Rapport SGC 113

Jämförelse mellan konventionell gaspanna och värmepump med inbyggd gaspanna

©Svenskt Gastekniskt Center - November 2000

Johan Hult Jens Jonasson
MALMÖ HÖSKOLA

Rapport SGC 113 ISSN 1102-7371 • ISRN SGC-R--113--SE

SGC Svenskt Gastekniskt Center AB

Sammanfattning

Denna rapport behandlar en sedan början på 1990-talet ny produkt för uppvärmning av småhus. Auto Term 660 A, som produkten heter, är en komplett enhet för värme- och varmvattenproduktion samt ventilation. Den tar tillvara energin som finns i frånluften med hjälp av en värmepump. När inte värmepumpens kapacitet täcker behovet startas en integrerad gaspanna. Den tillvaratagna och tillförda energin återförs dels till huset genom radiatorvattensystem men också till tappvarmvattenberedaren. Denna så kallade värmepumpspannan är tillverkad av IVT Elektro Standard i Katrineholm.

En teknisk analys av värmepumpen är gjord för att illustrera dess prestanda och funktion. Värmepumpens värmefaktor är beräknad till 2,9 vid låga framledningstemperaturer och 2,4 vid tappvarmvatten produktion eller höga framledningstemperaturer. Frånluftstemperaturen sänks i förångaren från rumstemperatur ner till ca –5 °C.

Styr- och reglersystemet i Auto Term 660 A använder sig av kontinuerliga reglerloopar för att minska översvängningar och därmed även minska el- och naturgasförbrukningen. Dessa loopar löper kontinuerligt vid drift och styr vilka effektlägen som gaspannan och värmepumpen ska köras på.

Gaspannan är tillverkad av Primus och modellen heter 2600. Dess prestanda är inte fullt så god som en kondenserande gaspanna men detta kompenseras av rökgaskondensering i värmepumpens förångardel. I medeltal är förbränningsverkningsgraden på gaspannan vid maxlast (10,6 kW) 93,8 % och vid mineffekt (3,4 kW) 88,5 %.

I rapporten ingår en beskrivning av ett s.k. referenshus. Här visas hur de grundläggande energiberäkningarna för en fastighet görs. Med hjälp av energiberäkningarna och uppgifter från byggherren beräknas en belastningskurva för referenshuset. Därmed är referenshusets generella energianvändningsstruktur bestämd. Förbrukningsstrukturen dygnsvis bestäms av förbrukaren. Naturgasanvändningen bestäms till stor del av hur förbrukningsmönstret för tappvarmvatten ser ut.

Auto Term 660 A är relativt dyr att installera. Det är en ny produkt som har haft en del barnsjukdomar under de första åren. Dessa två faktorer har gjort Auto Term 660 A något dyrare än beprövade system som direktel eller gaspanna.

När det gäller emissioner från produktens naturgaspanna är det utsläppen av kolmonoxid som är mest påtagliga. Utsläppen av kolmonoxid uppkommer vid dåliga förbränningsförhållanden. Gaspannan är väldigt känslig för damm och dylikt, vilket hindrar flödet av förbränningsluft till brännkammaren.

Kunderna har tillfört rapporten ytterligare en dimension med sina åsikter om komfort och tillgänglighet. Kunden önskar en bättre service och mer information om den nya produkten i deras energisystem.

