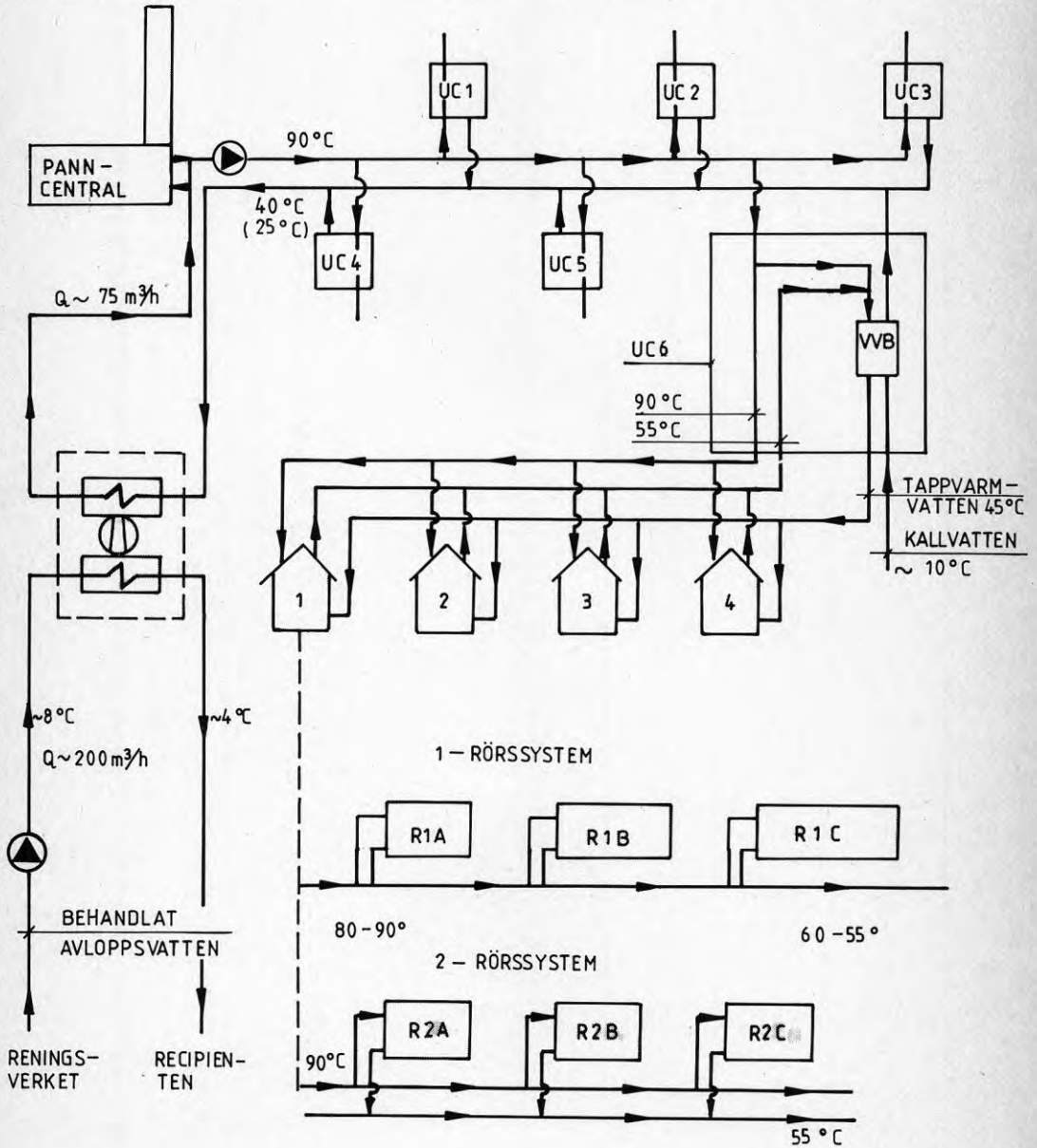
EFFEKT - ENERGIDIAGRAM



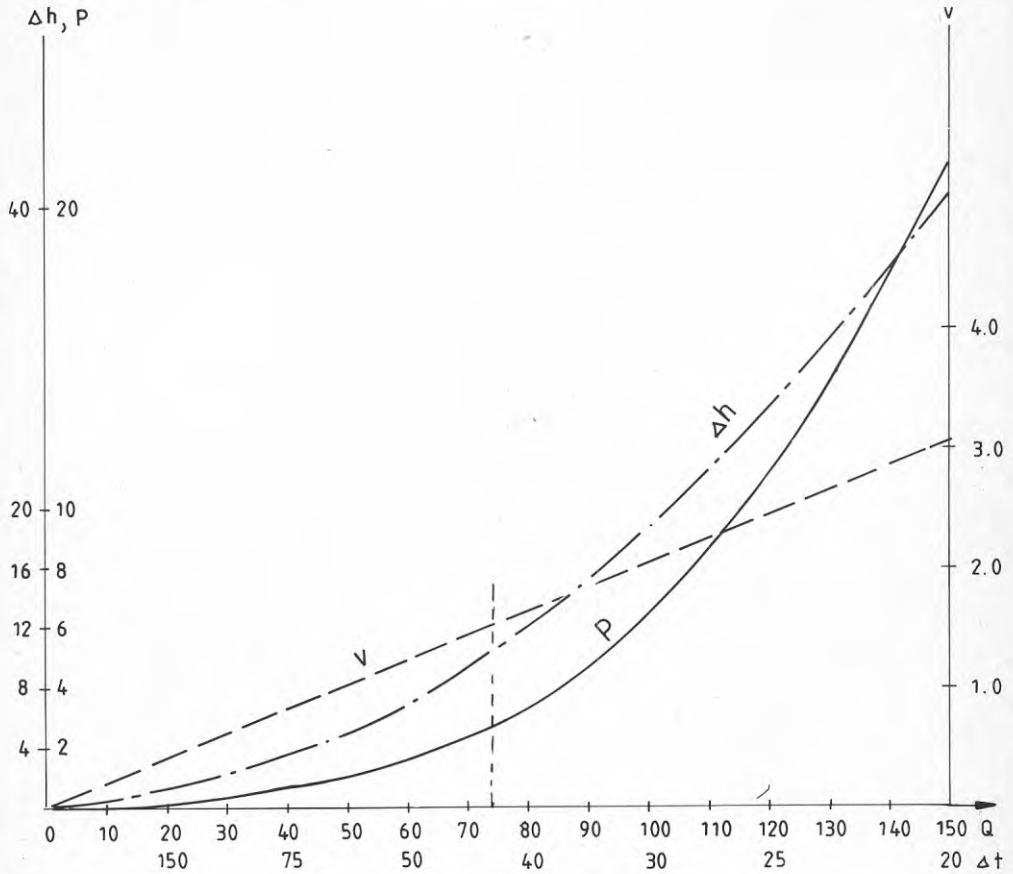
BEFINTLIGT VÄRMESYSTEM



NYTT VÄRMESYSTEM



PUMPEFFEKT, STRÖMNINGSFÖRLUSTER OCH
STRÖMNINGSFASTIGHET FÖR DISTRIBUTIONS-
LEDNING.



