



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.



**Rapport**

**R100:1985**

**Styrning av bivalenta  
värmepumpsystem**

**Analys av olika driftfall**

**Mats Carlman**

**Lars Olof Matsson**

*K  
9/11*

INSTITUTET FÖR  
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac

*See*

**Byggeforskningsrådet**

R100:1985

STYRNING AV BIVALENTA VÄRMEPUMPSYSTEM

Analys av olika driftfall

Mats Carlman  
Lars Olof Matsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 840115-0  
från Statens råd för byggnadsforskning till Hugo Theorells  
Ingenjörbyrå AB, Solna.

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

R100:1985

ISBN 91-540-4419-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1985

## INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1	SAMMANFATTNING.....	5
2	INLEDNING.....	7
3	BERÄKNING AV FLÖDESÄNDRINGENS BETYDELSE VID OLIKA VÄRMEPUMPS- STORLEKAR.....	9
3.1	Förutsättningar.....	9
3.2	20% Värmepump.....	11
3.3	40% Värmepump.....	13
3.4	60% Värmepump.....	15
3.5	Slutsatser från beräkningarna....	17
4	FLÖDESÄNDRINGENS INVERKAN PÅ VÄRMESYSTEMET.....	19



## 1 SAMMANFATTNING

Projektets målsättning har varit att utreda om det i bivalenta värmesystem med värmepump som grundlastvärmekälla är lönsamt och tekniskt lämpligt att ändra flödet i systemet vid övergång från monovalent till bivalent drift.

Beräkningar på ett antaget värmesystem med tre olika värmepumpsstorlekar har gjorts, dels med konstant flöde och dels med flödesändring i omslagpunkten, d v s då tillsatsvärmekällan går in. Resultaten redovisas i kapitel 3.

Slutsatsen av beräkningarna är att metoden med flödesändring endast i undantagsfall ger en bättre årsvärmefaktor än med konstant flöde. Dessa undantagsfall är vid mycket små värmepumpsstorlekar i förhållande till systemets totala värmebehov. Vinsten i dessa fall är emellertid så liten relativt systemets årsenergi-behov att den är försumbar.

I kapitel 4 redogörs för den inverkan som flödesändringen har på värmesystemets funktion. Normalt utförda värmesystem kan inte fungera tillfredsställande med två olika flöden, speciellt inte med så stor skillnad mellan flödena som skulle erfordras för en värmefaktorökning. Metoden är därför inte lämplig att använda i

vanliga värmesystem.

Slutsatsen av projektet är att metoden att ändra flödet vid övergång från drift med enbart värmepump till drift med värmepump och tillsatsvärme-källa inte är lämplig eller ekonomiskt intressant.



## 2 INLEDNING

I värmesystem med värmepump och en tillsatsvärmekälla är det normalt värmepumpen som används i första hand.

Då värmepumpen ensam svarar för hela värmeförsörjningen skall den dels avge erforderlig effekt och dels avge effekten vid erforderlig temperatur. Värmepumpens kondenseringstemperatur styrs då av värmesystemets framledningstemperatur. För att få en bra värmefaktor är det då önskvärt att hålla så låg framledningstemperatur som möjligt. Detta kan göras genom att ha ett stort flöde i värmesystemet.

När värmepumpens effekt inte längre täcker hela effektbehovet kopplas tillsatsvärmekällan in. Normalt är den installerad i serie och efter värmepumpen. Värmepumpen behöver nu inte längre avge effekten vid framledningstemperaturen, eftersom tillsatsvärmekällan styrs av temperaturbehovet. Avgörande för värmepumpens kondenseringstemperatur är då returledningstemperaturen. Även här finns önskemål om en låg kondenseringstemperatur, för att erhålla en hög värmefaktor. Genom att minska flödet i värmesystemet kan en låg returtemperatur erhållas.

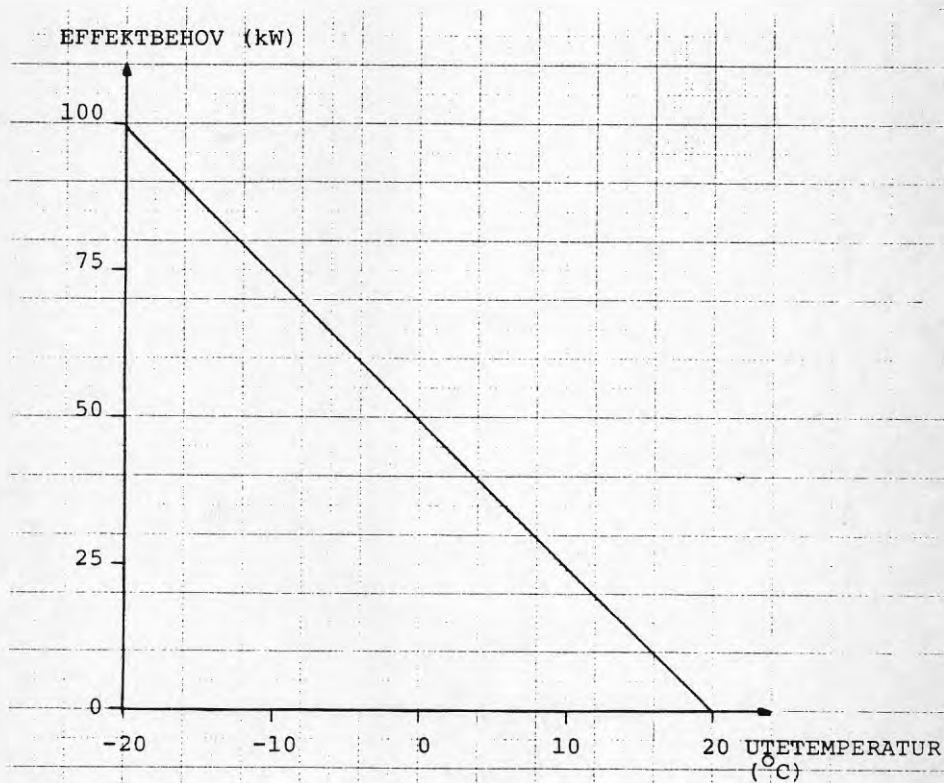
Projektets målsättning har varit att om det är