Innehållsförteckning

1 Inledning ____ *1*

1.1 Syfte och målsättning ____ **1**

1.2 Avgränsningar ____ **1**

2 Allmän funktionsbeskrivning av Auto Term 660 A ____ *2*

3 Princip- och flödesbeskrivning ____ *2*

3.1 Vattensystemet ____ **2**

3.1.1 Kondensorn ____ 3

3.1.2 Konvektionsytorna ____ 3

3.1.3 Trevägsventilen ____ 4

3.2 Luftens väg från huset och genom systemet ____ **4**

3.2.1 Frånluft blir avluft ____ 5

3.2.2 Förbränningsluft och luftfaktor ____ 5

4 Värmepumpens funktion ____ *7*

4.1 Kondensorn ____ **7**

4.2 Kompressorn ____ **8**

4.3 Förångaren ____ **8**

4.4 Expansionsventilen ____ **10**

4.5 Övriga komponenter ____ **10**

4.6 Beräkningar ____ **10**

4.6.1 Verkningsgrader ____ 11

4.6.2 Massflöden ____ 11

4.6.3 Värmefaktorer ____ 12

4.7 Slutsats ____ **14**

5 Gaspannans prestanda ____ *15*

5.1 Auto Term 660 A:s gaspanna i förhållande till vanliga gaspannor ____ **15**

6 Referenshuset ____ *16*

6.1 Teoretiska grunder för beräkningar kring referenshuset ____ **16**

6.2 Referenshusets egenskaper ____ **18**

6.3 Referenshusets belastningskurva ____ **20**

7 Redovisning av verkliga förbrukningsdata ____ *21*

7.1 Konvertering från elpanna till konventionell gaspanna ____ **21**

7.2 Auto Term 660A gas respektive elförbrukning ____ **22**

7.3 Gaspanna jämfört med värmepumpspanna ____ **24**

7.4 Slutsatser ____ **25**

8 Analys av naturgasförbrukningen ____ *26*

8.1 Förbrukningsstyrande faktorer ____ **26**

8.1.1 Värmebehov ____ 26

8.1.2 Styrsystemet ____ 27

8.1.3 Tappvarmvatten ____ 29

8.2 Gasförbrukning ____ **30**

8.3 Slutsats ____ **37**

8.4 Totalverkningsgrad ____ **37**

9 Ekonomisk analys ____ *38*

9.1 Priset för eluppvärmning 39
9.1.1 Installationskostnader 39
9.2 Priset för uppvärmning med naturgas 39
9.2.1 Installationskostnader 39
9.2.2 Service och besiktningskostnad 39
9.3 Simulering av referenshusets totalkostnader 40
9.4 Slutsats 42
10 Jämförande Miljöanalys *42*
10.1 Laboration och mätningar 42
10.2 Laborationsresultat 42
10.3 Effektberäkning 43
10.4 Slutsatser av miljöanalys 44
11 Intervjuer med kunder *45*
11.1 Kundens åsikt om komforten i huset 45
11.2 Tekniska problem 46
11.3 Övriga synpunkter 47
12 Referenser *48*

Bilagor

Bilaga 1 H-log P diagram över driftfall 1
Bilaga 2 H-log P diagram över driftfall 2
Bilaga 3 Temperatur- och trycktabell för propan
Bilaga 4 Översiktsbild på gaspannans olika komponenter
Bilaga 5 Översiktsbild på gaspannans olika komponenter
Bilaga 6a Genomskärningsbild av gaspannan
Bilaga 6b Namn till bilaga 6a
Bilaga 7 Ekonomikalkyl
Bilaga 8 Naturgasens sammansättning och tekniska data

1 INLEDNING

I början av 1990 introducerade Elektro Standard en ny produkt på den svenska villamarknaden. Produkten kallas Aques 660 A och är en frånluftsvärmepump kombinerad med en integrerad gaspanna. Grundtanken med detta energisystem var att förse huset med värme, ventilation och varmvatten samt att inkludera alla delar i en och samma enhet. Efterhand som fler Aques installerats har frågeställningar kring förbrukningsmönstret och dess funktion uppstått hos både gasleverantörerna och den enskilda kunden.

Aques 660 A eller som den numera heter, Auto Term 660 A, är idag installerade i ett hundratal villor i södra Sverige och rekommenderas av flera byggföretag vid nybyggnation. Därför ansågs det viktigt att en oberoende utredning av denna produkt görs.

Tillvägagångssättet för detta examensarbete har varit:

- Analysering av drift- och förbrukningsuppgifter från el- och gasleverantörer.
- Utredning av funktion, ekonomi och miljöaspekter.
- Diskussion med servicepersonal.
- Inhämtning av teknisk information från tillverkaren.
- Hembesök hos kunder, där enklare frågor ställts.