Δh = KULVERT FÖRLUSTER EXKL. VENTILER, m

P = PUMPEFFEKT, kW

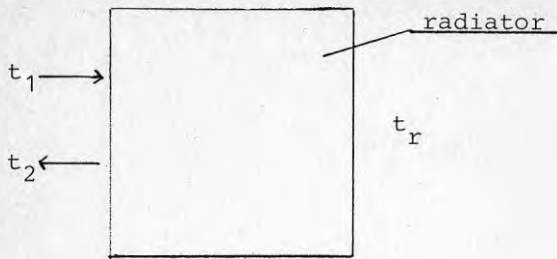
v = STÖRSTA HASTIGHET I KULVERT, m/s

Q = FLÖDE I KULVERT m³/h

Δt = TEMP. DIFF. (FRAM / RETUR) FÖR ERHÅLLANDE AV MAX. EFFEKT, °C

BERÄKNING AV FRAM-/RETURTEMPERATUR I 2-RÖRS
RADIATORSYSTEM

BILAGA 4.3:1



t_1 = temperatur till radiator

t_2 = temperatur från radiator

t_r = rumstemperatur

Δt_m = medeltemperatur - differens radiator/luft

k = k-värde radiator

A = värmeavgivande yta

n = exponent, vanligen 0,25 - 0,3

P_{max} = radiatorns effekt vid dim drifttemperatur 80°/60°C

Radiatorns effekt $P = k \times A \times \Delta t_m$. K-värdet beror bl a drifttemperaturen enligt följande samband.

$$k \sim \left(\frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_r}{t_2 - t_r}} \right)^n$$

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_r}{t_2 - t_r}} \approx \frac{t_1 + t_2}{2} - t_r \quad \text{gäller för små avvikelser från 80/60-system}$$

$$\Delta t_m = 49,3 \approx 50 \text{ för } 80/60/20^\circ\text{C } (t_1/t_2/t_r)$$

För en radiators deleffekt gäller följande:

BILAGA 4.3:2

$$\frac{P}{\bar{P}}_{\max} = \frac{\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_r} \times A \times \left(\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_r} \right)^n \left(\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_r} \right)^{1+n}}{49,3 \times A \times 49,3^{1+n}} = \frac{\left(\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_r} \right)^{1+n}}{49,3^{1+n}}$$

$$\frac{P}{\bar{P}}_{\max} = \left[\frac{t_1 - t_2}{49,3 \cdot \ln \frac{t_1 - t_r}{t_2 - t_r}} \right] \quad 1 + n = 1,28$$

För en radiator dimensionerad för 80/60° C fås, om framledningstemperaturen är 90° C, en returtemperatur av 54° C.

VÄRMEAVGIVNING FRÅN VÄRMEBATTERI I VENTILATIONS- AGGREGAT

BILAGA 4.4:1

Effektavgivning $P = k \times A \times t_{dm}$

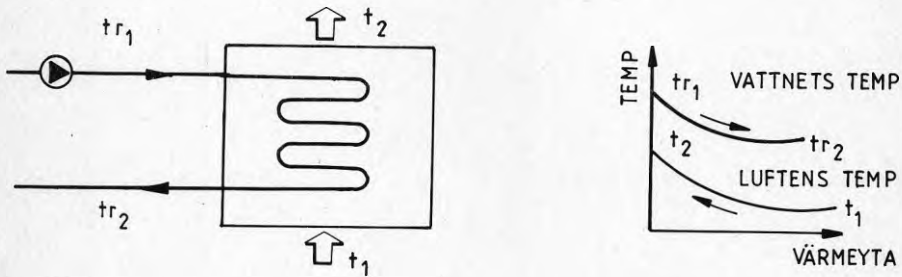
P = värmebatteriets effekt

k = k-värde värmebatteri, k kan antas vara konstant vid samma t_{dm}

A = värmeavgivande yta

t_{dm} = medeltemperaturdifferens värmebatteri/luft

Vid seriekopplade batterier kan växlaren betraktas som en motströmsväxlare och en medströmsväxlare. Se nedanstående figur.



Principskiss för värmeväxling i ett värmebatteri.

För en motströmsväxlare gäller följande samband:

$$t_{dm} = \frac{(tr_1 - t_2) - (tr_2 - t_1)}{\ln \frac{tr_1 - t_2}{tr_2 - t_1}}$$

Vid dimensionerande temperatur erhålls följande för det befintliga systemet:

$$t_{dm80} = \frac{(80 - 20) - (60 - (-30))}{\ln \frac{80 - 20}{60 + 30}} = 74,0^{\circ}\text{C}$$

Om $t_{dm80} = 74^{\circ}\text{C}$ även skall gälla vid 90° framledningstemperatur erhålls följande:

$$74 = \frac{(90 - 20) - (tr_2 + 30)}{\ln \frac{90 - 20}{tr_2 + 30}}$$

vilket ger $tr_2 = 48^{\circ}\text{C}$

Vid fallet med medströmskopplade batterier fås:

$$t_{dm} = \frac{(tr_1 - t_1) - (tr_2 - t_2)}{\ln \frac{tr_1 - t_1}{tr_2 - t_2}}$$