lönsamt och tekniskt lämpligt att ändra flödet i värmesystemet, enligt ovan. Detta skulle innebära ett högt flöde då värmepumpen täcker hela värmebehovet och ett lågt flöde då tillsatsvärmekällan också är i drift.

### 3 BERÄKNING AV FLÖDESÄNDRINGENS BETYDELSE VID OLIKA VÄRMEPUMPSTORLEKAR

#### 3.1 Förutsättningar

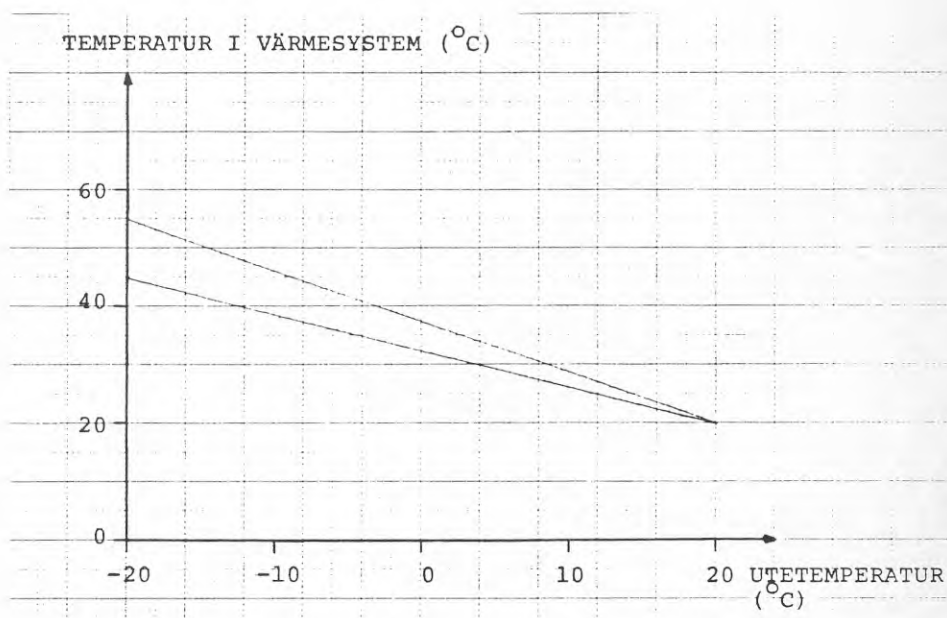
Flödesförändringens betydelse för årsvärmefaktorn har beräknats i ett antaget värmesystem med 100 kW effektbehov vid  $-20^{\circ}\text{C}$  utomhustemperatur och 0 kW effektbehov vid  $+20^{\circ}\text{C}$ . Värmesystemet har vidare antagits vara dimensionerat för temperaturerna  $55/45^{\circ}\text{C}$  vid  $-20^{\circ}\text{C}$  ute. Se figur 3.1 resp. 3.2.



Figur 3.1. Värmesystemets effektbehov vid olika utomhustemperaturer.

Beräkningarna har gjorts för tre olika värmepumpsstorlekar, 20 kW, 40 kW och 60 kW.

Värmepumparna har antagits vara av uteluftstyp och med en med utetemperaturen linjärt avtagande effektagivning, så att effekten vid  $+20^{\circ}\text{C}$  är tre gånger större än vid  $-20^{\circ}\text{C}$ .



Figur 3.2. Fram- och returtemperaturer i värmesystemet.