1.1 Syfte och målsättning

Syftet är att på ett objektivt och explicit sätt spegla en hittills outforskad nisch inom energiförsörjningssystem för villor. Kunder och energileverantörer ska ges den information som de saknar kring dessa så kallade värmepumpspannor och dess energianvändning.

Målsättningen med examensarbetet är att driftmässigt och energimässigt utvärdera och analysera installerade värmepumpspannor. För att belysa produktens effektivitet jämförs värmepumpspannorna med vanliga gaspannor. Helhetsbilden av systemets funktion är en viktigt del av analysen. Kundens erfarenheter av produkten är en annan central del i den totala analysen. Ytterligare en målsättning är att klarlägga ekonomiska för- och nackdelar för den enskilde konsumenten.

1.2 Avgränsningar

Tekniska avgränsningar är gjorda p.g.a. bristande information om värmepumpspannornas dimensionerande uppgifter.

I denna rapport är det huvudsakligen skillnader och förhållanden mellan olika system som ska illustreras. Därför är inte akribin av avgörande karaktär.

2 ALLMÄN FUNKTIONSBESKRIVNING AV AUTO TERM 660 A

Elektro Standard började utveckla en kombinerad frånluftsvärmepump och gaspanna. Resultatet blev Aques 660 A som numera heter Auto Term 660 A. Idén till detta energisystem grundar sig i att endast en enhet ska förse hela huset med både ventilation, värme och tappvarmvatten. Ventilationen styrs av en frånluftsfläkt som suger ut luften ur huset. Innan den rumstempererade luften lämnar huset leds den genom en värmeväxlare. Denna värmeväxlare utgör värmepumpens förångare. Värmepumpens kondensor värmer i sin tur upp tappvarmvatten eller radiatorvattnet till lämpliga temperaturer. När effektuttaget blir för stort för att värmepumpen ska kunna ge rätt temperaturer så startas gasbrännaren.

Gasbrännareffekten kan regleras till tre olika effekter.

- Brännarsteg 1: 3,4 kW Total värmepumpseffekt: 5,4 kW
- Brännarsteg 2: 7,2 kW Total värmepumpseffekt: 9,2 kW
- Brännarsteg 3: 10,6 kW Total värmepumpseffekt: 12,6 kW

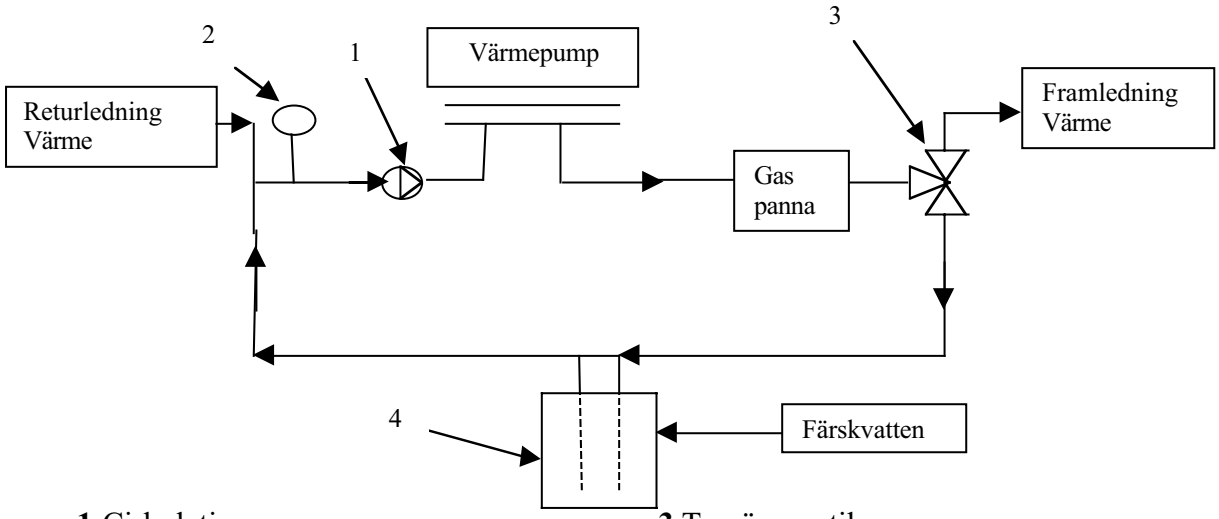
Gasbrännaren är av premix-karaktär, vilket betyder att naturgasen och primärluften blandas innan förbränningen. Detta gör att förbränningstemperaturen blir lägre och därmed erhålls lägre NO_x-halter i rökgaserna.