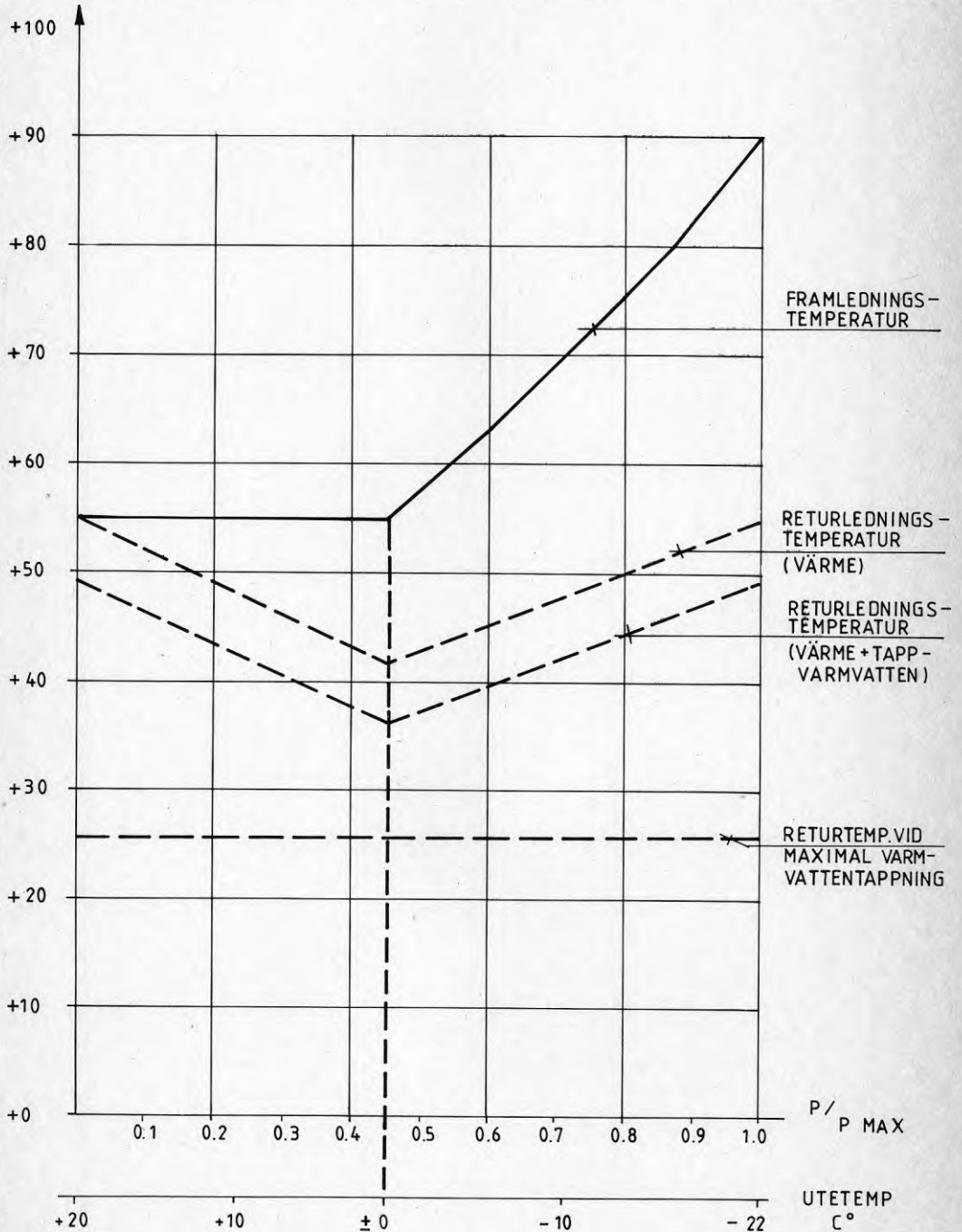
för 80/60-fallet fås:

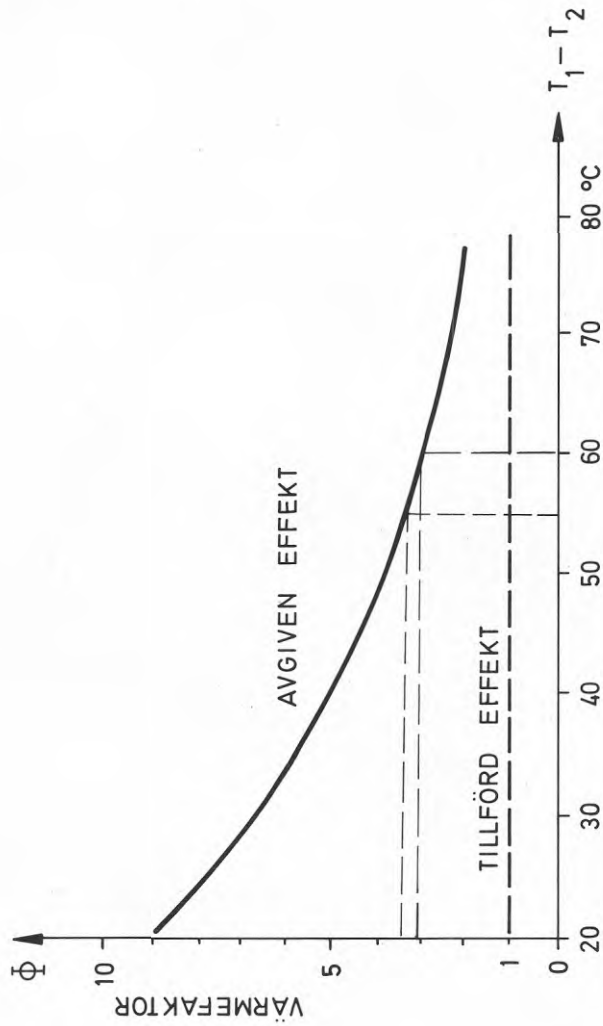
$$t_{dm80} = \frac{(80 - (-30)) - (60 - 20)}{\ln \frac{80 - (-30)}{60 - 20}} = 69,2^{\circ}\text{C}$$

Detta ger för 90° framledningstemperatur följande:

$$69,2 = \frac{(90 - (-39)) - (tr_2 - 20)}{\ln \frac{90 - (-39)}{tr_2 - 20}} \Rightarrow tr_2 = 55^{\circ}\text{C}$$