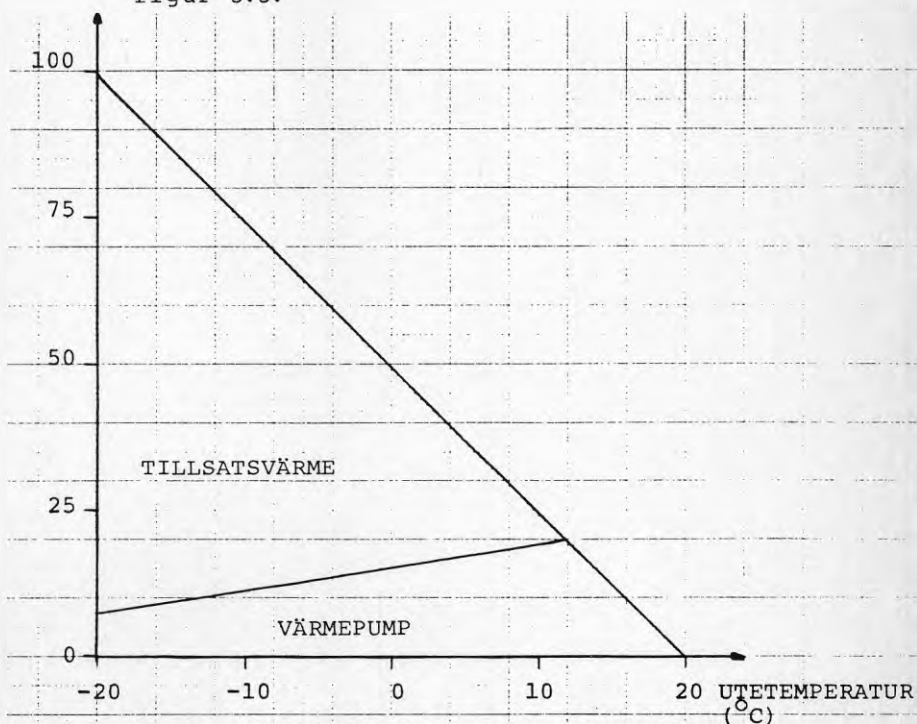
Värmefaktorn har beräknats med sambandet  $0.55 \times (273 + t_f + 5)/(t_f - t_u + 10)$ , där  $t_f$  är värmepumpens utgående temperatur och  $t_u$  är utomhustemperaturen, båda i  $^{\circ}\text{C}$ .

Maximal värmefaktor har antagits vara 5.50.  
.pa

Flödesminskningen vid övergång från monovalent värmepumpsdrift till bivalent drift har antagits vara 50%, d.v.s. halva flödet. Värmesystemets temperatur vid  $-20^{\circ}\text{C}$  blir då  $60/40^{\circ}\text{C}$ .

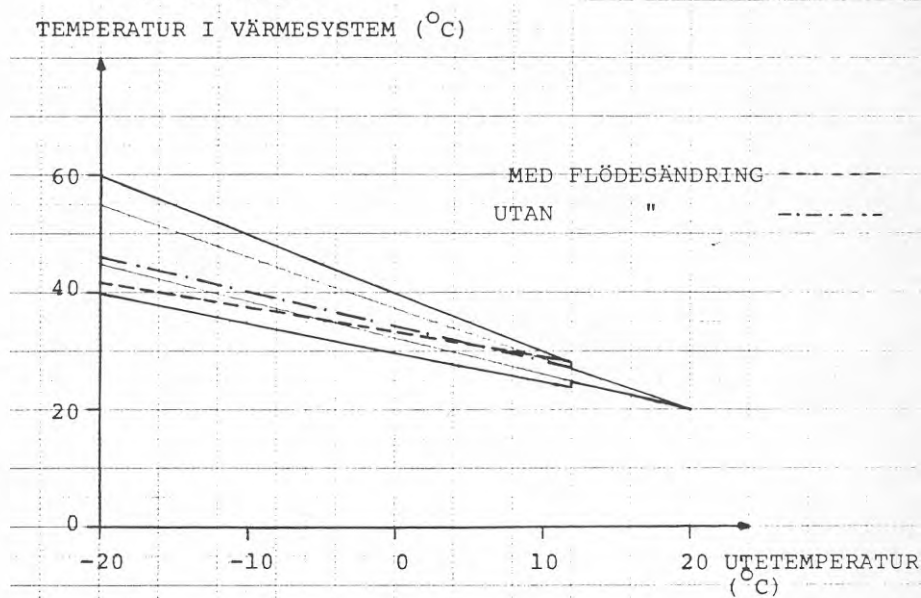
### 3.2 20% Värmepump

I det första beräkningsfallet har antagits att värmepumpen kan avge 20 kW värmeeffekt. Det innebär att värmepumpen ensam klarar effektbehovet ned till en utomhustemperatur på  $+12^{\circ}\text{C}$ . Värmepumpens effektavgivning sjunker linjärt med utomhustemperaturen och är vid  $-20^{\circ}\text{C}$  7.5 kW, se figur 3.3.



Figur 3.3. Värmepumps- och tillsatseffekt vid 20% värmepump.

Om flödet inte skulle ändras då tillsatsvärme-källan går in skulle den utgående temperaturen från värmepumpen följa den streck-prickade linjen i figur 3.4. Minskas flödet till hälften följer den utgående temperaturen den streckade linjen. Av figur 3.4 framgår att den streckade linjen under större delen av utomhustemperatur-intervallet ligger under den streck-prickade linjen. Detta innebär att värmepumpens kondenserings-temperatur är lägre i det streckade driftfallet än i det streck-prickade. Värme-faktorn är då högre. Metoden att minska flödet till hälften är således gynnsam för värmepumpen i detta beräkningfall. Detta framgår också av tabell 3.1.



