



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.



Spillvärme från mejeri till fjärrvärmenät via värmepump

Alternativprojektering i Östersund

Lennart Backman

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	80-0773
Plac	Ser

R/100

R46:1980

SPILLVÄRME FRÅN MEJERI TILL FJÄRRVÄRMENÄT
VIA VÄRMEPUMP
Alternativprojektering i Östersund

Lennart Backman

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
780751-6 från Statens råd för byggnadsforskning
till Nedre Norrlands Producentförening, NNP,
Östersund.

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

R46:1980

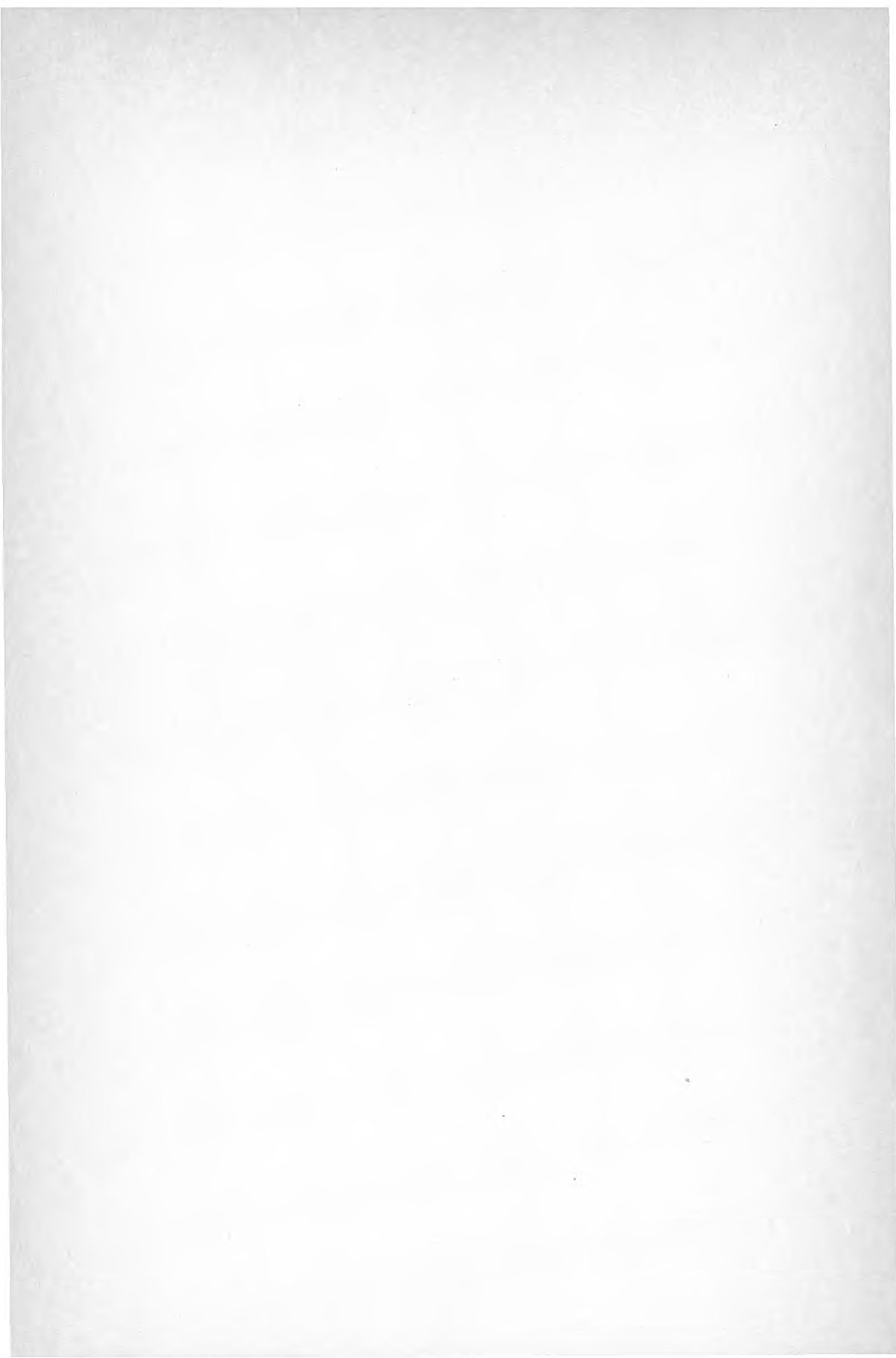
ISBN 91-540-3228-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 051821

INNEHÅLL

	SAMMANFATTNING	5
1	INLEDNING	7
2	DAGENS VÄRMESITUATION VID NNP . .	9
3	SPILLVÄRME	11
3.1	Energi från kylanläggning	11
3.2	Energi från produktkondensat	13
3.3	Energi från kylvatten från indunstare	13
4	SPILLVÄRMEANVÄNDNING	15
4.1	Användning av energi ur produktkondensat	15
4.2	Användning av energi ur kyltorn från indunstare	15
4.3	Användning av energi från kylanläggning	16
5	VÄRMEPUMPAR	19
5.1	Dimensionering av värmepump	19
5.2	Energibalans för värmepumpar	22
6	VÄRMEDISTRIBUTION	23
6.1	Distribution av värme inom NNP	23
6.2	Distribution av värme till fjärrvärmenätet	24
7	REGLERING AV VÄRMELEVERANSER FRÅN VÄRMEPUMPAR	25
8	TOTALT INOM PROJEKTET ÅTERVUNNEN ENERGI	27
9	RISKER	29
9.1	Kondensat från indunstare utgår eller håller för låg temperatur	29
9.2	Bortfall av värmepump	29
9.3	Värmeleveransen för stor	29
	FIGURFÖRTECKNING	30



SAMMANFATTNING

Inom NNP's mejeri i Östersund finns stora mängder spillvärme lätt tillgängliga. Det är främst indunstare och kylanläggning som idag via indunstarprodukt-kondensat och kylvatten avger energi.

Produktkondensatet avges vid en så hög temperatur som $+50^{\circ}\text{C}$ och kan användas för direkt värmeöverföring.

Kylvatten från indunstare och kylanläggning avges vid lägre temperatur. För att tillgodogöra sig denna energi har vi funnit att värmepumpar utgör det bästa alternativet.

Genom att höja kylvattentemperaturen till 65°C kan man på NNP tillfredsställa en stor del av årets uppvärmningsbehov och varmvattenberedning. Vår och sommar när värmebehovet är lågt och kylbehovet som störst kan man, tack vare närheten till fjärrvärmesystemet, avyttra energiöverskottet. Energin levereras vid en temperatur av 65°C och fjärrvärmereturen håller en temperatur av 50°C , varför en förvärmning av returvattnet till närbelägen hetvattencentral är möjlig. Totalt beräknas NNP spara ca 880 m³ E04 per år och Östersunds Fjärrvärmebolag spar ca 200 m³ E05 per år.



1. INLEDNING

Inom Nedre Norrlands Producentförening's, NNP, mejeri i Östersund pågår för närvarande ett omfattande investeringsprogram i syfte att modernisera maskinparken och utöka kapaciteten.

Mejeriet byggdes i mitten av 1950-talet och var då ett mejeri med en hög teknisk standard. Utvecklingen på processidan har dock gått snabbt och maskinparken har blivit omodern. Den ökade centraliseringen har också medfört att mängden invägd mjölk per år ökats.

För att återföra mejeriet till en modern nivå och samtidigt utöka kapaciteten krävs investeringar i nya maskiner, ombyggnader och lagerutrymmen. För närvarande vägs 65 milj. kg mjölk in per år. Med en utökad produktion, på framförallt ostsidan, förväntas mjölkinvägningen öka till ca 80 milj kg/år. Härmed ökar även kylbehoven på processidan. Den befintliga kylanläggningens kapacitet är redan idag i underkant, varför man investerar i en betydande ökning på kylmaskinsidan.

I och med förändringar i processer, samt om- och nybyggnader görs även en omfattande översyn av vattenförbrukningen och energianvändningen för mejeriets byggnader samt för de byggnader som tillhör NNP och är belägna inom samma fastighet.



2. DAGENS VÄRMESITUATION VID NNP

Inom mejeriet i Östersund sker en omfattande översyn av värmedistributionssystemet. Mejeriet är uppdelat på flera byggnader och värmeförsörjningen sker på olika sätt. För en del byggnader sker uppvärmning och varmvattenberedning med egna panncentraler och för andra med ånga från central pannanläggning.

Den centrala pannanläggningen installerades år 1975. Pannorna i övriga byggnader är dock av äldre datum, de installerades mellan 1959-63 och är i sådant skick att ett utbyte av dessa bör ske inom en snar framtid.

Detta var man på NNP klar över redan 1975 varför en utredning gjordes för att finna en lämplig lösning på problemet. Utredningen kom fram till att det mest ekonomiska sättet att värma dessa byggnader är att distribuera värmevatten från den centrala pannanläggningen. Detta ökar dessutom möjligheten att nyttja den spillvärmepotential som finns vid mejeriet. De byggnader som omfattas av denna åtgärd finns angivna i tabell 1, där även ansluten effekt är angiven, samt typ av befintlig uppvärmning. I effektuppgifterna ingår effektbehov för varmvattenberedning.

<u>Byggnad</u>	<u>ansl.effekt (kw)</u>	<u>Värmesystem</u>
Mejeribyggnad	1900	Ånga
Smältostfabrik	270	Ånga
ICA-Hacon	600	Egen panna
NNP Data	400	Ånga
Verkstad	150	Ånga
Redskapshandel	290	Varmluftpanna
NNP-Maskin försäljn.	300	Egen panna
Mesvarufabrik	150	Ånga
	<u>4040</u>	

Tabell 1 Anslutningseffekt för mejeriets byggnad.



3. SPILLVÄRME

Inom mejeriet finns spillvärme enkelt tillgängligt dels från kylanläggningen och dels från indunstaranläggningen.

Från kylanläggningen avges värme från kondensatorerna och från indunstaranläggningen avges värme dels som ett produktkondensat och dels som värme från kylvatten.

3.1 Energi från kylanläggning

Befintlig kylanläggning täcker inte det ökade kylbehovet vid mejeriet och kompletteras därför. Kyla distribueras dels som ett system med isvatten och dels som ett system med glykolvatten och utökningen av kylanläggningen sker på glykolvattensystemet. Aggregaten finns specificerade i tabell 2.

Fabrikat	typ	antal	köldbärare	kyleffekt (kW)
STAL-refrig.	UD	1	Isvatten	230
" "	PD	2	" "	115
" "	UD	1	Glykol	230
" "	PD	1	" "	73
" "	F-34	3		1590

Tabell 2

Kyleffekt för kylmaskiner vid NNP.

Effekten angiven för en förångningstemperatur av -10°C och en kondenseringstemperatur av $+30^{\circ}\text{C}$.

De för processerna, lagerhållningen och ventilationen nödvändiga kylbehoven motsvaras av en från kylmaskinerna avgiven värme. Värmegivningen är större än värmeupptagningen beroende på att det arbete som erfordras för att hålla kylprocessen igång avges i form av värme enligt sambandet

$$Q_1 = Q_2 + E \quad (1)$$

Q_1 = Värmeavgivningen

Q_2 = Värmeupptagningen från kylt objekt

E = Drivenergin

Avgiven värme, Q_1 från kylanläggningen under ett dygn vid full produktion finns tabellerad i fig. 1.

För angivna värden och tidsperioder gäller följande:

Kol. 1 Isvattensystemet.

Kylaggregat för isvattensystemet köres nattetid med början kl. 18.00 för ackumulering av kyla i speciella isvattenbassänger. Nattkörningen motiveras av en önskan att minska el. effektuttaget dagtid.

Kol. 2 Gamla glykolsystemet.

Gamla kylmaskinerna för glykolvattenkylning är anslutna till processer som är tidsbundna, samt till kylning av lager.

Kol. 3 - Kol. 8 Nya glykolvattensystemet.

Nya kylmaskiner för glykolvattenkylning är anslutna till processer som kan delas upp i sex poster.

Kol. 3 Låst produktion, avser processer som är tidsbestämda.

Kol. 4 Intern grädde, avser grädde från mejeriet i Östersund. Processerna, som huvudsakligen gäller pastörisering, sker under fem timmar mellan kl. 07-14.