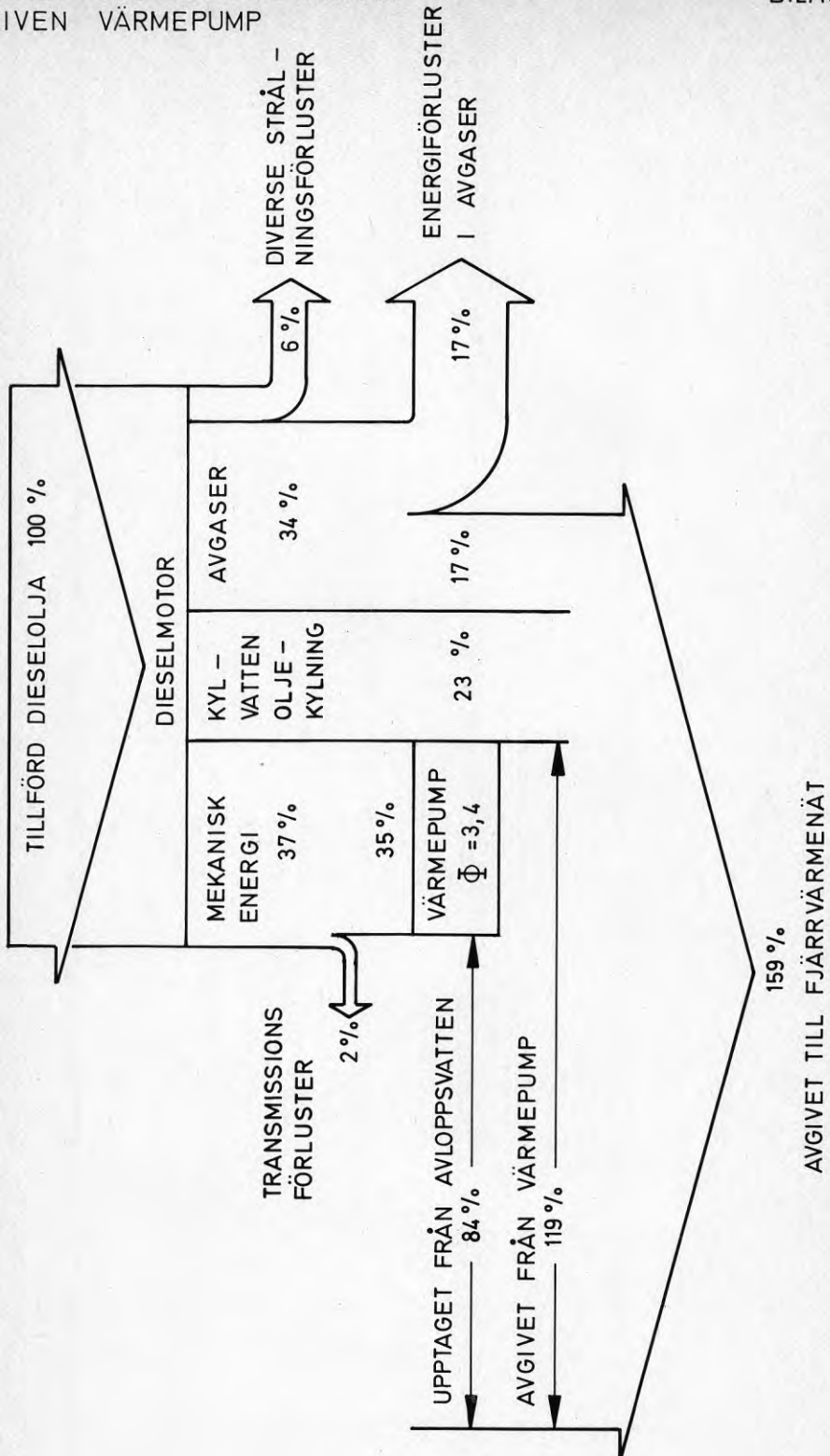
TEMPERATUR FRAM / RETURVATTEN
VID VARIERANDE UTETEMPERATUR

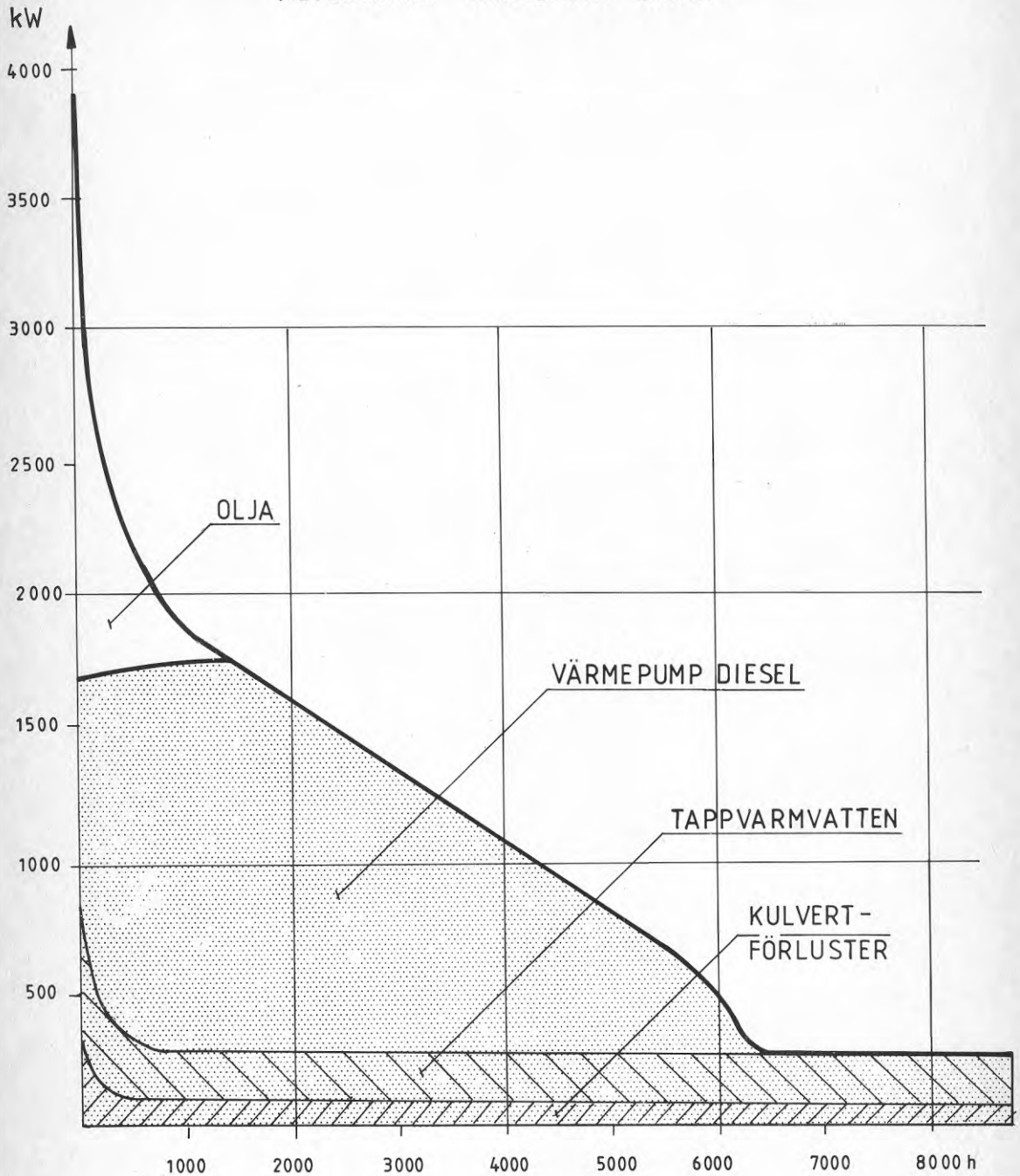


VÄRMEFAKTOR SOM FUNKTION
AV TEMPERATURDIFFERENSEN

SANKEY-DIAGRAM FÖR DIESEL-
DRIVEN VÄRMEPUMP