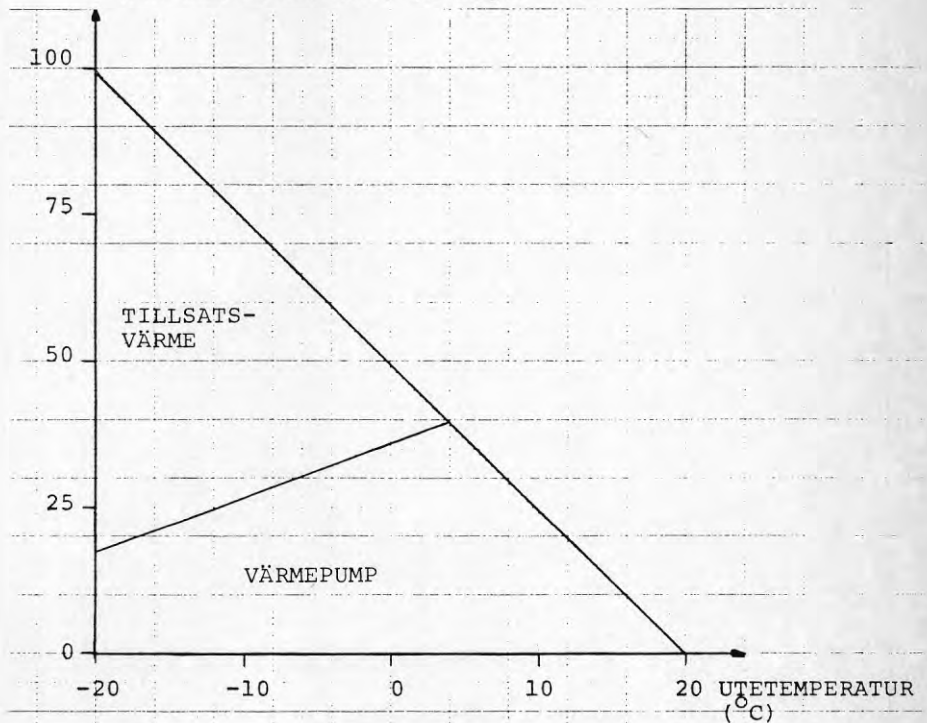
Figur 3.4. Värmesystemets temperaturer vid 20% värmepump.

Tabell 3.1. Effekter och värmefaktorer vid 20% värmepump.

	Utan flödes- ändring	Med flödes- ändring
Drivelenergi	25.935 kWh	25.785 kWh
Värmeavgivning	117.319 kWh	117.319 kWh
Tillsatsenergi	175.161 kWh	175.161 kWh
Summa värmeenergi	292.480 kWh	292.480 kWh
Värmefaktor	4.52	4.55

### 3.3 40% Värmepump

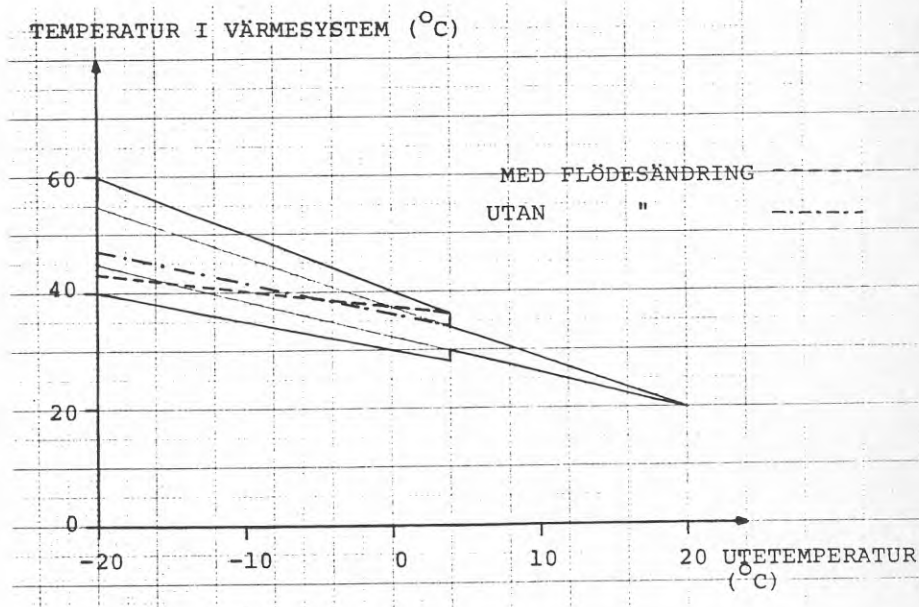
Är värmepumpens maximala effektavgivning 40 kW kan den ensam klara värmesystemets effektbehov ned till +4°C ute, se figur 3.5.



Figur 3.5. Värmepumps- och tillsatseffekt vid 40% värmepump.