Kol. 5 Extern grädde, avser grädde från annat mejeri än Östersundsmejeriet. Behandlingen är densamma som för interngrädden. Dock pågår processerna under 3 timmar mellan kl. 09-21.

Kol. 6 Råmjölk, avser pastörisering av råmjölk under 6 timmar mellan kl. 14-24.

Kol. 7 Framtida terminal, avser kylning av till kylterminalen inlastade varor. Maximal kyleffekt kan förskjutas till kl. 16, då personalen slutat arbeta. Terminalen beräknas vara i drift år 1981.

Kol. 8 Luftkonditionering, avser avgiven värme på grund av komfortkyla. Denna beräknas enbart vara igång dagtid mellan kl. 07-17 och då utemperaturen överstiger $+18^{\circ}\text{C}$. Värdena i tabellen gäller för max kylbehov.

Kol. 9 Total värmeavgivning, anger totalt avgiven värme från kylmaskinerna. Den rörliga produktionen i kolumn 4 - kolumn 6 är då lagd så att processerna i kol. 4 inträffar mellan kl. 09-14 i kol. 5 mellan kl. 14-17 och i kol. 6 mellan kl. 14-20. Detta för att åstadkomma en så stor ackumulerad värmeavgivning som möjligt. Detta inträffar då mellan kl. 15-17.

Kol.10 Total värmeavgivning t 18°C , avser samma förhållande som vad som angivits under kol. 9 med den skillnaden att här adderats avgivningen orsakad av komfortkylen.

Samtliga värden i fig. 1 är beräknade för en värmebärartemperatur av $+15^{\circ}\text{C}$ till kylaggregaten.

Tabellvärdena baserar sig på en maximal produktion. Produktionen varierar dock under året och är proportionellt mot mängden invägd mjölk.

I fig. 2 visas dessa variationer i förhållande till max invägd mjölk. Detta maximum inträffar i maj. Genomsnittligt vägs drygt 80 % in av maximum och under sommarhalvåret ligger invägningen över genomsnittet.

3.2 Energi från produktkondensat

Mejeriets anläggning för indunstning av vassle, skummjölk och kärnmjölk avger 140 m³ indunstat produktkondensat per dygn vid en temperatur av 50°C. Drifttiden för indunstarna är något olika men kondensatproduktion sker under tiden kl. 07.00-21.00.

3.3 Energi från kylvatten från indunstare

Indunstarna kyls idag via kyltorn och det totala kylbehovet vid max produktion är 2650 kW vid en kylvattentemperatur före kyltornen av +37°C. Fördelning av kylbehoven samt drifttiderna framgår av tabell 3.

	Kylbehov kW	drifttid/dygn tim
Indunstare 1	1600	13
Indunstare 2	350	10
Indunstare 3	700	5
Totalt	2650	

Tabell 3
Kylbehov, indunstare



4. SPILLVÄRMEANVÄNDNING

Av vad som framgått ovan finns åtskilliga energimängder att tillgodogöra sig bara avsättning finnes.

Den höga temperaturnivån på kondensatet gör det lämpligt för direkt växling där det finns krav på höga temperaturer på sekundärsidan och där behovet av värme föreligger under produktionstid.

Kylvattnet från indunstarna håller en temperatur som lämpar sig till förvärmning av ventilationsluft och varmvatten vid direkt växling.

Befintlig kylanläggnings kylvattentemperatur, $+25^{\circ}\text{C}$, är något för låg för direktanvändning men har den fördelen att vara tillgänglig under hela dygnet och med en någotsånär jämn fördelning i tiden.

4.1 Användning av energi ur produktkondensat

Produktionen av kondensat sammanfaller väl i tid och mängd med produktionen på ysteriet, där det finns behov av energi för värmning av ystmjolk och ysttillsatsvatten. Dygnsbehovet av energi är 5600 kWh. Önskemålet är en temperaturhöjning av $+4^{\circ}\text{C}$ - $+30^{\circ}\text{C}$ på 154000 l ystmjolk per dygn och $+7^{\circ}\text{C}$ - $+35^{\circ}\text{C}$ på 29000 l tillsatsvatten/dygn, vilket för 140 m³ kondensat ger en sänkning från $+50^{\circ}\text{C}$ till $+15^{\circ}\text{C}$. Detta 15-gradiga vatten återgår sedan till indunstarna för kylning av indunstare etts slutsteg. Kylningen sker via kylslingor och kyleffekten är 200 kW. Temperaturen på kondensatet är efter indunstaren $+30^{\circ}\text{C}$. Kondensatet användes som spädvatten till ånganläggningen samt till jonbyteskolonner och ersätter kommunalt vatten som i genomsnitt håller $+7^{\circ}\text{C}$ vid NNP. Den totala energibesparingen per dygn blir härigenom 3700 kWh/dygn efter ysteriet, samtidigt sparas 140 m³ kommunalt vatten/dygn. Se flödesschema fig. 3.

4.2 Användning av energi ur kyltorn från indunstare

Av tabell 3 framgår att indunstare 1, vassleindunstaren, avger mest värme, både effektmässigt och energimässigt. Vidare gäller att denna indunstare köres i större omfattning än de övriga beroende på att mejeriet i Östersund får vassle från andra mejerier i regionen. Kylvattenflödet på denna indunstare är 122 m³/h och uttagen kyleffekt enligt tab. 3 är 1600 kW.

Enligt vad som angetts under kap. 4.1 avgår dock 200 kW till återvärmning av produktkondensat, återstår således 1400 kW. Av flödet på 122 m³/h går 67 m³/h till förvärmning av ventilationsluft i mesvarufabriken, som ligger i anslutning till indunstarna. Kvar är 55 m³/h $+37$ -gradigt vatten att kyla bort

via kyltorn. Se flödesschema fig. 4.

4.3 Användning av energi från kylanläggning

Avgiven energi från kylanläggningen är enligt fig. 1 26250 kWh/dygn utan komfortkyla och 30500 kWh med max komfortkyla. Temperaturnivån på avgiven energi är dock låg och det är av intresse att hålla ned denna temperatur så lågt som möjligt. Orsaken till detta är att driveffekten för kompressorerna i kylanläggningen är avhängig anläggningens lyfthöjd, d v s skillnaden mellan kondenseringstemperatur och förångningstemperatur enligt sambandet;

$$E = \frac{Q_2 (T_1 - T_2)}{T_2 C_t} \quad (2)$$

där

Q_2 = kyleffekten

C_t = anläggningens Carnotska verkningsgrad

T_2 = förångningstemperatur

T_1 = kondenseringstemperatur

E = driveffekten

För att kunna upprätthålla nödvändigt drivtryck för köldmediecirkulationen måste man dock hålla en viss differens mellan T_1 och T_2 . För anläggningen vid NNP gäller för min. T_1 en temperatur av $+10^\circ\text{C}$ på till kondensor ingående kylvatten.

Med hänsyn till värmeöverföringssätt i kondensorn kan man skilja på luftkylda, evaporativa eller vattenkylda kondensorer.

Befintlig anläggning består av vattenkylda kondensorer där kylvattenkylningen sker i kyltorn. För den nya anläggningen gäller att både luftkylda och evaporativa kondensorer, i förhållande till vattenkylda kondensorer i kombination med kyltorn, är avsevärt dyrare.

För vattenkylda kondensorer finns det alternativ till kyltornskylning, bara det finns tillgång till kallt vatten, som t ex sjövattnet eller kommunalt vatten. Mejeriet ligger dock förlångt från tillgängligt sjövattnet för att alternativet skall vara ekonomiskt gångbart. Kommunal vattenkylning ställer sig dyrt driftsmässigt, enär kostnaden per m^3 vatten är 3.50 kr och kylvattenbehovet är $100 \text{ m}^3/\text{h}$. Återstår kyltornskylning.

Med en förhöjd kondenseringstemperatur skulle man kunna tillgodogöra sig en del av avgivet värme. Temperaturen på kylvattnet skulle kunna läggas vid $+35^\circ\text{C}$ från kondensorererna. Temperaturnivån räcker dock inte längre, än till att användningsområdet skulle begränsas till att ligga vid förvärmning av tappvarmvatten och ventilationsluft. Eftersom mejeriet består av flera byggnader skulle emellertid installa-

tionskostnaderna för detta bli avsevärda, enär man måste dra separata ledningar fram till varje ventilationsaggregat.

Ytterligare ett alternativ är att låta kyla kylvatt-
net med värmepump. Alternativet kräver höga investe-
ringskostnader men kan betala sig på sikt, eftersom
man i detta alternativ kan ta till vara på energin
avgiven från kylmaskinerna för värmning av ventila-
tionsluft, radiatorer och tappvatten i fullständig
utsträckning. Förutsättningen är dock att energi
från kylanläggningen kan levereras vid en tillräcklig
hög temperatur efter värmepumpen.

Befintliga installationer för värme och ventilation
är dimensionerade för temperaturintervallet 80°C -
 60°C vid dimensionerande utetemperatur $\text{DUT} = -29^{\circ}\text{C}$.
Stora mejeribygggnaden är dock föremål för ombyggnad
och här finns möjlighet att påverka installationerna
i riktning mot lågtemperaturuppvärmning.



5. VÄRMEPUMPAR

5.1 Dimensionering av värmepump

Enligt fig. 1 är den maximala värmeavgivningen från kylanläggningen 26250 kWh/dygn, komfortkyla oräknad. I fig. 5 är värmeeffekten kumulativt inlagd under max produktionsdygnet, vidare är inlagt linje för genomsnittligt angiven effekt, 1100 kW.

Ur diagrammet framgår att en värmepump dimensionerad för en kyleffekt av 1100 kW kräver hjälpkylning eller en möjlighet att maganisera värme under eftermiddagen och natten. En energibuffert måste i så fall ha en kapacitet av 2150 kWh. För att kunna hålla temperaturvariationen till kylkondensatorerna inom intervall $+10^{\circ}\text{C}$ - $+15^{\circ}\text{C}$ krävs då en lagringsvolym av 370 m³. Denna volym och mer därtill finns tillgänglig i form av fyra bassänger om vardera 180 m³. En av dessa bassänger kommer dock att användas som buffert för produktkondensatet nämnt under kap. 3.2. Tillgänglig volym är således $3 \times 180 \text{ m}^3$ vilket räcker för magasinering av ovan nämnda energiöverskott. Värmepumpen kan således dimensioneras för en kyleffekt av 1100 kW. Då måste emellertid tillskottet för komfortkyla kylas bort på annat sätt. Möjlighet till detta finns genom att utnyttja det kyltorn som blir tillgängligt om den befintliga kylanläggningen läggs över på värmepumpkylning. Kyltornseffekten är dock inte tillräckligt hög för att klara av hela kylbehovet vid driftsstörningar på värmepumpen. Med ett arrangemang med två värmepumpar skulle dock en värmepump samt kyltornet kunna klara av kylbehovet för produktionen vid bortfall eller service av en värmepump. Kyltornets kyleffekt vid en temperaturdifferens av 10°C mellan kylvatten och utetemperatur är 700 kW. De två värmepumparna kopplas i serie på köldbärarsidan och kyltornet anslutes mellan kylmaskiner och värmepumparna. Flödet styrs som ett konstant flöde över både värmepumpar och kylmaskiner. Kyltornet kopplas in när returtemperaturerna från kylmaskinerna blir för höga, vilket inträffar när värmepumparna inte förmår kyla kylvattnet tillräckligt på grund av överbelastning eller bortfall på någon av värmepumparna. Flödesschema i fig. 6. Observera att de olika kylmaskinerna och deras kondensorer illustrerats med endast ett aggregat.