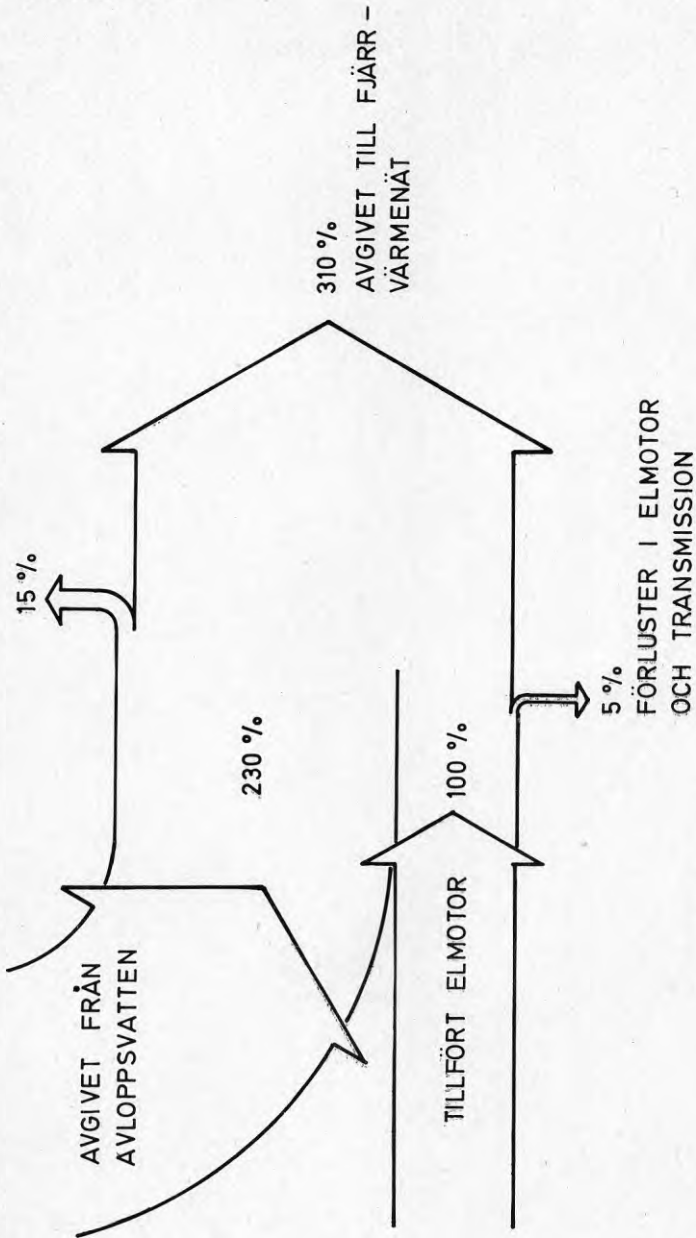
BILAGA 5.2

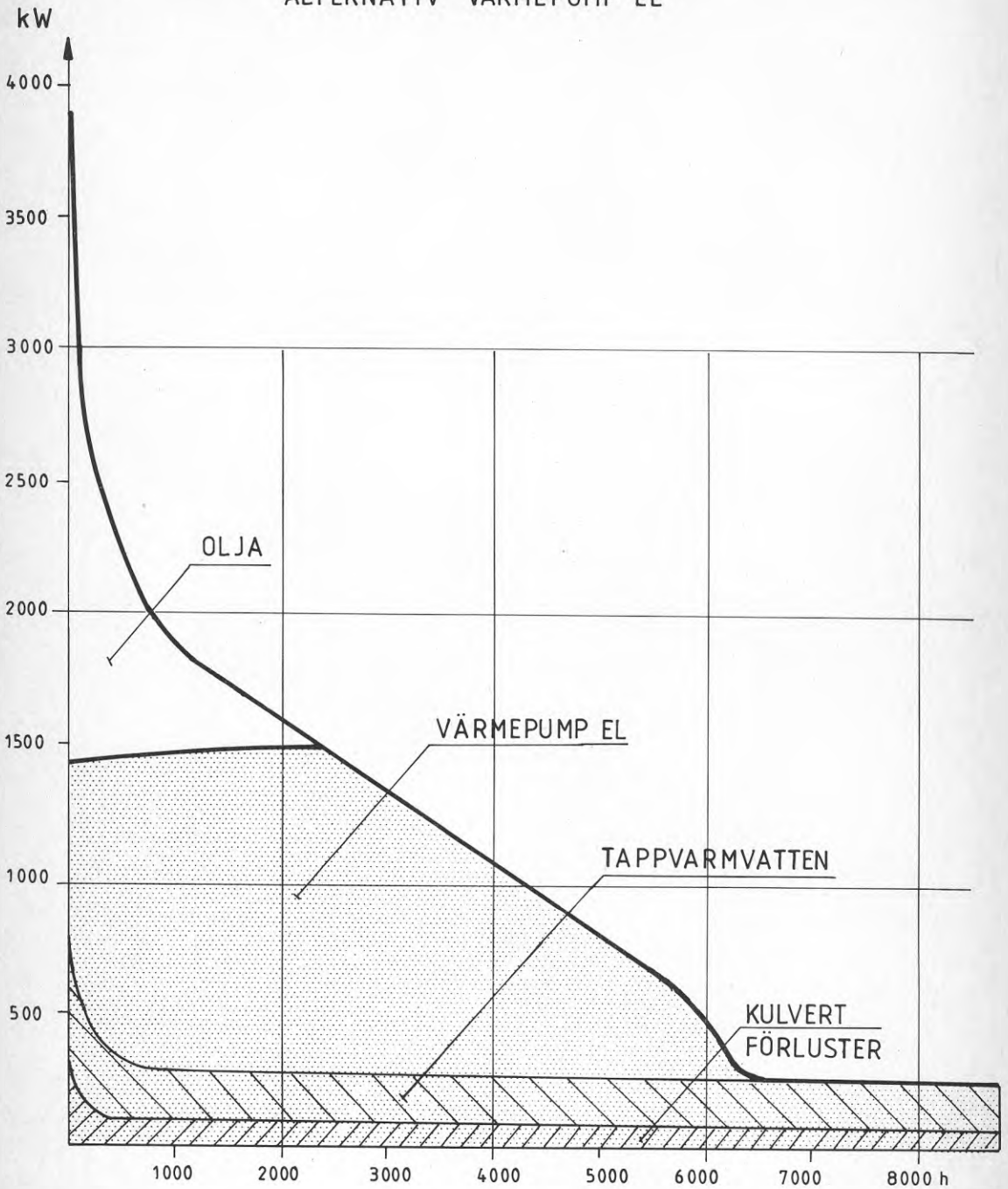


EFFEKT – ENERGIDIAGRAM
ALTERNATIV VÄRMEPUMP DIESEL

SANKEY - DIAGRAM FÖR ELDRIVEN VÄRMEPUMP

ENERGIFÖRLUSTER FÖR KOMPRESSOR,
KONDENSOR, TRYCKRÖR MM.