Effekten från värmepumpen vid  $-20^{\circ}\text{C}$  är i detta fall 17.5 kW. Även här har framledningstemperaturen från värmepumpen markerats i ett temperaturdiagram, se figur 3.6, som en streck-prickad linje vid fallet utan flödesändring och som en streckad linje vid flödesändring.



Figur 3.6. Värmesystemets temperaturer vid 40% värmepump.

I diagram 3.6 kan utläsas att flödesändringen medför gynnsammare driftförhållanden för värmepumpen vid utomhustemperaturer under  $-5^{\circ}\text{C}$ . Vid högre temperaturer är förändringen till nackdel.



Energier och värmefaktorer för detta beräkningsfall redovisas i tabell 3.2.

Tabell 3.2. Effekter och värmefaktorer vid 40% värmepump.

	Utan flödes- ändring	Med flödes- ändring
Drivelenergi	59.854 kWh	61.124 kWh
Värmeavgivning	212.051 kWh	212.051 kWh
Tillsatsenergi	80.429 kWh	80.429 kWh
Summa värmeenergi	292.480 kWh	292.480 kWh
Värmefaktor	3.54	3.47

### 3.4 60% Värmepump

Om värmepumpen är så stor att den kan avge 60% av maximala värmebehovet klarar den ensam värmeförsörjningen ned till  $-4^{\circ}\text{C}$  ute, se figur 3.7.

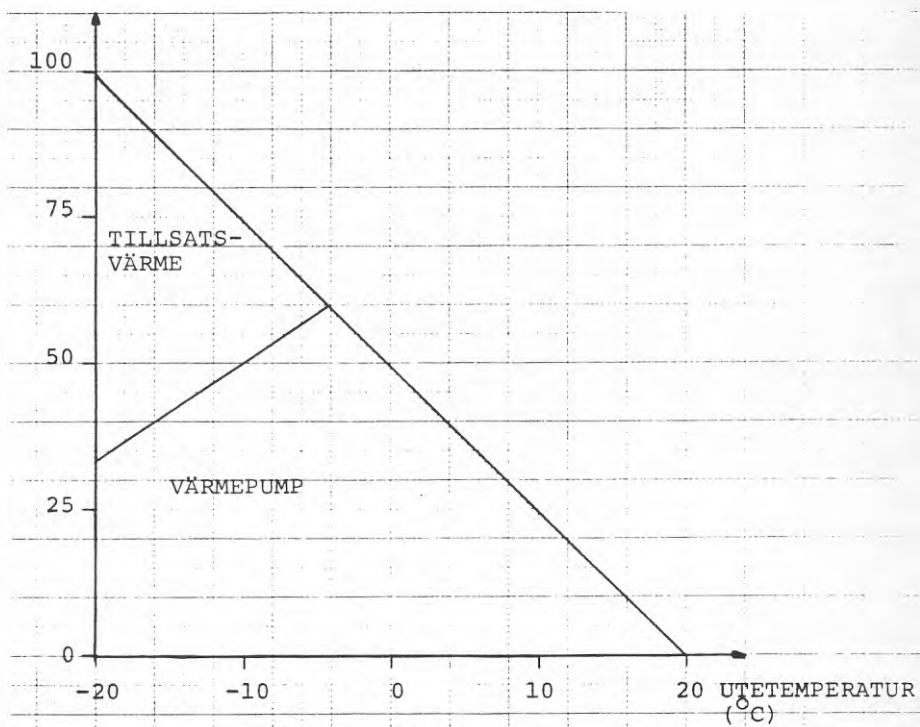
På samma sätt som i de tidigare fallen, 20% och 40%, har temperaturen ut från värmepumpen i de båda fallen, med och utan flödesändring, markerats i ett temperaturdiagram, figur 3.8.

Fördelar med flödesändringen föreligger här endast vid de allra lägsta utomhustemperaturerna, under  $-16^{\circ}\text{C}$ .

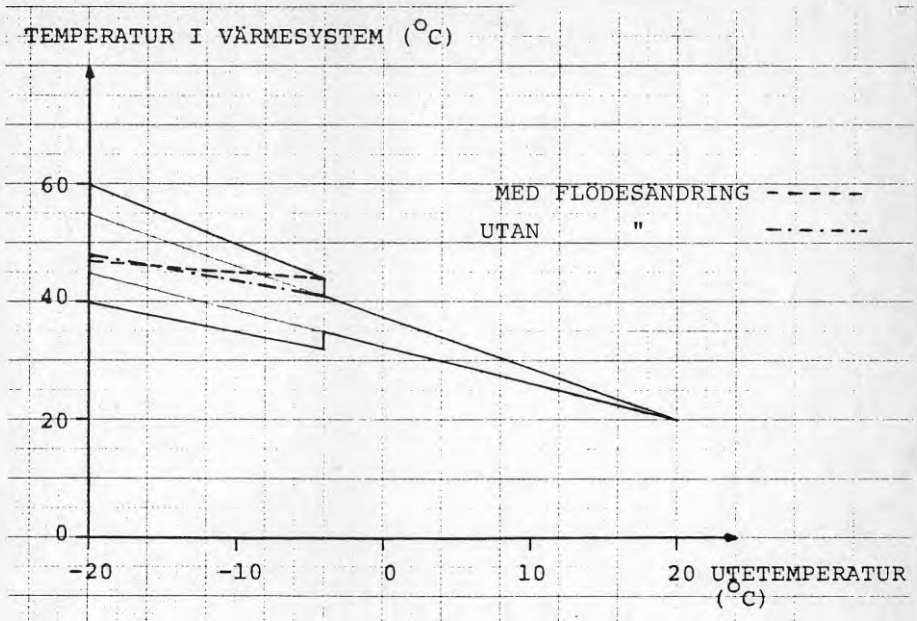
De energier och värmefaktorer som beräknats i detta fall återfinns i tabell 3.3.