De värmeväxlande ytorna ovanför och runt om själva brännaren kallas primärvärmeväxlare. I sekundärvärmeväxlaren som är placerad horisontellt gentemot förbränningskammaren överförs den största energin från rökgaserna till vattnet. Efter sekundärvärmeväxlaren leds avgaserna över till förångardelen på värmepumpen. Här kondenseras en del av vattenångan i avgaserna vilket innebär att ytterligare värme utvinns. Avgaserna som lämnar förångaren har en temperatur på ca 40°C men när gasbrännaren inte är igång så lämnar luften förångaren med en temperatur på ca -5°C.

3 PRINCIP- OCH FLÖDESBESKRIVNING

3.1 Vattensystemet

Flödet i radiatorkretsen erhålls med hjälp av cirkulationspumpen [1] figur 3.1.1. Detta flöde kan variera mellan olika installationer men minimiflödet som pumpen ska ge är ca 90 l/h. Detta minflöde är till för att säkerställa kondensering och avkylning av köldmediet i kondensorn. För att konstanthålla flödet även när alla radiatorer är avstängda finns en tryckstyrd överströmningsventil monterad så att radiatorvattnet kan återcirkulera. När returtemperaturen från radiatorkretsen överstiger 50°C stoppas kompressorn. För att återstarta kompressorn krävs att returtemperaturen sjunker under 47°C. Detta återstartsförfarande sker helt automatiskt med hjälp temperaturgivaren [2] (figur 3.1.1).



1 Cirkulationspump
2 Temperaturgivare
3 Trevägsventil
4 Varmvattenberedare

Figur 3.1.1: Flödesschema på Auto Term 660

3.1.1 KONDENSORN

Efter cirkulationspumpen [1] finns en plattvärmeväxlare. Denna plattvärmeväxlare är värmepumpens kondensor. Det är här värmeväxling sker mellan köldmediet propan och vatten. Trycket och temperaturen i kondensorn varierar beroende på driftförhållande. Kondensorns funktion analyseras vidare i senare kapitel.