EFFEKT - ENERGIDIAGRAM
ALTERNATIV VÄRMEPUMP EL

ENERGI PRISER

OLJA $E =$ ENERGIKOSTNAD Kr/kWh

$P =$ OLJEPRIS Kr/m³

$Q =$ VÄRMEVÄRDE kWh/m³

$\eta =$ VERKNINGSGRAD

$$E = \frac{P}{Q} \cdot \frac{1}{\eta}$$

$$E = \frac{800}{9.971.3} \cdot \frac{1}{0.8} = \underline{0.100 \text{ kr/kWh}}$$

DIESEL $E = \frac{P}{Q} \cdot \frac{1}{\eta}$

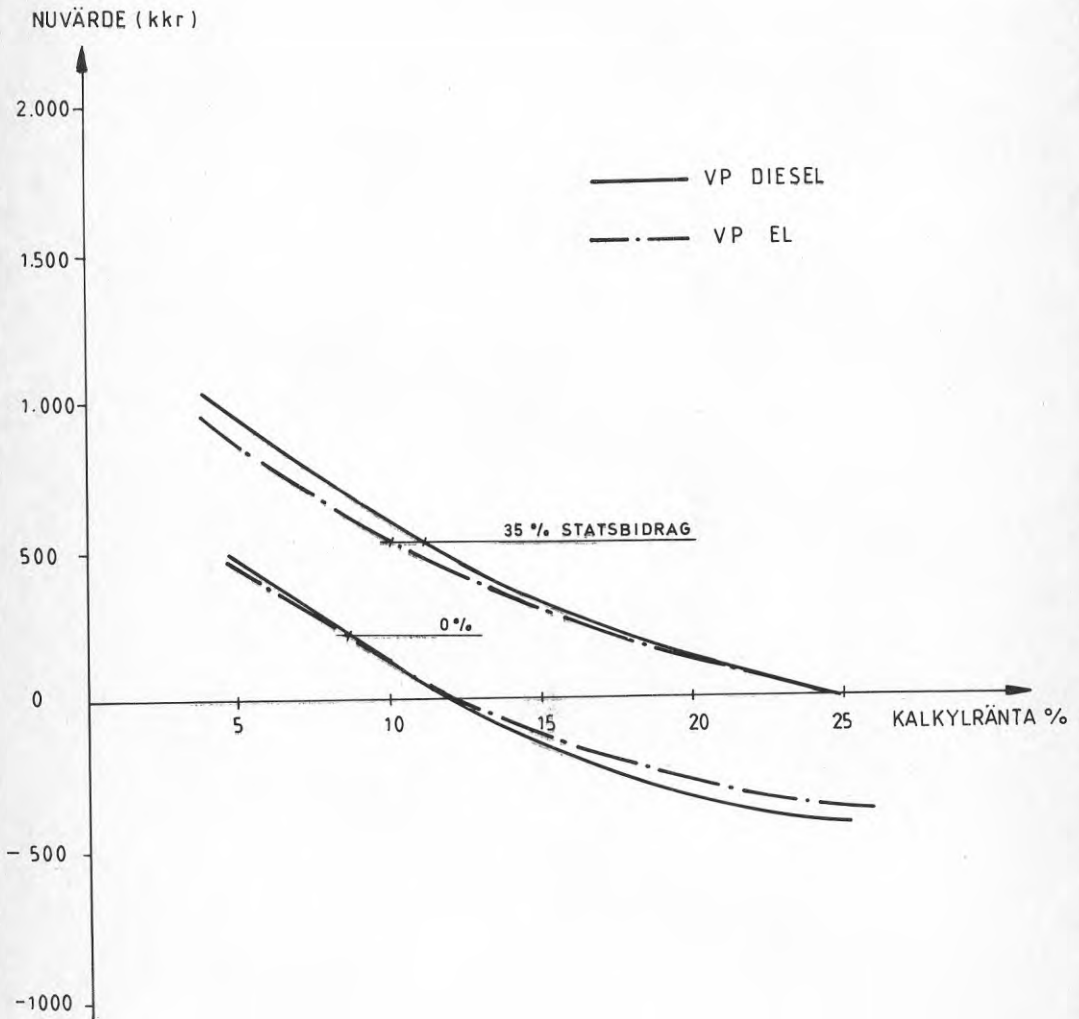
$$E = \frac{600}{9.971.3} \cdot \frac{1}{0.75} = \underline{0.107 \text{ kr/kWh}}$$

EL	FAST AVGIFT	950 kr
	ABONNEMANGSAVGIFT	44 kr/kW, ÅR
	HÖGBELASTNINGSAVGIFT	270 kr/kW, ÅR
	ENERGI AVGIFT	7.8 öre/kWh
	INDEXTILLÄGG	0.2 (K - 415) %
	BRÄNSLETILLÄGG	0.53 (C - 3.5) öre/kWh
	SKATT	3 öre/kWh