Tabell 3.3. Effekter och värmefaktorer vid 60% värmepump.

	Utan flödes- ändring	Med flödes- ändring
Drivelenergi	86.322 kWh	87.362 kWh
Värmeavgivning	272.901 kWh	272.901 kWh
Tillsatsenergi	19.579 kWh	19.579 kWh
Summa värmeenergi	292.480 kWh	292.480 kWh
Värmefaktor	3.16	3.12



Figur 3.7. Värmepumps- och tillsatseffekt vid 60% värmepump.



Figur 3.8. Värmsystemets temperaturer vid 60% värmepump.

### 3.5 Slutsatser från beräkningarna

Beräkningarna har visat att metoden att minska flödet till hälften, vid övergång från monovalent till bivalent drift, leder till en bättre årsvärmefaktor endast då värmepumpens effektavgivning är liten i förhållande till det maximala värmeeffektbehovet. Den värmefaktorförbättring som kan åstadkommas är emellertid ytterst blygsam, ca 1%, och relativt det totala värmebehovet

är förbättringen försumbar.

Slutsatsen från beräkningarna är att det ur årsvärmefaktorsynpunkt inte finns någon anledning att ändra flödet i värmesystemet vid övergång från monovalent till bivalent drift.

#### 4 FLÖDESÄNDRINGENS INVERKAN PÅ VÄRMESYSTEMET

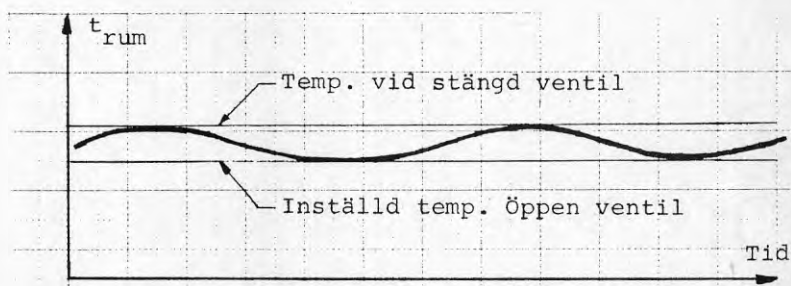
Den idag mest använda formen av energisparande automatik utgörs av väderkompensatorer i kombination med termostatiska radiatorventiler. Väderkompensatorn med tillhörande givare och ventiler utgör värmesystemets centrala styrning. Rätt inställd styr väderkompensatorn automatiskt värmesystemets framledningstemperatur optimalt i förhållande till utomhustemperaturen och byggnadens värmebehov. Framledningstemperaturen styrs så att den inte blir högre än vad som är nödvändigt för att radiatorernas värmeavgivning skall klara den på radiatortermostaterna inställda rumstemperaturen. Genom att styra framledningstemperaturen på detta sätt begränsar man möjligheten till överuppvärmning samtidigt som förlusterna från rörledningsnätet reduceras. Vidare medför en lägre fram- och därmed högre returledningstemperatur att radiatorytan utnyttjas väl med en jämn värmeavgivning vilket kan ha betydelse för komforten. Dessutom har man möjligheten att via den centrala automatiken sänka rumstemperaturen under vissa perioder.

Radiatortermostaterna utgör värmesystemets individuella reglerutrustning och har till uppgift att upprätthålla individuellt konstanta rumstemperaturer genom att de leder mer eller mindre

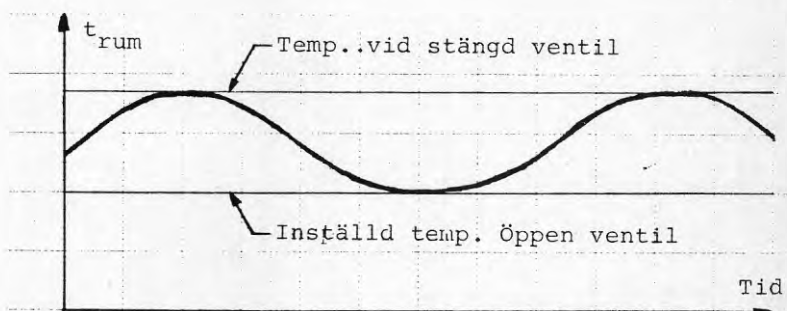
vatten genom radiatorerna allt eftersom belastningen för de olika rummen varierar. De styr således värmeuttaget från radiatorerna så att man hela tiden utnyttjar den s.k. gratisvärmens från solinstrålning, människor hushållsmaskiner m m på bästa sätt. I takt med att en byggnads isoleringsgrad förbättras kommer gratisvärmens att utgöra en allt större andel av totala värmebehovet och därmed ökar samtidigt nyttan av att reglera rumstemperaturen automatiskt. Storleken av den värmemängd som kan sparas beror av radiatortermostaternas regleringslager och därmed deras förmåga att hålla rumstemperaturen konstant vid varierande belastningar. Det är därför av största vikt att man vid konstruktionen dimensionerar värmesystemet på ett riktigt sätt.