En seriekoppling på köldbärarsidan, kombinerat med en motströms seriekoppling på värmebärarsidan minskar driveffektbehovet på aggregaten jämfört med en parallellkoppling. Parallellkoppling innebär att båda pumparna måste arbeta från önskad förångningstemperatur till önskad kondenseringstemperatur och således måste båda arbeta med full lyfthöjd. Se fig. 7

En seriekoppling innebär att temperaturen på köldbärarsidan sänks i två steg och med en motströms seriekoppling på värmebärarsidan får man också en stegvis höjning av temperaturen på värmebäraren. Nu kommer första pumpen på köldbärarsidan att få en högre förångningstemperatur än i det parallellkopplade fallet och den andra pumpen får en lägre kondenseringstemperatur. Se fig. 8. Lyfthöjden för pumparna har således minskat och därigenom fås ett minskat arbete per pump. Hela effektvinsten av arrangementet kan man dock ej tillgodoräkna sig eftersom seriekopplingen innebär ett ökat arbete på grund av ett ökat tryckfall för cirkulationspumparna på både köld- och värmebärarsidan. Önskemålet är således att finna två värmepumpar med en sammanlagd kyleffekt av 1100 kW, vid en köldbärartemperatur ut ur förångare av 10-15°C och en värmebärartemperatur ut ur kondensator som ligger omkring 60-70°C, för att kunna användas till värmning av lokaler och varmvatten. Driveffekten för ett sådant aggregat torde ligga runt 400 kW och avgiven värmeeffekt således 1500 kW.

Ur fig. 9 framgår att 1500 kW motsvarar behovet för mejeribyggnaden vid en utetemperatur av -18°C. Då är enligt fig. 10 framledningstemperaturen 67°C och returtemperaturen 52°C för ett utekompenserat 80-60 system, vilket är fallet för mejeriets övriga byggnader. En temperatur av mellan 65 och 70°C skulle således vara lämplig som framledningstemperatur efter värmepumparna. En aggregatsuppsättning av två stycken VSVH-51E av STAL-refrigerations fabrikat uppfyller dessa krav. För en seriekoppling enligt ovan fås vid en köldbärartemperatur ut ur aggregaten av +10°C en kyleffekt av 1070 kW och en kondensoreffekt av 1441 kW vid en värmebärartemperatur av 65°C och ett köldbärarflöde av 52,5 m³/h.

Driveffekten för båda aggregaten, kompressorernas verkningsgrad oräknad är således 370 kW. För en parallell koppling skulle motsvarande arbete kräva 410 kW enligt STAL:s katalogblad. Enligt samma blad, är för ett flöde av 120 m³ på förångningssidan tryckfallet för cirkulationspumpen 9 kPa i parallellfallet och 72 kPa i seriefallet. Orsaken till att beräkningen görs för 120 m³/h och inte för 52,5 m³/h, förklaras senare i detta avsnitt. På kondensorsidan blir vid ett flöde av 90 m³/h tryckfallet 14 kPa för parallella fallet och 60 kPa för seriefallet. Ökat pumparbete kan då beräknas med användande av sambandet:

$$\Delta P = P_{\text{serie}} - P_{\text{parallell}} \quad (3)$$

$$P = \frac{q (\Delta P_s + \Delta P_v)}{\eta_t} \times (1+S) \quad (4)$$

Där q = vattenflöde (kg/s)
 ΔP_s = tryckfall över systemet utom värmepumpar
 ΔP_v = tryckfall över värmepumpar
 η = verkningsgraden
 S_t = ett påslag genom vilket man beaktar att motorn kräver en högre effekt än den teoretiska för att ej överbelastas.

För cirkulationspumparna på förångningssidan blir i seriefallet effektökningen 3,5 kW och på kondensorsidan 2 kW, totalt 5,5 kW. Med en drifttid av 8760 tim/år ger detta 48000 kWh i extra energiförbrukning. Besparingen är dock 40 kW på kompressorarbetet och för att spara in extraarbetet av 48000 kWh behöver värmepumparna bara gå under 1200 timmar d v s knappt två månader.

Nu kommer vi dock i konflikt med vad som sagts under kap. 4.3 beträffande önskemålet om låga kondenseringstemperaturer på kylanläggningen. För värmepumparna gäller samma förhållande som för kylanläggningen, nämligen att driveffektbehovet ökar ju större temperaturdifferensen är mellan förångning och kondensering enligt sambandet (2). Eftersom kondenseringstemperaturen satts till 65°C är slltså önskemålet att förångningstemperaturen sätts så hög som möjligt för värmepumparna. Optimal temperatur för de båda systemen i samverkan hamnar dock så lågt som $+10-15^{\circ}\text{C}$ på värmepumparnas köldbärare. Orsaken till detta står att finna i att kompressorarbetet ändras mer vid temperaturförändringar på högtryckssidan än på lågtryckssidan. Eftersom högtryckssidan för kylmaskinerna är lågtryckssida för värmepumparna kommer kylmaskinsarbetet att öka mer än värmepumparbetet minskar vid en ökning av värmepumparnas köldbärartemperatur. Därför får vi låga köldbärartemperaturer från värmepumparna.

Kylvattenflödet över kylanläggningen är $140 \text{ m}^3/\text{h}$. Detta flöde ligger dock i överkant av vad aktuella värmepumpar kan ta. För att få balans i flödena läggs därför en värmeväxlare för förvärmning av varmvatten parallellt med värmepumparna. Växlaren dimensioneras för ett flöde av $20 \text{ m}^3/\text{h}$ på den varma sidan varvid $120 \text{ m}^3/\text{h}$ leds över värmepumparna. Se fig. 11. Detta förändrar de prestanda som avgivits på sid. Köldbärartemperaturen, t_2 , ut ur första pumpen måste hållas lägre än temperaturen vid det förut angivna flödet på $56,5 \text{ m}^3/\text{h}$ om man vill nå en temperatur, t_3 , av $+10^{\circ}\text{C}$ på värmepumparnas köldbärare. Se fig. 8. Härigenom minskas kyleffekten markant på första pumpen. För att kunna uppnå en kyleffekt av 1100 kW måste köldbärartemperaturen, t_3 , ut ur sista pumpen ökas till $+13,5^{\circ}\text{C}$. Med denna temperatur fås en total kyleffekt av 1100 kW, en värmeeffekt av 1470 kW och ett kompressorarbete av 370 kW. Genomsnittlig tillloppstemperatur till värmepumparna blir då $21,4^{\circ}\text{C}$. Värmeväxlaren för varmvatten beräknas då kunna värma i genomsnitt $3 \text{ m}^3/\text{h}$ kallvatten från $+7^{\circ}\text{C}$ till $+18^{\circ}\text{C}$,

motsvarande en effekt av 38 kW under 13 t/dygn. Förvärmningen av varmvatten ger då 500 kWh/dygn och från värmepumparna fås 34700 kWh/dygn.

Effektleveranserna från kylanläggningen är angivna för max kylbehov, utom komfortkyla, för kylanläggningen, medan effektbehovet för uppvärmning av mejeribyggnaden är räknad för min utetemperatur. Dessa förhållanden gäller ej samtidigt. Dock framgår ur kap. 4.2 att ett överskott på 55 m³ kylvatten per timma finns att tillgå från indunstare 1. Detta vatten kan användas för förvärmning av vattnet till värmepumparnas förångare. Ur fig. 2 framgår att min inlastning är 70 % av max inlastning. Produktionen och därmed kylbehovet skulle således vara 70 % av max kylbehov. Genomsnittligt ger detta 770 kW avgiven värmeg från kylmaskiner. Vid ett kylvattenflöde av 140 m³/h på kylmaskinerna ger detta en temperaturhöjning av 5°C på kylvattnet. Eftersom värmepumparna vid låglast förmår kyla vattnet till +10°C är således temperaturen efter kylmaskinerna 15°C. Temperaturen på indunstar-kylvattnet är 37°C och via värmväxlare kan den minskade värmeleveransen från kylmaskinerna kompenseras. Se fig. 12. Överförd effekt blir vid en sänkning av indunstarkylvattnets temperatur med 10°C ca 640 kW. Genom att hålla 20°C på ledningen fram till värmepumparna fås ett högt nyttjande av dessa även vid låg last på kylanläggningen.

5.2 Energibalans för värmepumpar

Som framgår av kap. 5.1 är den totala leveransen från värmepumparna ca 34700 kWh/dygn under full produktion, komfortkyla oräknad. Utgående från denna leverans och en produktionsbeläggning av 80 % under 260 dagar samt att kylager under resterande 105 dagar per år kräver 3000 kWh/dygn, blir den totala energileveransen från värmepumparna 7500 MWh/år. Enligt kap. 5.1 kan vi under dagtid tillgodogöra oss skillnaden mellan dellast och fullast på kylmaskinerna genom tillskottet från indunstarkylvattnet. Detta ger ~90 % beläggning av värmepumparnas kapacitet. Varför levererad energi ökar till ~8500 MWh/år. För detta åtgår ca 2500 MWh el/år i drifeffekt för kompressorerna. Ökade pumparbeten uppgår till ungefär 150 MWh/år. Samtidigt fås ett minskat arbete för kylkompressorerna sommartid. För bibehållen kyleffekt med en temperaturökning av 10 grader, från 15°C med värmepump till +25°C med kyltorn, ökar driveffekten med 40 %. Ett försiktigt antagande om att i genomsnitt 1,5 kompressor av de tre nyinstallerade skulle vara i drift ger en skillnad på 100 MWh/år till förmån för värmepumparna. Totalt fås alltså 8500 MWh värme till priset av 2550 MWh el/år.

6. VÄRMEDISTRIBUTION

6.1 Distribution av värme inom NNP

För att uppnå den erforderliga kylningen av kylmaskinerna är det nödvändigt att finna avsättning för energin levererad från värmepumparna. Uppvärmningsgraden för värmepumparna gentemot mejeri- och smältostbyggnaderna är så hög att dessa ej byggs in i det centrala värmedistributionssystemet. Vid en ombyggnad av mejeribygnaden dimensioneras värme och ventilationssystemet för en framledningstemperatur av 65°C . Transmissionsförluster ersätts till största delen via värmdtilluft. De fåtal befintliga radiatorer som finns är något överdimensionerade för det ursprungliga 80-60 system de en gång beräknades för och 65°C framledning är en tillräcklig temperatur för att klara av nödvändig värmeavgivning. Effektbehovet för ventilation är 1500 kW vid DUT -29°C . Transmissionsförlusterna beräknas till 270 kW och värmeavgivningen från produktionen till 160 kW. I fig. 9 är effektbehovet inritat som funktion av utetemperaturen.

Även varmvatten för mejeribygnaden produceras med värme från värmepump. Mätningar av nuvarande vattenförbrukning har utförts under hösten 1978. Den totala förbrukningen för mejeribygnader var $450 \text{ m}^3/\text{dygn}$. Förbrukningen förväntas dock minska på kallvattensidan i och med att modernare produktionsmetoder tas i bruk. Varmvattenförbrukningen beräknas i fortsättningen uppgå till ca $150 \text{ m}^3/\text{dygn}$ och med en fördelning i tid enligt fig. 13. Varmt vatten kommer att distribueras på två nivåer. En nivå på 50°C till tappställen i produktionslokaler. Detta vatten kommer att höjas till 70°C med ånga, vid tappställen där högre temperatur erfordras. Till duschar och andra tappställen för personalvård kommer vatten att distribueras vid en temperatur av 37°C . Princip för varmvattenberedning i fig. 14.

Ur fig. 9 framgår att kondensoreffekten från värmepumparna inte räcker till för att klara av mejeribygnadens hela behov. Därför kopplas, i serie med värmepumparna, en värmeväxlare för ånga. Denna dimensioneras för hela effektbehovet. Även varmvattenbehovet säkras genom ett ångbatteri som dimensioneras för hela behovet.

Smältostfabriken får idag sin värme via ånga. Inkoppling av värme från värmepumparna sker på returledningen till ångväxlaren för värme och ventilation. Åt befintlig varmvattenberedning görs ingenting. Denna sker idag med ånga via VVX och utrymmena är för små för att få rum med beredare av den typ som skisserats ovan för mejeribygnaden. Principskiss för inkoppling till värmesystemet visas i fig. 15. På i princip samma sätt inkopplas värmeleveransen till centralvärmesystemet för de övriga byggnaderna

d v s på returen före ångväxlaren.

Framledningstemperaturen vid smältostfabriken utekompenseras helt. För byggnader anslutna till centralvärmedistribution däremot bryts reglerkurvan när framledningstemperaturen når 65°C för att sedan ligga kvar på denna temperatur vid högre utetemperaturer. Detta för att kunna producera varmvatten lokalt.

När utetemperaturen nått $+3^{\circ}\text{C}$ balanserar effekten avgiven från värmepumparna med effektbehovet för anslutna byggnaders värme-, ventilations- och varmvattenbehov, varför avsättning för kondensoreffekten måste ordnas på annat sätt vid högre utetemperaturer. Se fig. 16.