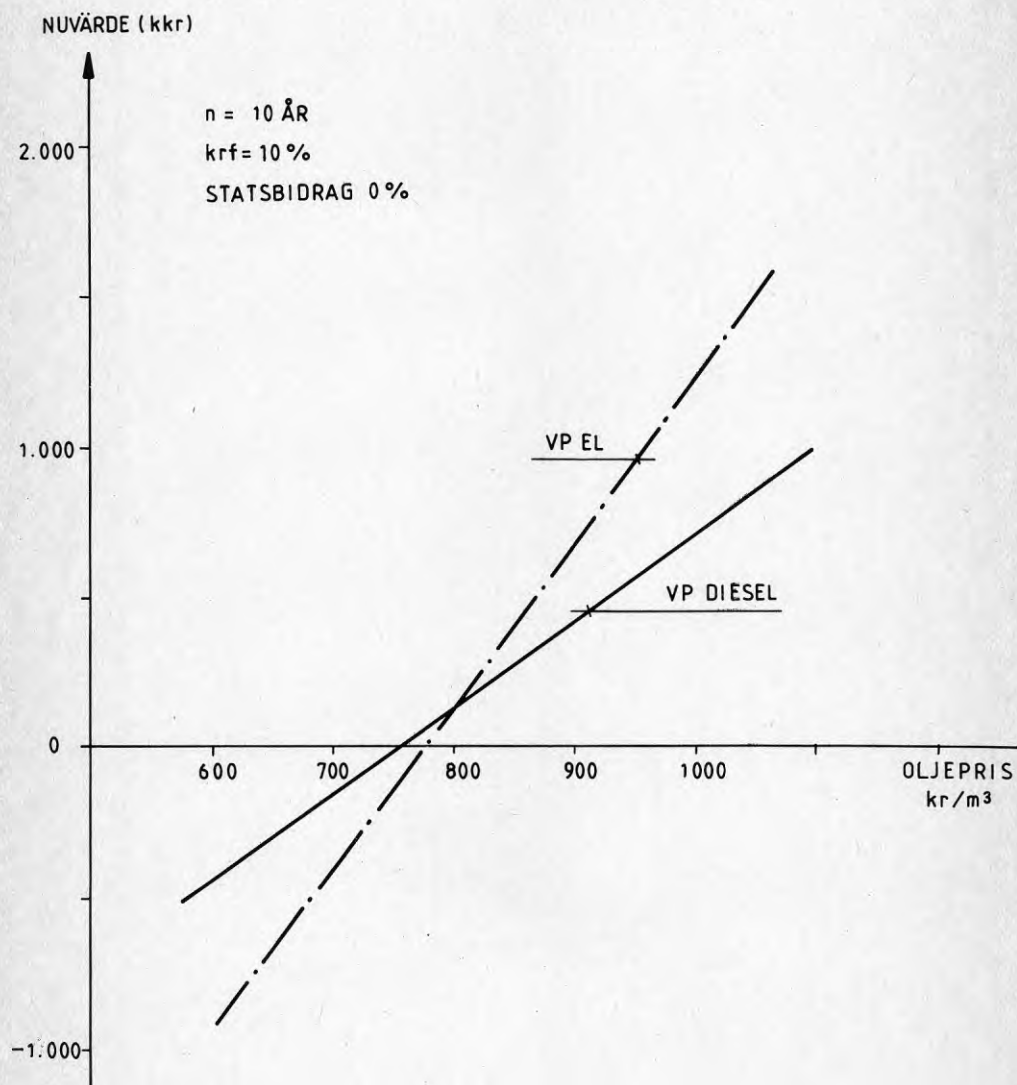
$$E = \frac{950 + (44 + 270) \cdot 490}{2 \cdot 10^6} + 0.078 + 0.2(469 - 415) \cdot \frac{0.078}{100} +$$

$$+ \left(\frac{0.53}{100} (2.36 - 3.5) \right) + 0.03 = \underline{0.19 \text{ kr/kWh}}$$