Under förutsättningen att ett värmesystem är riktigt dimensionerat med avseende på radiatorer, radiatortermostater och värmebehov kommer det genom radiatorn att strömma ett dimensionerande vattenflöde. Utifrån detta vattenflöde väljer man radiatorventil samt dimensionerar nödvändiga strypningar i returledningarna. För att radiatorventilen skall ge en stabil reglering är det viktigt att den har ett rimligt P-band, ex 2 °C, effektlinje är karaktäristik och stor auktoritet. P-bandet anger den temperatur-

höjning som krävs för att flytta radiatortermos-  
tatens kägla från en lyfthöjd motsvarande det  
dimensionerade flödet till helt stängd ventil.  
Se figur 4.1 och 4.2.



Figur 4.1. Rumstemperaturens variation vid litet p-band.



Figur 4.2. Rumstemperaturens variation vid stort p-band.

Stor auktoritet innebär att tryckfallet över  
reglerventilen skall vara ungefärligen lika



stort som tryckfallet över hela den av ventilen reglerade kretsen vid fullt öppen ventil.

I praktiken kan det dock vara svårt att uppfylla dessa krav, speciellt vid befintliga system med stora skillnader i tryckfall över radiatorventilerna vid nominellt flöde eftersom urvalet av termostatventiler med olika  $k_v$ -värden för en och samma rördimension är begränsat. Det blir då nödvändigt att förse returkopplingarna med strypningar för att försäkra sig om att samtliga radiatorer förses med det maximala vattenflöde som svarar mot maximalt värmebehov.

Vidare undviker man att flödet genom små radiatorer blir högre än det dimensionerade på bekostnad av flödet genom de större samtidigt som flödet genom radiatorerna närmast pumpen kan begränsas så att dessa inte drar ett fort stort flöde när reglerventilerna öppnar för fullt. Detta kan annars resultera i att vattencirkulationen genom radiatorerna närmast pumpen ökar p g a trycköverskott samtidigt som cirkulationen genom radiatorerna längst bort avtar eller t.o.m. upphör med ojämn värmefördelning som följd. Strypningarna får dock inte bli alltför stora då tryckfallen över reglerventilen respektive radiatorkretsen i övrigt bör vara av samma storleksordning för att auktoriteten och därmed



reglerförmågan hos ventilen skall vara god.

När värmetilskottet av s.k. gratisvärme är så stort att det täcker byggnadens värmebehov strävar reglerventilerna att stänga helt. Reglerventilerna kommer i detta fall att utsättas för ett differenstryck motsvarande pumpens tryckuppsättning vid dämnda punkten om den inte kan gesitt flöde till andra apparater. Eftersom reglerventilen utgörs av ett fjädrande element riskerar man därvid att differenstrycket blir så stort att den inte orkar tät samtidigt som regleregenskaperna försämras väsentligt då totaltrycket och därmed tryckfallet över strypningen i returkopplingen ökar (auktoriteten minskar). Vid högt totaltryck och stora tryckfall över ventiler och strypningar kan det även uppstå oljud i systemet vilket förstärks av panelradiatorerna som utgör utmärkta membran. För att undvika dessa olägenheter bör rörsystemet dimensioneras så att det inte finns stora trycköverskott att strypa bort och därefter bör huvudledningar och stamledningar vara någorlunda riktigt dimensionerade medan kopplingsledningar bör ha snävare dimensioner. Genom att dimensionera rörsystemet på detta sätt får man således ett måttligt pumptryck och en hygglig fördelning av det ständigt varierande flödet vilket i kombination med den centralt utetemperaturtyrda fram-

ledningstemperaturen utgör förutsättningen för regleringen av rumstemperaturer.

Med utgångspunkt från vad som ovan sagts framgår det att funktionen i värmesystem med termostatiska reglerventiler är starkt beroende av de dimensionerande pumptryck och flöden som valts vid konstruktionen. Om man förutom optimal värmeavgivning från värmesystemet dessutom vill anpassa detta så att en värmepump ges optimala arbetsförhållanden innebär detta att vattenflödet i systemet skall styras så att returtemperaturen från radiatorerna blir så låg som möjligt när värmepumpen ensam inte klarar hela värmebehovet. Sänkt returtemperatur medför vid konstant värmeavgivning att framledningstemperaturen stiger samtidigt som vattenflödet minskar. Variationerna av vattenflöden och totaltryck i systemet samt differenstryck över reglerventilerna kommer i detta fall att öka i förhållande till ett värmesystem utan denna anpassning vilket medför att dimensioneringen av detta försvårar. Reglerventiler som dimensionerats för ett bestämt driftsförhållande kan under dessa förutsättningar komma att bli antingen för stora eller för små vid andra driftsförhållanden.