3.1.2 KONVEKTIONSYTORNA

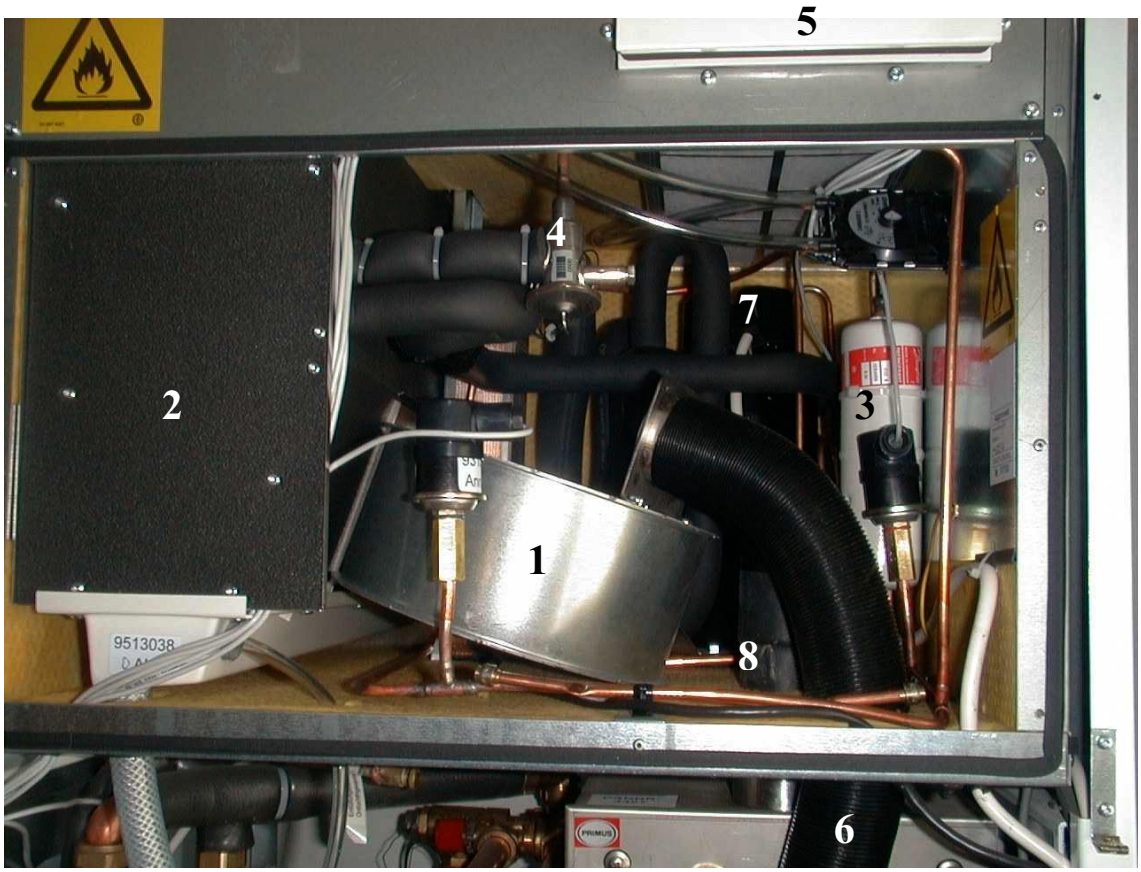
Från kondensorn leds vattnet till gaspannans värmeväxlande ytor. Motströms förhållande råder mellan vattnet och avgaserna för att kunna kyla rökgaserna så mycket som möjligt. Konvektionsdelarna som nämnts tidigare består av två olika värmeväxlare, en primärvärmeväxlare och en sekundärvärmeväxlare. Första värmeväxlaren fungerar som brännkammare. Värmeväxlaren är av tubrörstyp. I denna värmeväxlare sjunker temperaturen på avgaserna till ca 300°C. Avgaserna leds direkt från primärvärmeväxlaren till sekundärvärmeväxlaren. Denna består av sju seriekopplade kamflänsrör i aluminium, vilka med sin stora yta sänker avgastemperaturen till strax ovanför daggpunkten, dvs ca 50°C. Avgaserna leds sedan in till värmepumpens förångare där kondensation sker. Eventuell kondensation kan även ske i sekundärvärmeväxlaren, vilket inte innebär några problem då denna är dränerad.

3.1.3 TREVÄGSVENTILEN

För att säkerställa varmt tappvatten före värme på radiatorerna så ligger varmvattenberedaren [4] (fig. 3.1.1) först i prioriteringslistan. När önskad temperatur uppnåtts på vattnet i beredartanken så kopplar trevägsventilen [3] (fig. 3.1.1) om till att styra ut vattenflödet till radiatorsystemet. Den lilla mängd vatten som finns i systemet gör att en ganska snabb reglering av tappvatten temperaturen erhålls.

3.2 Luftens väg från huset och genom systemet

I Boverkets Byggregler anges minsta tillåtna antal luftomsättning per utrymme och timme. Ur detta kan totalt volymflöde luft per timme för varje enskilt utrymme beräknas. Det största volymflödet är det från våtutrymme t.ex. badrum. Det är värmepumps installatörens uppgift att ställa in rätt varvtal på frånluftsfläkten (se bild 3.2.1) så att rätt flöde tas från huset och varje enskilt frånluftsdon. Luft från spisfläkt eller liknande får ej anslutas till frånluftssystemet på grund av risken för igensättning av filter och förångare.