NUVÄRDE SOM FUNKTION AV KALKYLRÄNTA

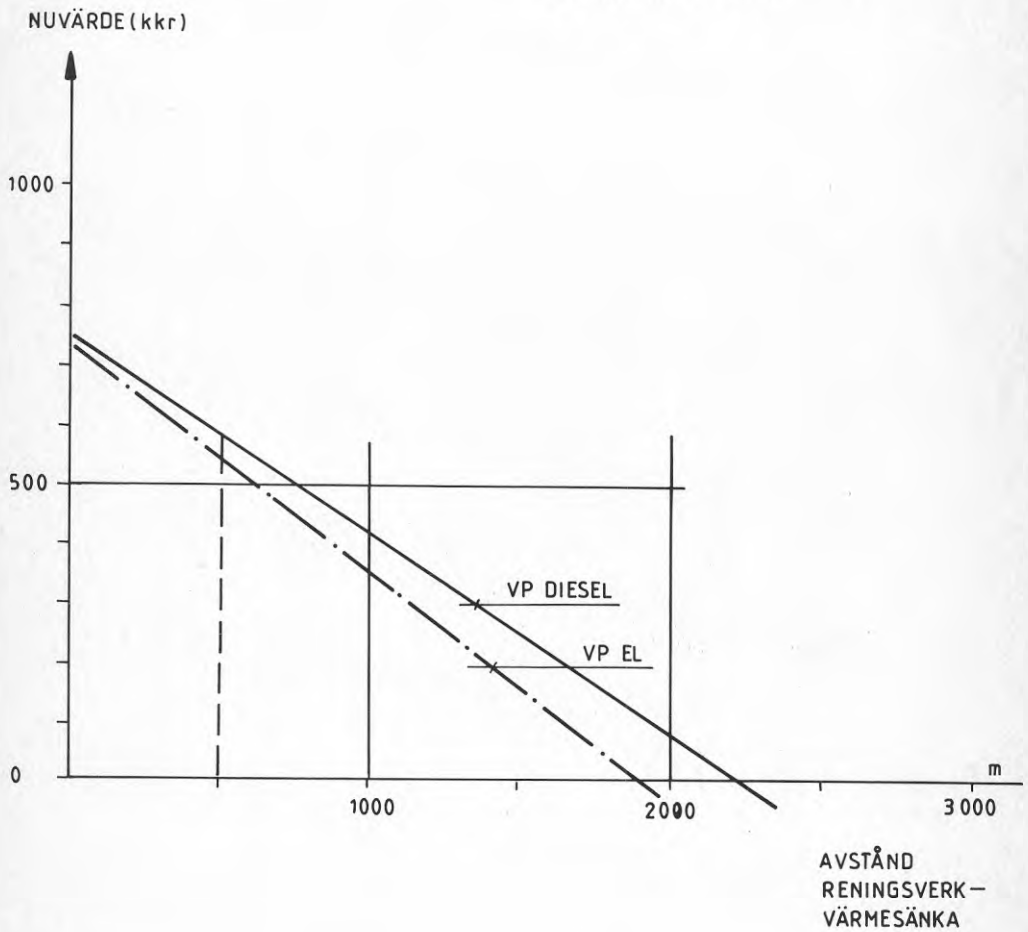


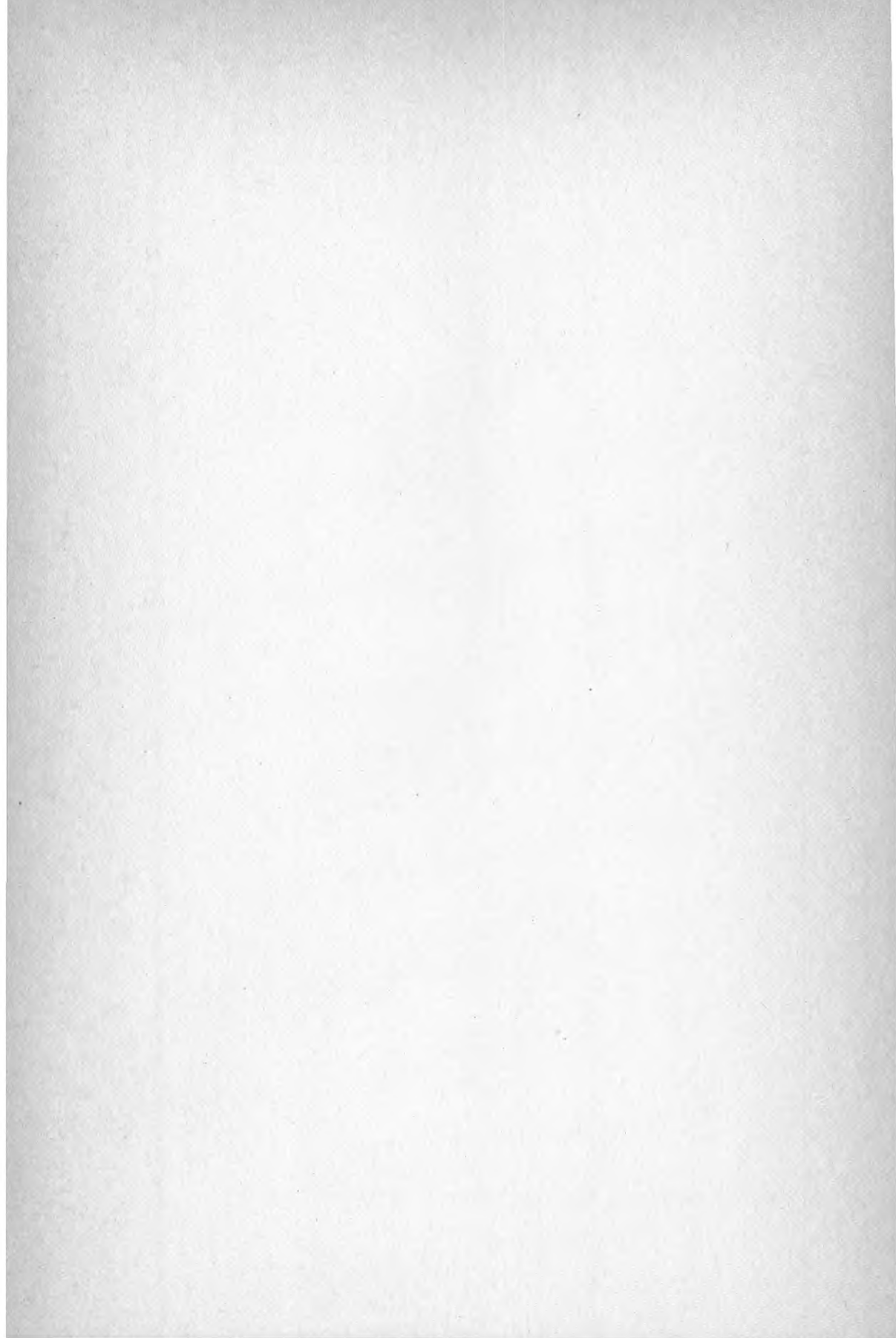
NUVÄRDE SOM FUNKTION AV OLJEPRIS

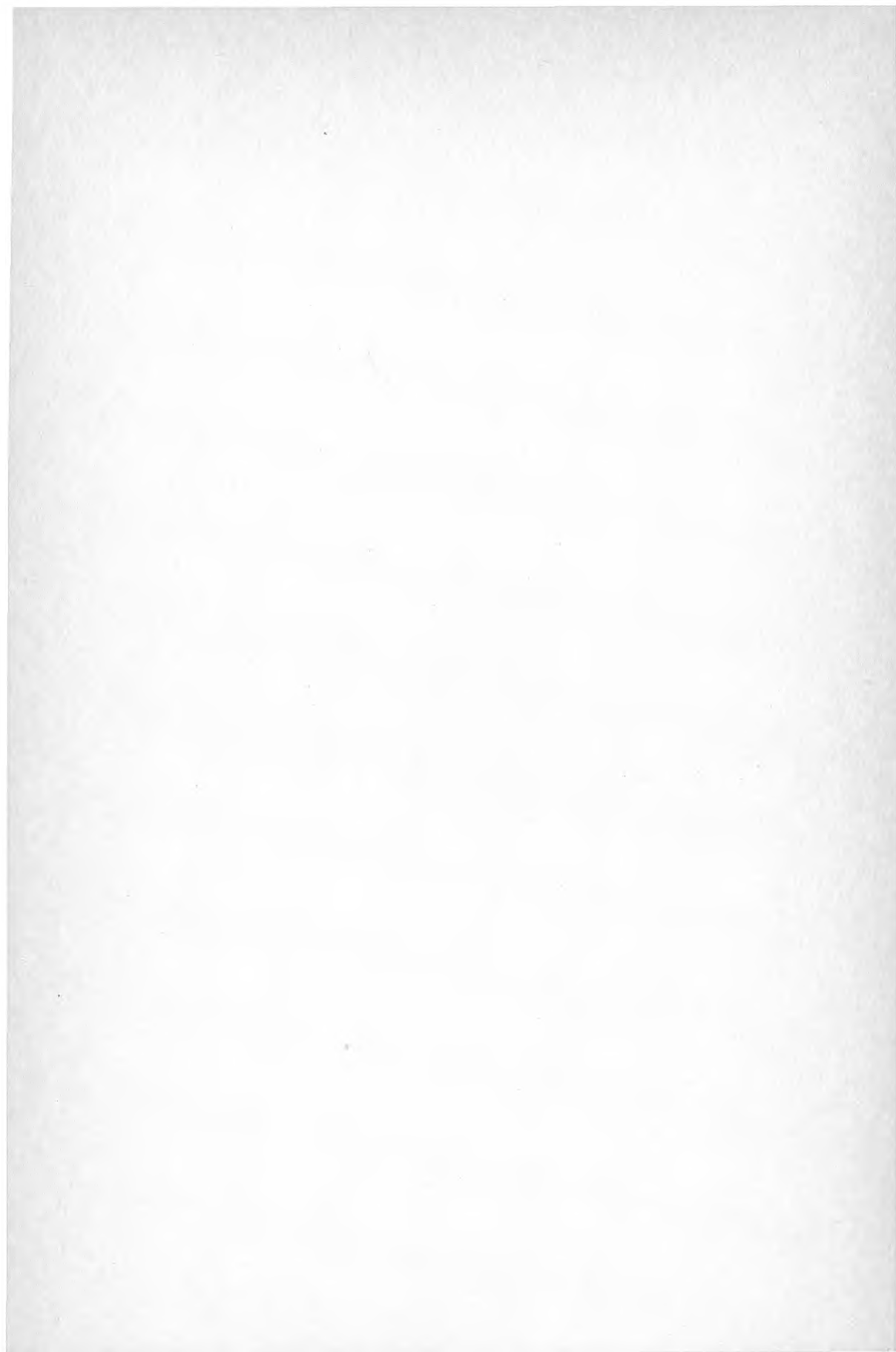


NUVÄRDE SOM FUNKTION AV LEDNINGSLÄNGD

$n = 10$ ÅR
 $krf = 10\%$
STATSBIDRAG 35%







**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 780878-9
från Statens råd för byggnadsforskning till Viak AB, Falun.**

R42:1980

ISBN 91-540-3220-2

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr 6700142

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 1403
111 84 Stockholm**

Cirkapris: 20 kr exkl moms