För stor ventil innebär att P-bandet, d v s den temperaturändring som krävs för att helt stänga ventilen, blir litet, regleringen instabil och

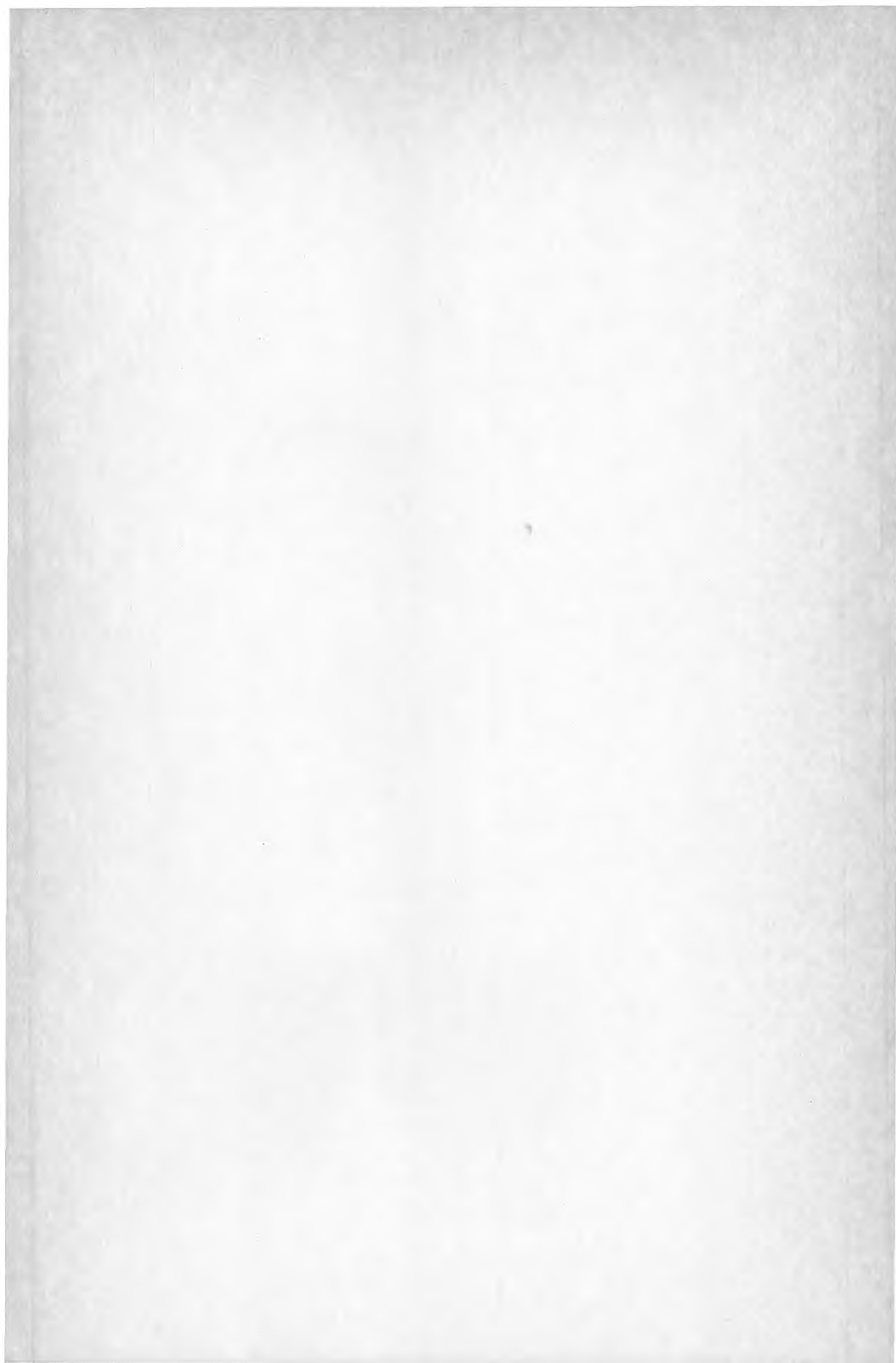
systemet känsligt för störningar som exempelvis kallras. Blir ventilen för liten medför detta i stället att P-bandet blir för stort med stora variationer i rumstemperatur som i följd.

Förutsättningarna för en god reglering av rumstemperaturerna i ett värmesystem med termostatiska reglerventiler och ständigt mer eller mindre varierande flöden kommer således att försämrats om returtemperaturen från radiatorsystemet och därmed flödet i detta även skall styras så att en värmepump ges lägsta möjliga kondenseringstemperatur när dess värmeavgivning inte motsvarar aktuellt värmebehov.

















**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 840115-0  
från Statens råd för byggnadsforskning till Hugo Theorells  
Ingeniörsbyrå AB, Solna.**

**R100: 1985**

**ISBN 91-540-4419-7**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6705100**

**Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang**

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

**Cirkapris: 25 kr exkl moms**