6.2 Distribution av värme till fjärrvärmenätet.

Östersund Fjärrvärme AB, ÖFAB, har huvudmatningen från närliggande hetvattencentral i nära anslutning till NNP:s fastigheter. Framledningstemperaturen på fjärrvärmenätet är projekterad till 120°C vid DUT = -29°C för att sjunka med ökad utetemperatur till 70°C vid $+4^{\circ}\text{C}$ utetemperatur. Då bryts kurvan och temperaturen hålles vid 70°C för högre utetemperaturer. Fjärrvärmets lägsta framledningstemperatur är således för hög för att värme skall kunna levereras från värmepumparna till 70°C vid DUT för att sjunka till $+50^{\circ}\text{C}$ vid $+4^{\circ}\text{C}$ utetemperatur där även returkurvan planar ut. Här finns alltså en möjlighet att förvärma returen till fjärrvärmeverket. Se fig 16

7. REGLERING AV VÄRMELEVERANSER FRÅN VÄRMEPUMP

Samtliga värmegrupper anslutna till värmepumpkretsen styrs med tvåvägs reglerventiler. Dessa påverkas dels av styrt objekt men är även inbördes rangordnade att öppna och stänga i en viss turordning, med det förbehållet att flödet över värmepumparna skall vara konstant.

Prioritet har de ventiler som styrs av mejeribyggnadens värme och ventilationskretsar, betecknade SV1 och SV2 i fig. 18. Varefter dessa ventiler stänger minskar flödet i kretsen och trycket ökar.

Från tryckgivare GP1 går då signal att SV3 får öppnas. Öppnas inte SV3 på grund av att inget värmebehov föreligger går turen till SV4 vid smältostfabriken. Skulle nu SV3 kalla på värme styrs SV4 att stänga. Impuls till detta kommer från GP1 som känner av ett minskat tryck och alltså ett ökat flöde.

Sist i kön av ventiler för värmeleveranser inom NNP ligger SV5, som styrs mot den centrala värmegruppen för övriga byggnader.

Skulle nu temperaturen från värmepumparna ligga under 65°C styrs vid ökat tryck på GP1 SV6 att öppna för att höja returtemperaturen och därmed kondenseringstemperaturen, för att få 65°C från värmepumparna.

SV7 styrs att hålla 65°C efter ångväxlare. När framledningstemperaturen från kondensatorerna är 65°C stänger SV7 och vid ökat tryck vid GP1 tillåts SV8 mot fjärrvärmenätet att öppna. SV8 får inte öppna om SV7 är öppen. Detta för att förhindra att värme från NNP:s ånganläggning levereras ut på fjärrvärmenätet.



8. TOTALT INOM PROJEKTET ÅTERVUNNEN ENERGI

Kondensatanvändningen i ysteriet ger en energibesparing av 5600 kWh/dygn. Dessutom fås vid återvärmningen i indunstare 1 och användningen av kondensatet till matarvatten- och jonbytesanläggningen 3700 kWh/dygn. Med en 80-procentig produktionsbeläggning ger detta under 260 produktionsdagar 1900 MWh/år.

Förvärmning av tappvarmvatten ger under samma förutsättningar 100 MWh/år.

Från värmepumparna fås enligt kap.5.2 8500 MWh/år.

Totala besparingen blir 10500 MWh/år. Av detta beräknas 2000 MWh/år säljas till Östersunds Fjärrvärme AB ÖFAB.

Verkningsgraden för pannorna vid NNP har mätts och befunnits vara 90 %. Man använder E04 vars värmeinnehåll enligt VVS-handboken är $10,7 \text{ MWh/m}^3$. Med ovan angivna siffror för värmeåtervinningen ger detta för NNP en besparing av 882 m^3 olja/år. ÖFAB anger vid beräkning av besparingen en verkningsgrad på pannanläggningen av 90% och ett värmeinnehåll på E05 Ns till $10,8 \text{ MWh/m}^3$. Detta ger en besparing för ÖFAB av 205 m^3 olja/år. För att uppnå denna besparing åtgår för drift av värmepumpar, ökat pumparbete för cirkulationspumpar i samband med dessa och ett minskat arbete för kylkompressorerna 2550 MWh el/år. Ökade pumparbeten i samband med kondensatanvändningen beräknas till 100 MWh el/år. Sammanfattningsvis görs en besparing av 882 m^3 E04 och 205 m^3 E05 Ns till en uppostring av 2650 MWh el/år. Totala flödesbilden se fig. 19.



9. RISKER

9.1 Kondensat för indunstare utgår eller håller för låg temperatur

Indunstaranläggningen går som tidigare nämnts parallellt med produktionen vid ysteriet. För det fall kondensatmängden blir för liten eller har för låg temperatur fram till växlarna inom ysteriet, är dessa konstruerade så att värmning kan ske med ånga. Ett eventuellt energibortfall är här helt kompenserat.

9.2 Bortfall av värmepump

I och med ombyggnaden av den gamla glykolanläggningen friställs ett kyltorn med en kyleffekt av 700 kW. Detta motsvarar drygt en värmepump i kyleffekt. Skulle även den andra värmepumpen falla ur kyles vid behov vatten till kylanläggningen med kommunalt vatten. Bortfallet av värmepumparna drabbar ej endast kylanläggningen utan även värmeleveransen inom NNP. Kan temperaturen ut ur värmepumparnas kondensorer ej hållas vid $+65^{\circ}\text{C}$ eftervärmes vattnet med ånga till önskad temperatur. På varmvattensidan måste ånga alltid tillgripas som värmningsmedium vid sträng kyla när all levererad energi åtgår för att hålla varmt i mejeribyggnaden. Här finns säkerheten således automatiskt inbyggd. Beträffande processvärme se 9.1.

9.3 Värmeleveransen är för stor

Det finns en möjlighet att levererad effekt från värmepumparna är högre än internt behov. De reserver som då finns för att göra av med värmen är i första hand fjärrvärmeleverans. Inträffar emellertid detta effektöverskott vid lägre utetemperaturer, då fjärrvärmereturen är för hög för att möjliggöra leverans, finns dels möjlighet att höja värmepumpens kondensattemperatur med sänkt värmefaktor, dels finns tidigare nämnda kyltorn att tillgå.

FIGURER

1	Värmeavgivning från kylanläggning . .	31
2	Relativ inlastning vid NNP Östersund	32
3	Flödesschema kondensatanvändning . .	32
4	Flödesschema indunstaranläggning . .	33
5	Summerad avgiven energi som funktion av tiden	33
6	Flödesschema för kyl - värmepumpin- stallation	34
7	Parallellkopplade värmepumpar	35
8	Seriekopplade värmepumpar	35
9	Effekt och energibehov för mejeri- byggnad	35
10	Returtemperaturen som funktion av utetemperaturen	36
11	Förvärmning av varmvatten	37
12	Värmeleverans från indunstare	38
13	Varmvattenförbrukning	39
14	Varmvattenberedning	40
15	Anslutning av smältostfabrik	40
16	Energibalans värmepumpar - totalt uppvärmningsbehov	41
17	Temperatur på fjärrvärmeretur som funktion av utetemperaturen	41
18	Reglerfunktioner	42
19	Total flödesbild	43

KL	ISVATTEN		GLA GLYKOL		NYA GLYKOLVATTENSYSTEMET					TOTAL KYLBEHOV MAX KYLA	TOTAL KYLBEHOV
	Kol.1	Kol.2	LAST PROD	LAST PROD	GRÄDD PAST 5 TIM	EXT GRÄDDE 3 TIM	RÄMJÖLK 6 TIM	FRAMTIDA TERMINAL	LUFTKÖD tu ≈ 18 °C	Kol.9	Kol.10
04-05	455	76.5	288.4	288.4				50	870	870	
05-06	455	76.5	288.4	288.4				50	870	870	
06-07	150	76.5	348.8	348.8				50	625	625	
07-08		76.5	348.8	348.8	281.4			100	950	950	
08-09		76.5	617.4	617.4	281.4			100	1219	1219	
09-10		76.5	617.4	617.4	281.4	123.3		100	1500	1500	
10-11		300	617.4	617.4	281.4	123.3		100	1724	1724	
11-12		400	617.4	617.4	281.4	123.3		100	1824	1824	
12-13		400	617.4	617.4	281.4	123.3		100	1824	1824	
13-14		400	617.4	617.4	281.4	123.3		100	1824	1824	
14-15		400	391.9	391.9		123.3	302.3	100	1742	1742	
15-16		400	391.9	391.9		123.3	302.3	500	2143	2143	
16-17		400	288.4	288.4		123.3	302.3	600	2139	2139	
17-18		76.5	1	1		123.3	302.3	600	980	980	
18-19	455	76.5	1	1		123.3	302.3	600	1434	1434	
19-20	455	76.5	1	1		123.3	302.3	600	1434	1434	
20-21	455	76.5	1	1		123.3	302.3	600	1132	1132	
21-22	455	76.5	1	1		123.3	302.3	600	1132	1132	
22-23	455	76.5	1	1		302.3	302.3	600	1132	1132	
23-24	455	76.5	1	1		302.3	302.3	600	1132	1132	
24-01	455	76.5	1	1		302.3	302.3	600	1132	1132	
01-02	455	76.5	1	1				50	582	582	
02-03	455	76.5	1	1				50	582	582	
03-04	455	76.5	1	1				50	582	582	

30508

26258

Fig. 1 Värmeangivning från kylanläggning

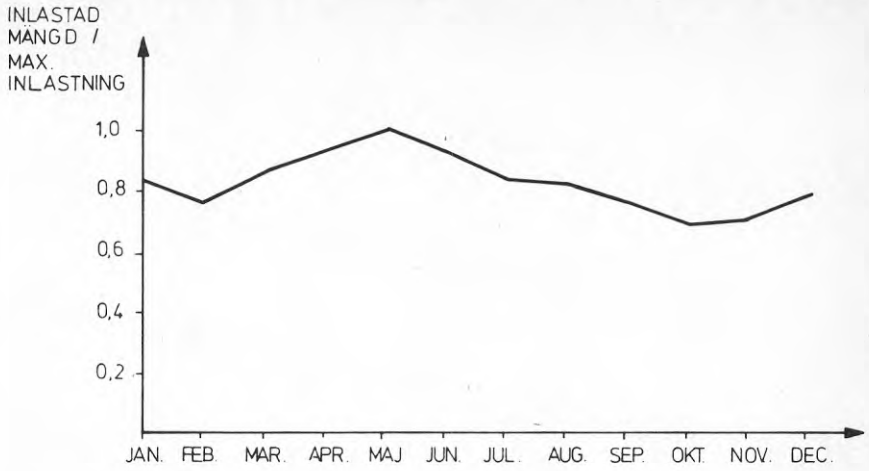


Fig. 2 Relativ inlastning vid NNP Östersund

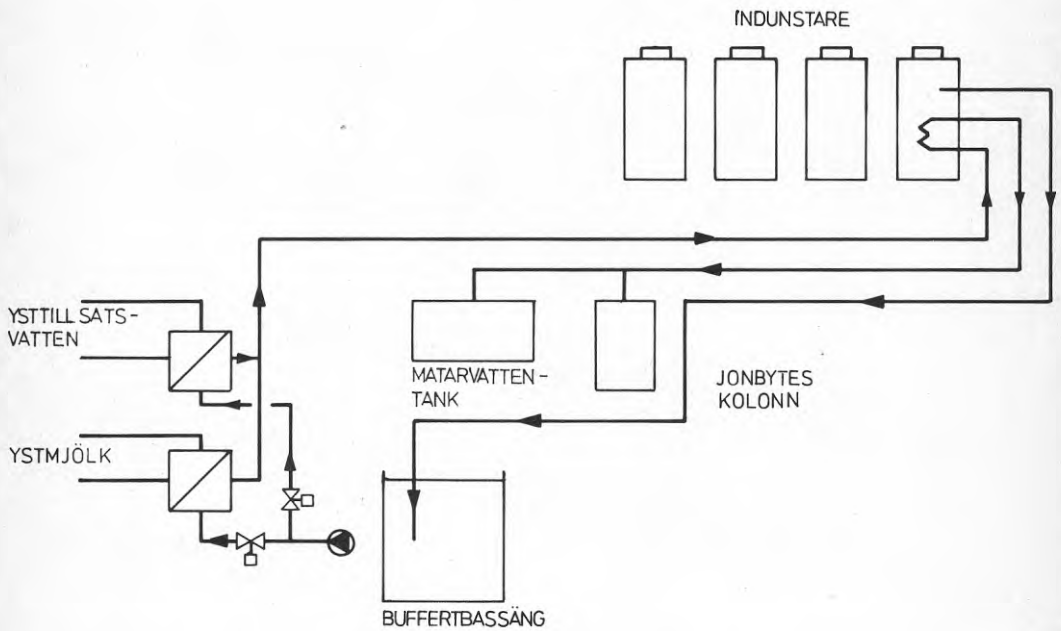


Fig. 3 Flödesschema kondensatanvändning

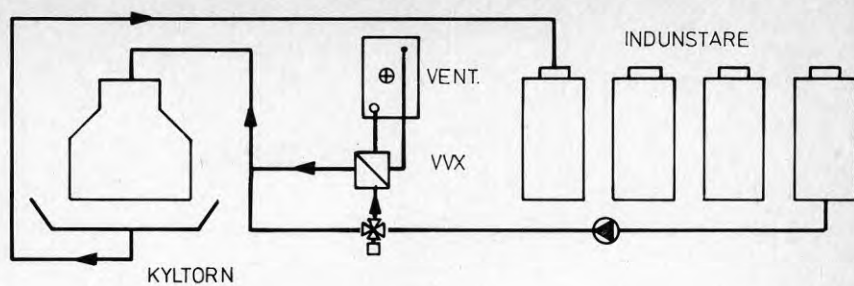


Fig. 4 Flödesschema indunstaranläggning

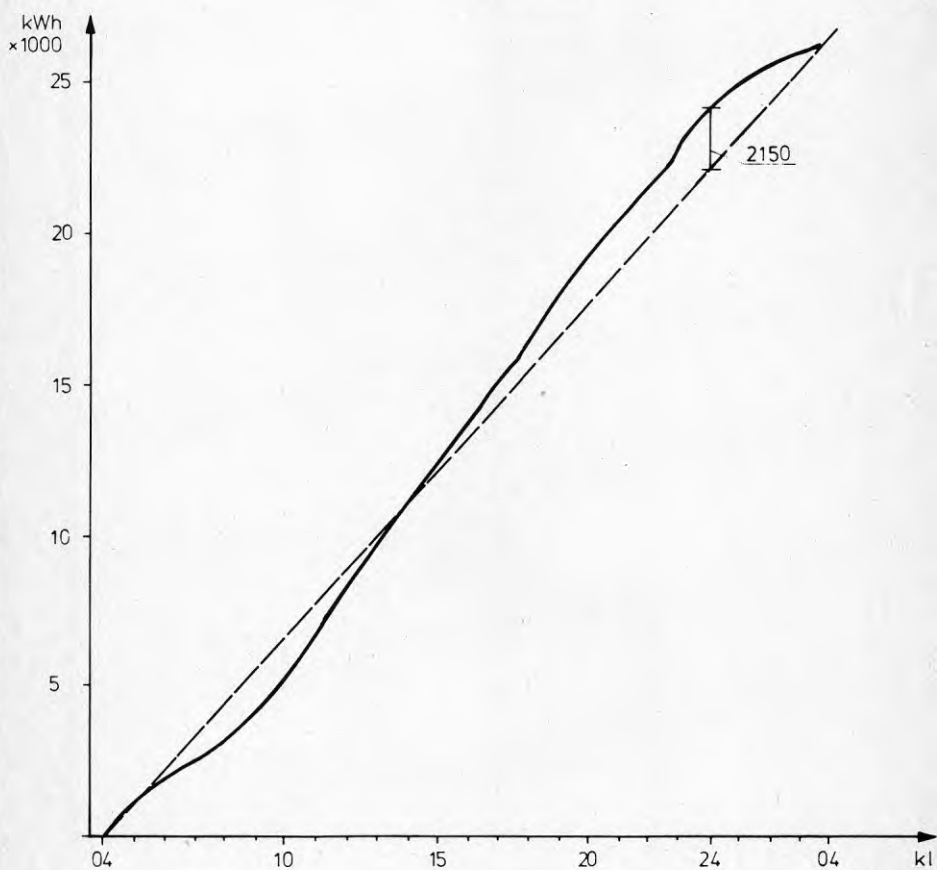


Fig. 5 Summerad avgiven energi som funktion av tiden

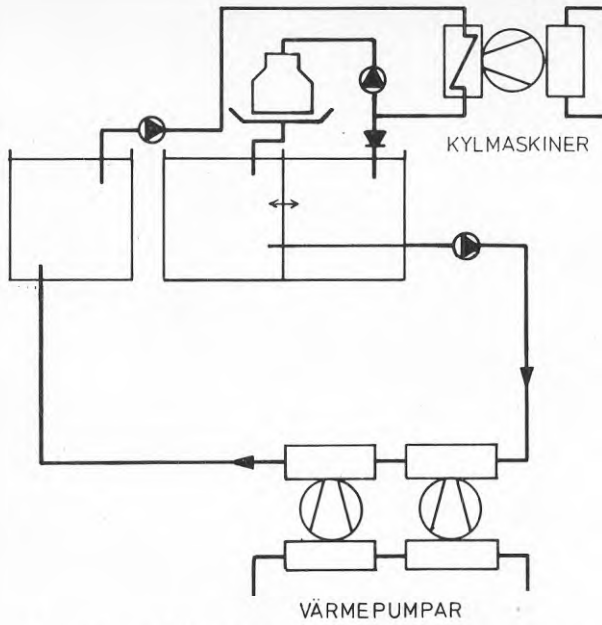


Fig. 6 Flödesschema för kyl - värmepumpinstallation

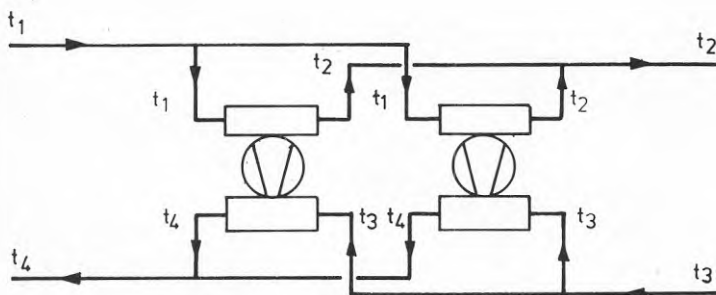


Fig. 7 Parallellkopplade värmepumpar

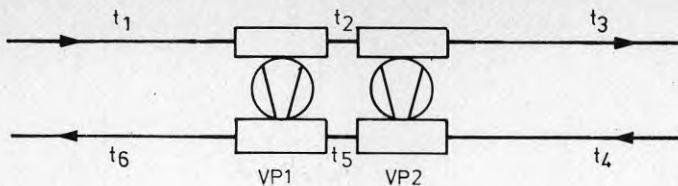


Fig. 8 Seriekopplade värmepumpar.

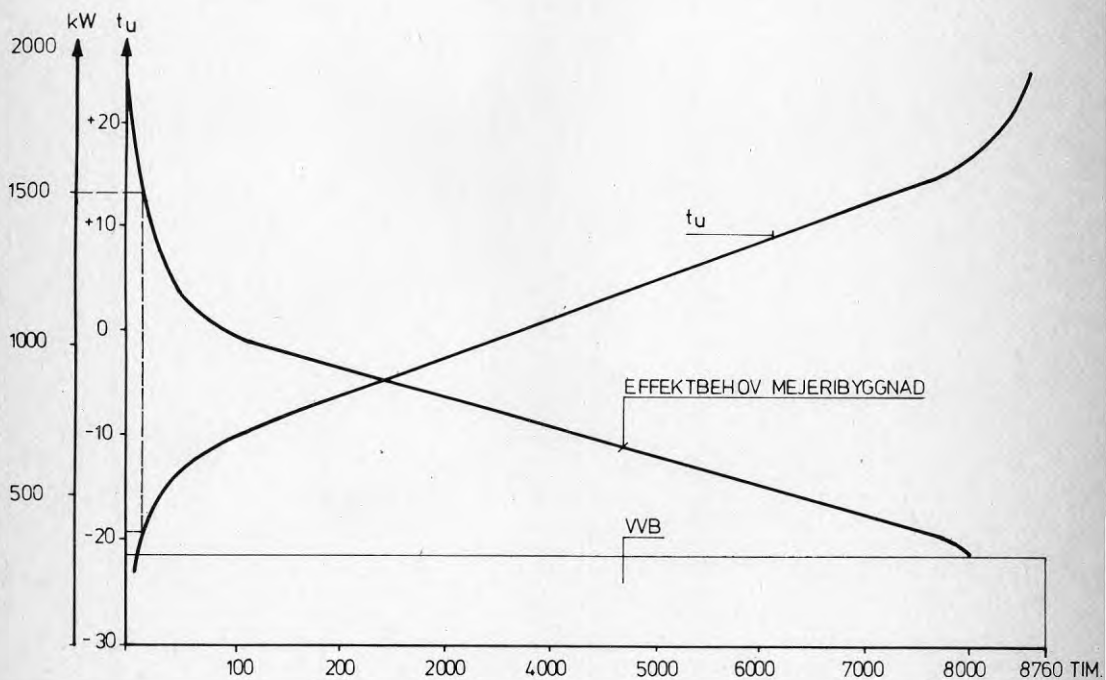


Fig. 9 Effekt och energibehov för mejeribyggna

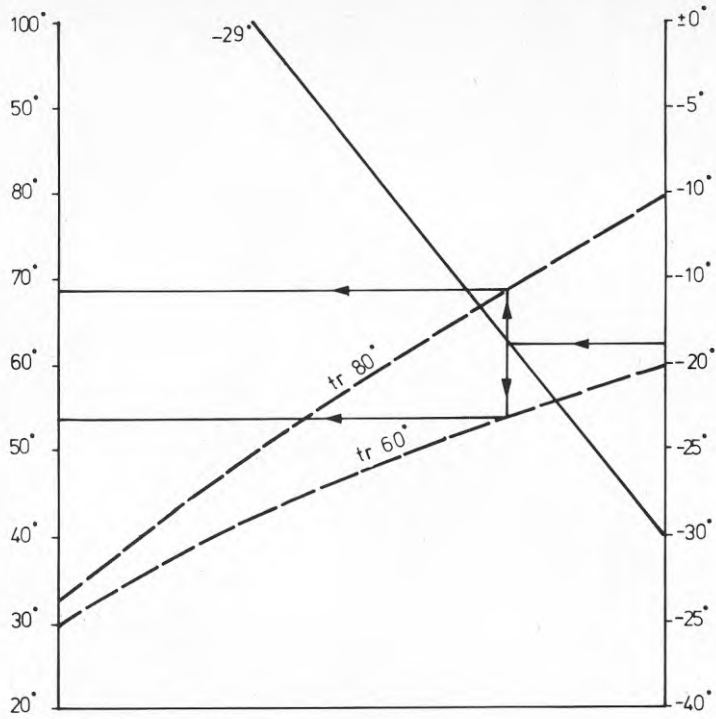


Fig. 10 Returtemperaturen som funktion av utetempe-
raturen vid ett utekompenserat 80-60 system
Dut -29°C.

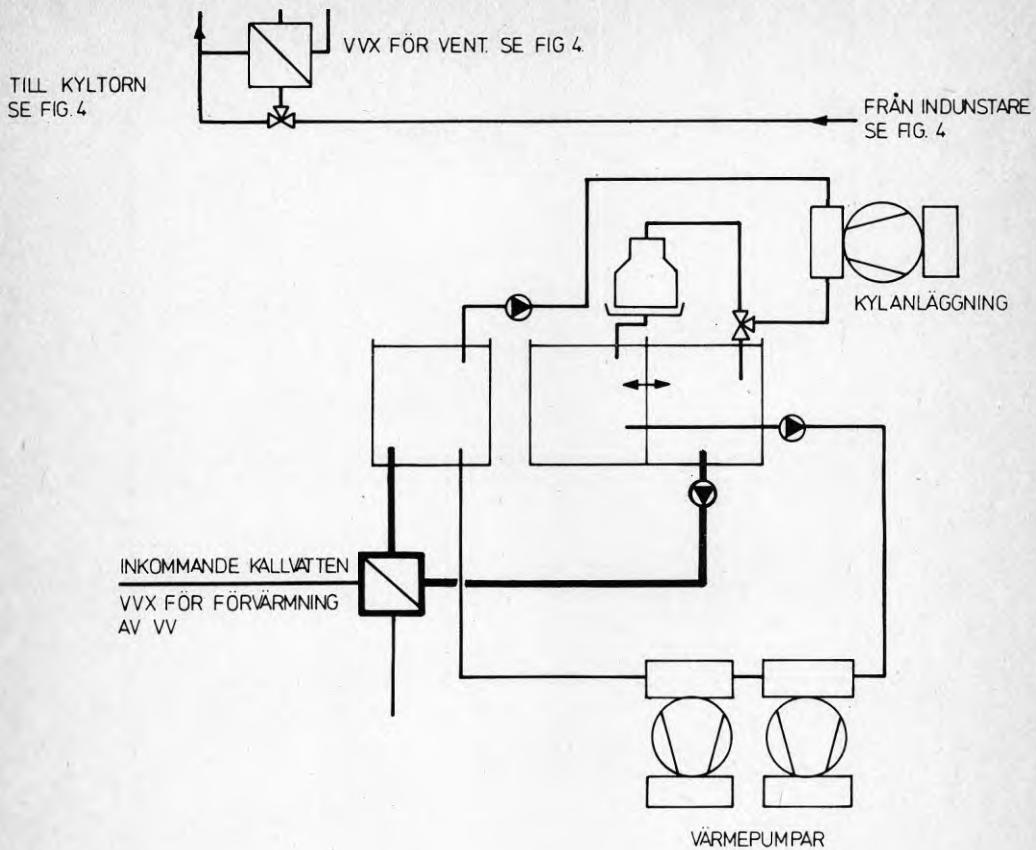


Fig. 11 Fövärmning av varmvatten

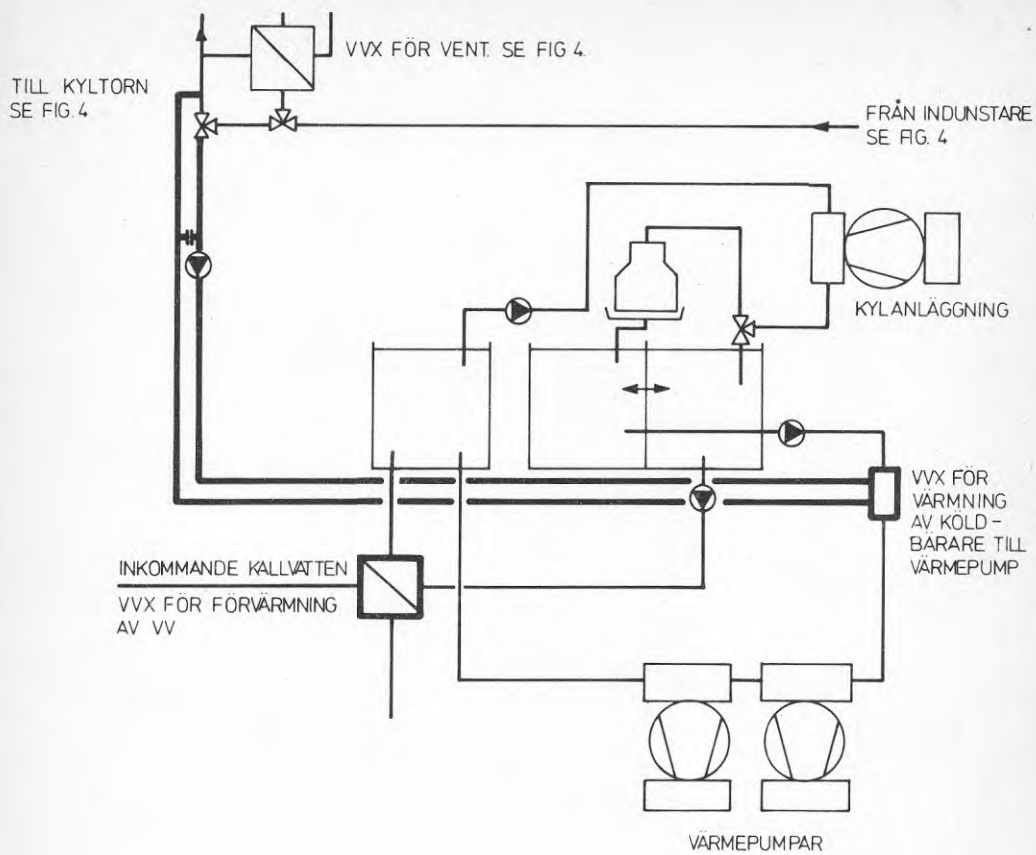


Fig. 12 Värmeleverans från industare

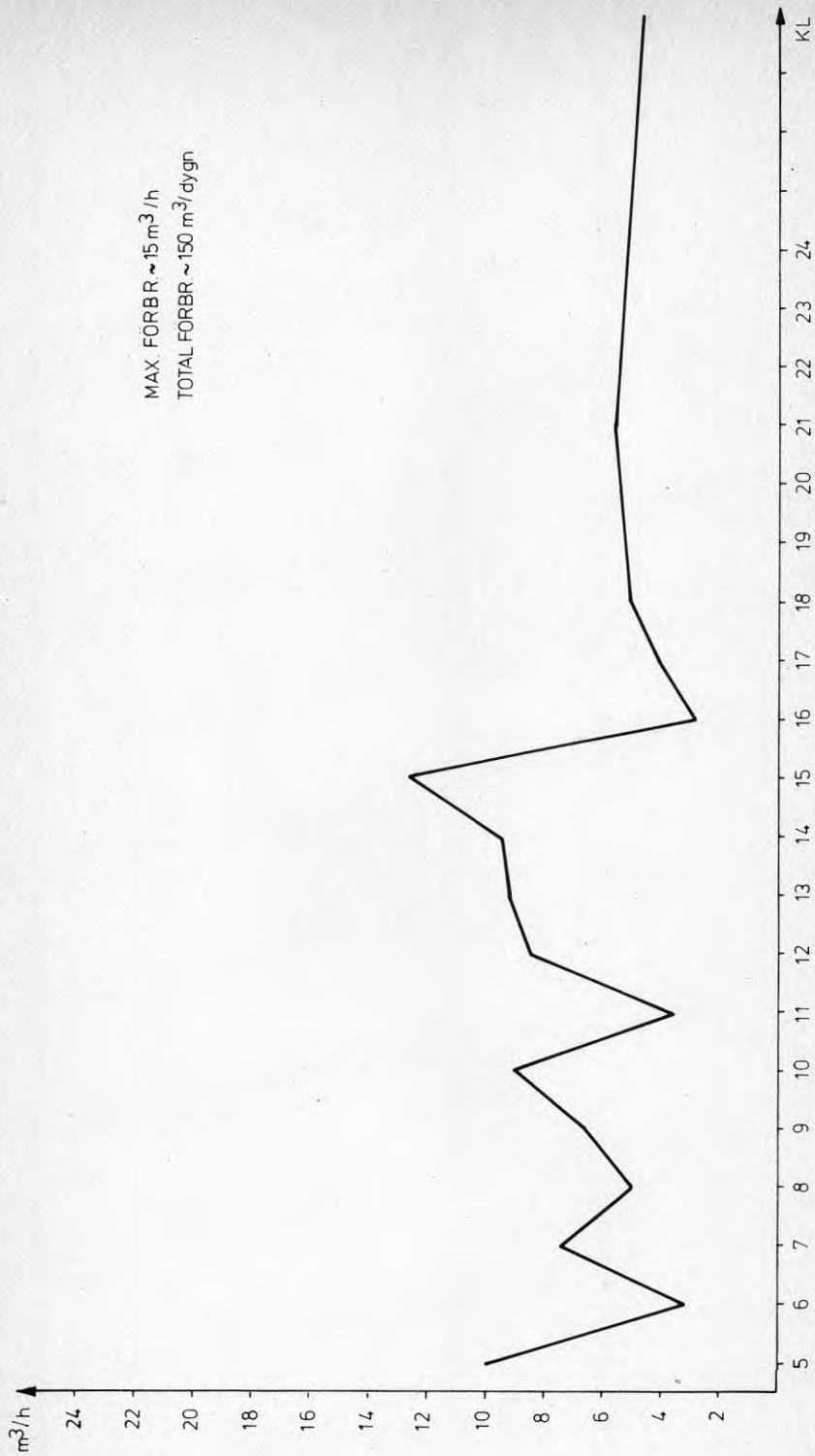


Fig. 13 Varmvattenförbrukning

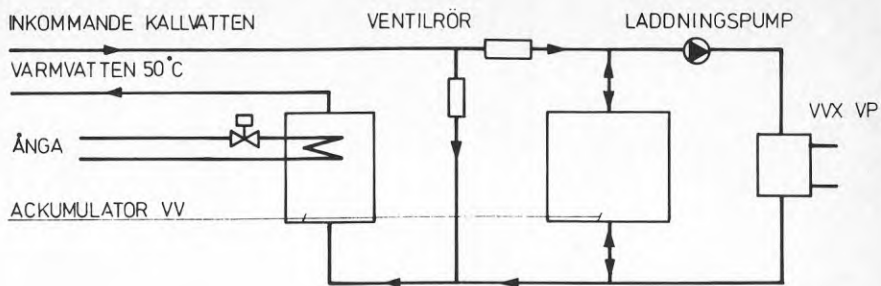


Fig. 14 Varmvattenberedning

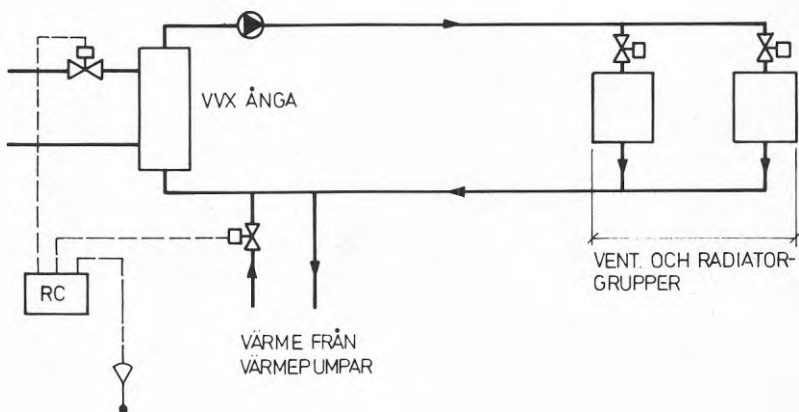


Fig. 15 Anslutning av smältostfabrik

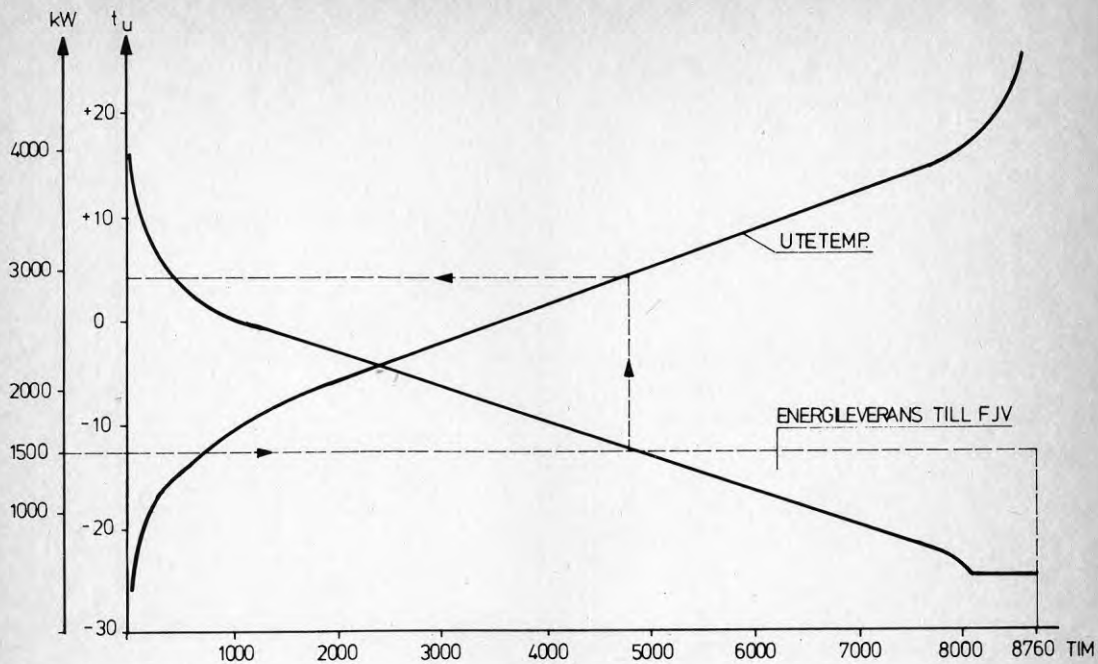


Fig. 16 Energibalans värmepumpar - totalt uppvärmningsbehov

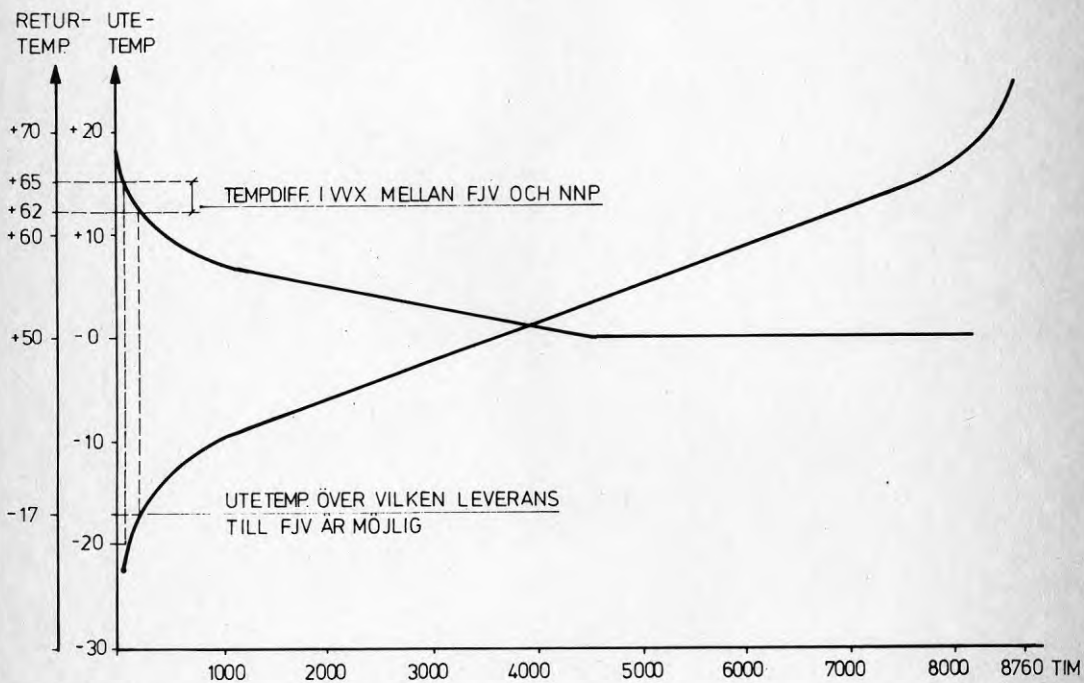


Fig. 17 Temperatur på fjärrvärmeretur som funktion av utetemperaturen

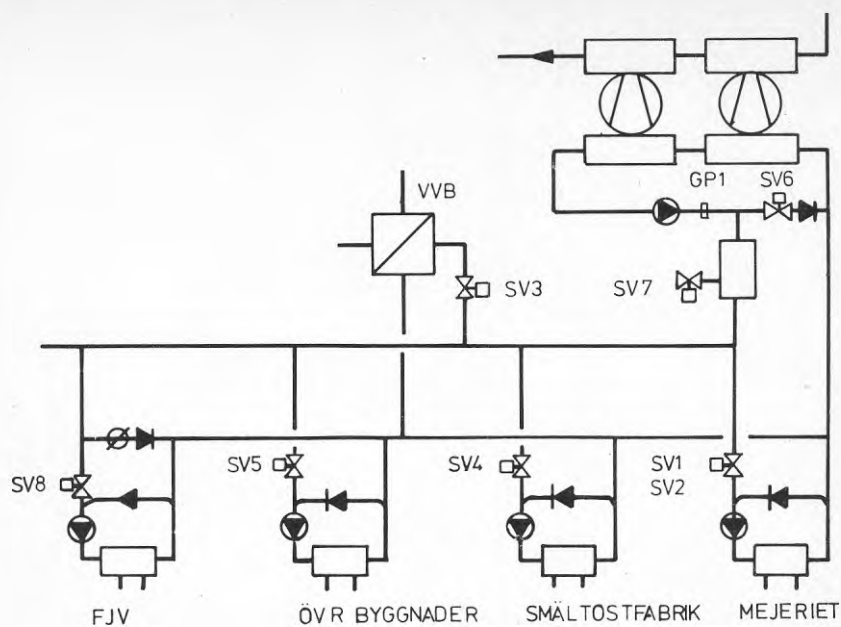


Fig. 18 Reglerfunktioner

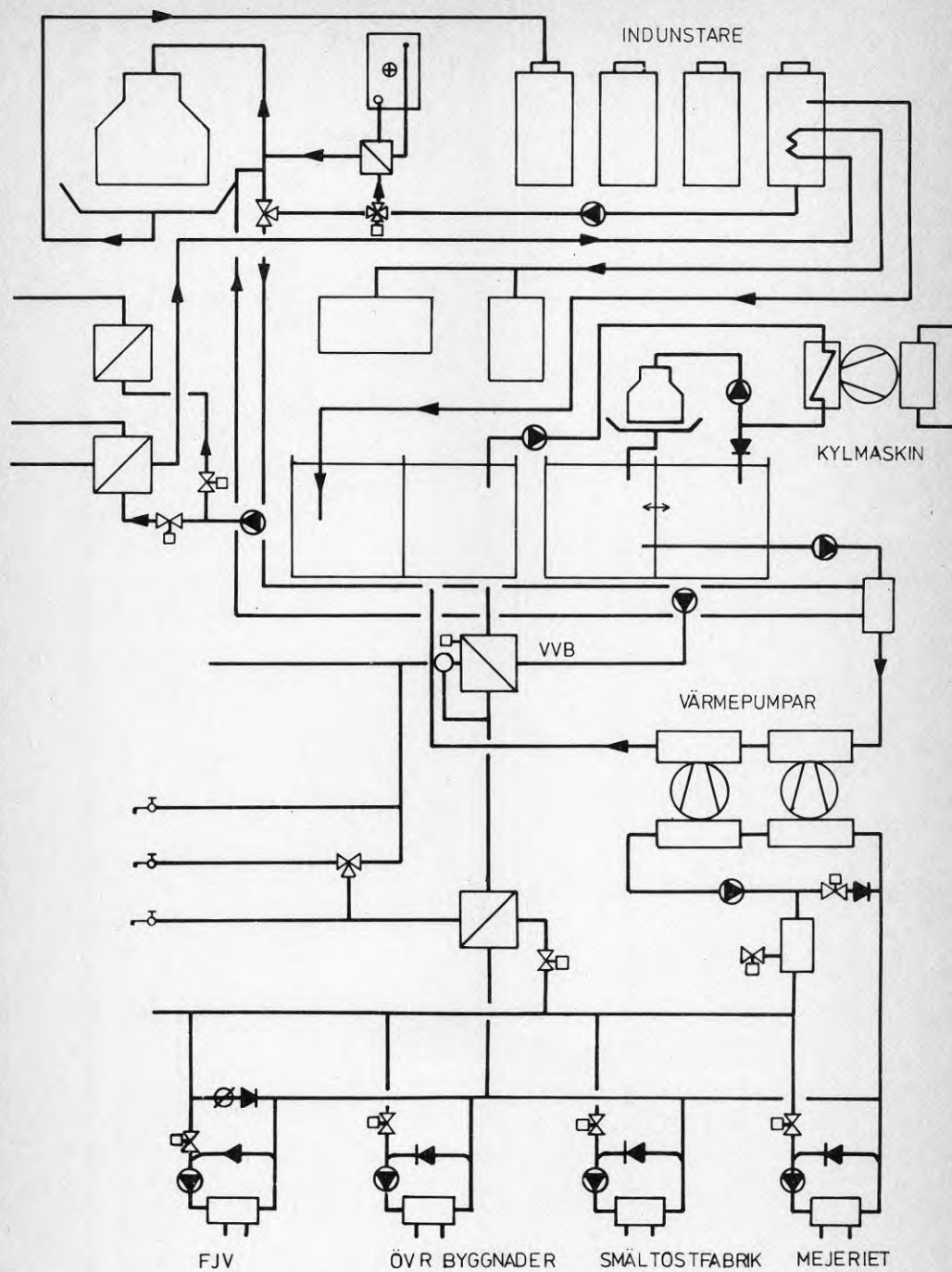
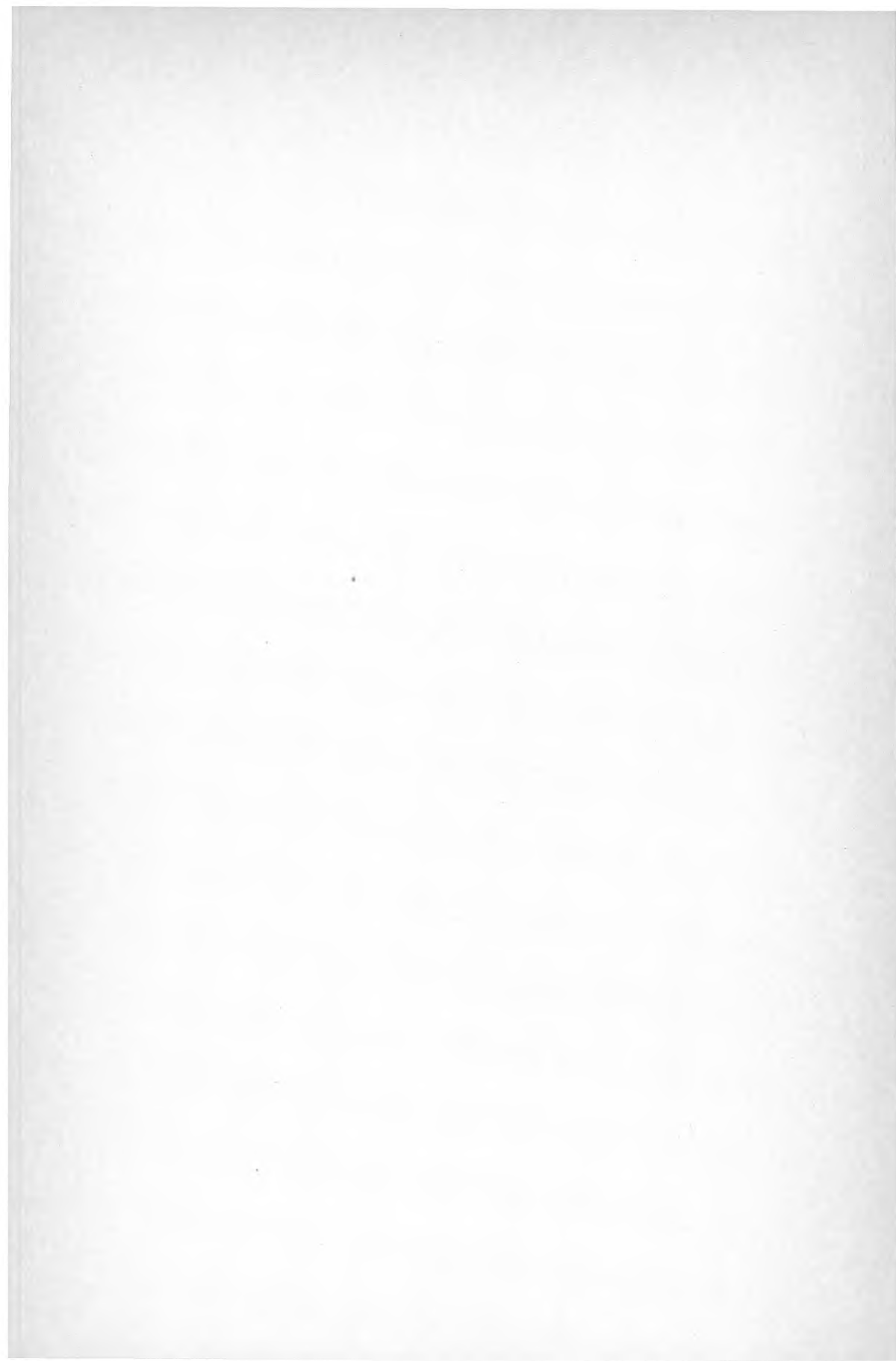
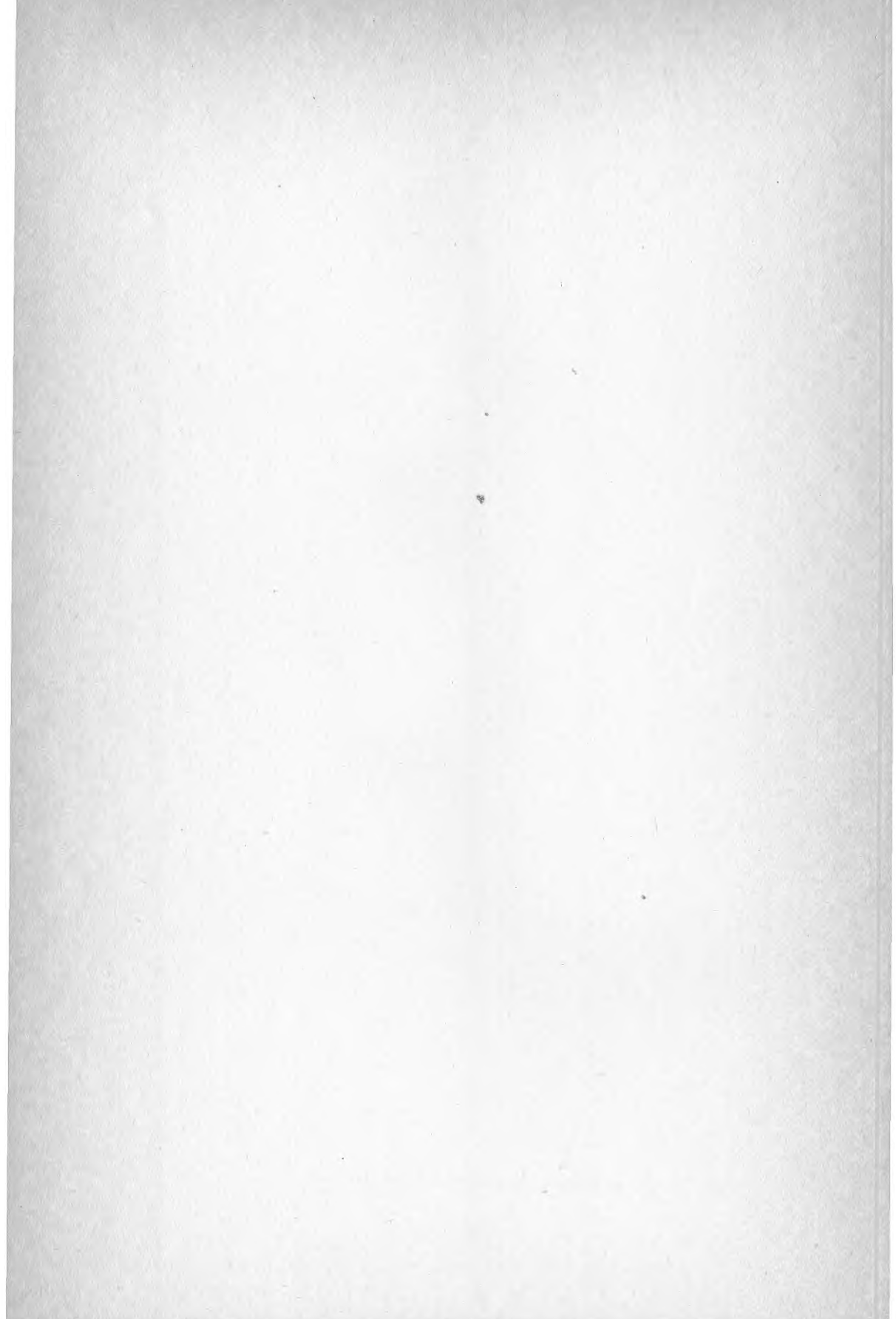
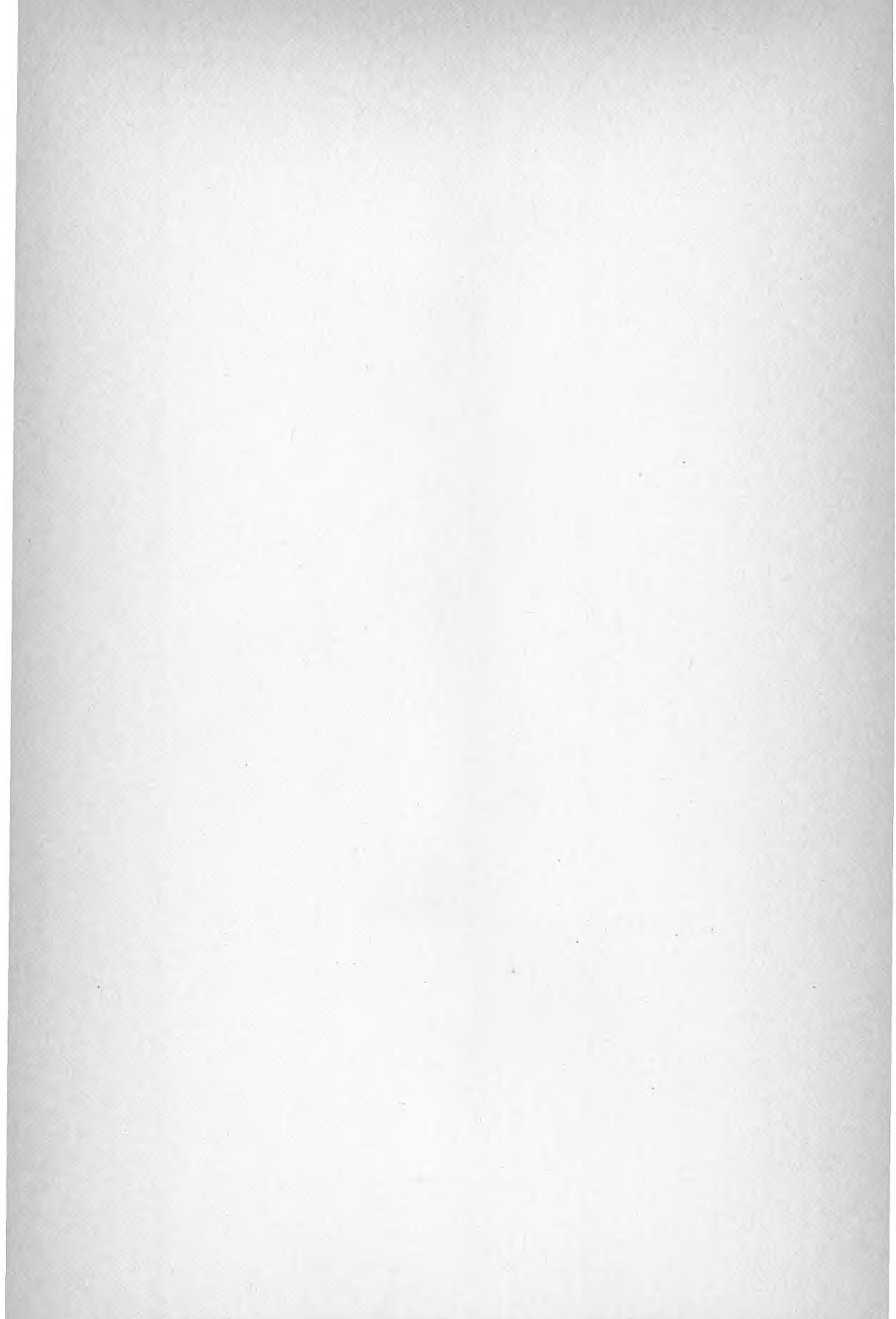


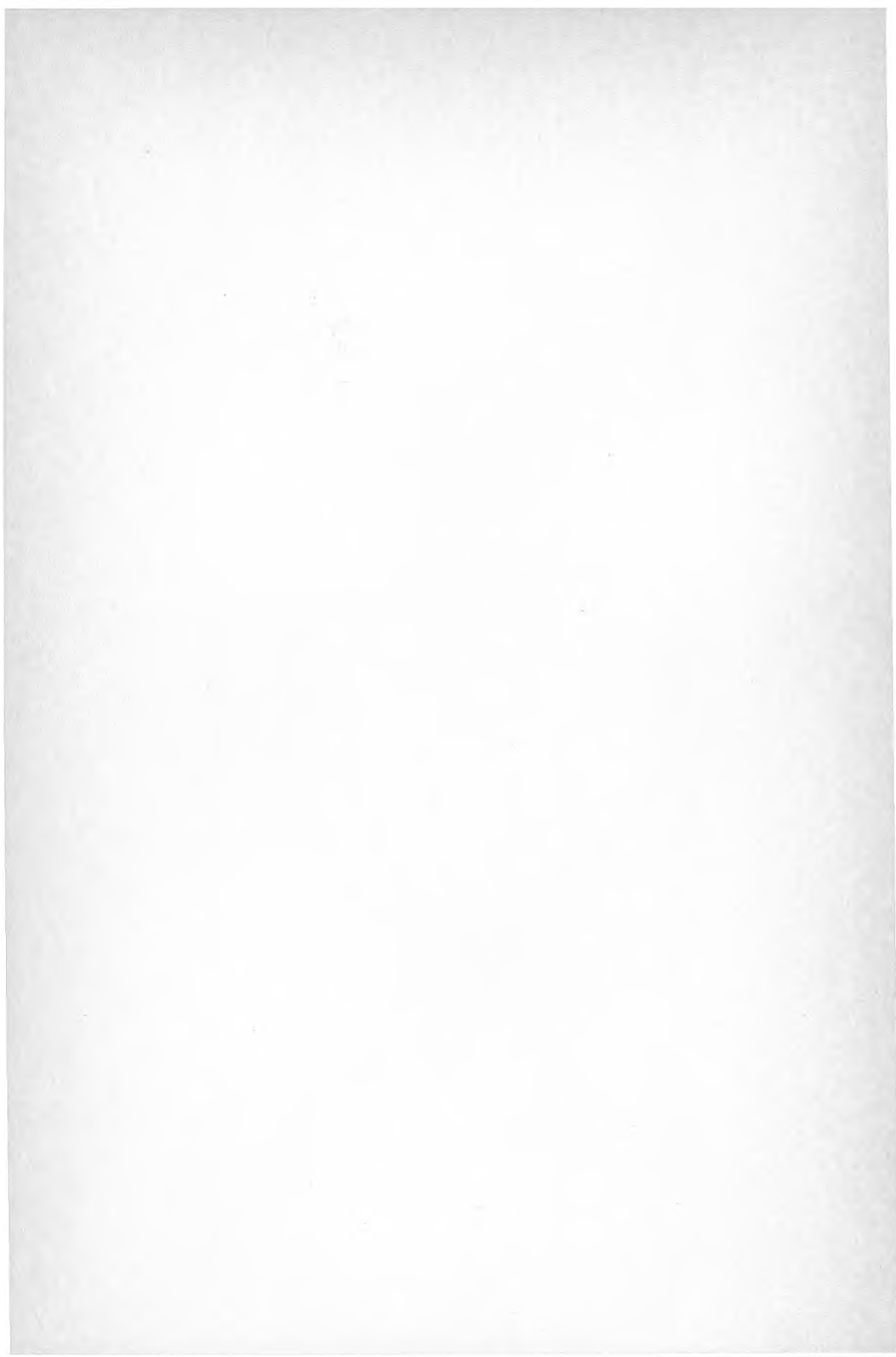
Fig. 19 Total flödesbild











**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 780751-6
från Statens råd för bygnadsforskning till Nedre Norr-
lands Producentförening, NNP, Östersund.**

R46: 1980

ISBN 91-540-3228-8

Statens råd för bygnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700146

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirkapris: 20 kr exkl moms