1 Frånluftsfläkt **3** Recipient **5** Filter **7** Kompressor

2 Förångare **4** Expansionsventil **6** Primärluftsintag **8** Skorsten/Avgasrör

9 Kondensor

Bild 3.2.1 Frånluftsfläkt (blänkande plåt) med primärluftsintag (svart plaströr)

3.2.1 FRÅNLUFT BLIR AVLUFT

Frånluften sugs ur huset och trycks genom förångaren för att slutligen lämna huset i avluftskanalen. Skillnaden mellan frånluft och avluft är energiinnehållet och därmed också temperaturen. Frånluftstemperaturen är relativt konstant och ligger runt 20-23°C. Avluftstemperaturen efter förångaren kan variera mellan -5°C utan gaspanna och när gaspannan körs på maxeffekt erhålls en temperatur på ca 40-50°C. Dessa variationen påverkar naturligtvis förångaren och dess prestanda.

3.2.2 FÖRBRÄNNINGSLUFT OCH LUFTFAKTOR

Innan luften passerar förångaren så tas en del som förbränningsluft (se bild 3.2.1) till gaspannan. Gaspannan har en egen luftfläkt (se bild 3.2.2.1) för att tillgodose förbränningens behov. Denna luftfläkt varvtalsstyrs ej och därmed inte heller mängden luft till förbränningen.

1 Sekundärvärmeväxlare **2** Förbränningsluftsfläkt **3** Skorsten/Avgasrör
4 Rökgasanalysuttag

Bild 3.2.2.1: Gaspannans luftfläkt

En komplikation av att inte förbränningsluftflödet styrs är att vid dellast-förhållanden kommer ett större luftöverskott att erhållas. Skillnaden mellan luftfaktorn vid max.effekt och min.effekt visas i tabell 3.2.2.1.

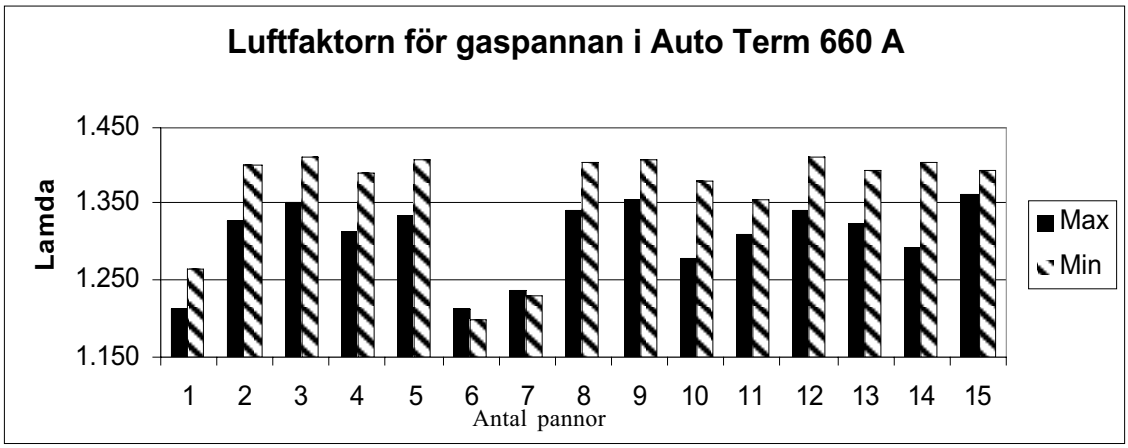


Diagram 3.2.2.1: Auto Terms gaspannans luftöverskott

I diagram 3.2.2.1 kan ses att vid maxeffekt erhålls ett luftfaktor på ca 1,3. Vid mineffekt erhålls dock ett högre genomsnitt på ca 1,35 – 1,4. Undantag finns givetvis men de genomsnittliga värdena kvarstår och bekräftar skillnaden mellan max- och mineffekt. Luftfaktor för en kondenserande gaspanna med styrning av förbränningsluften kan beskådas i diagram 3.2.2.2.

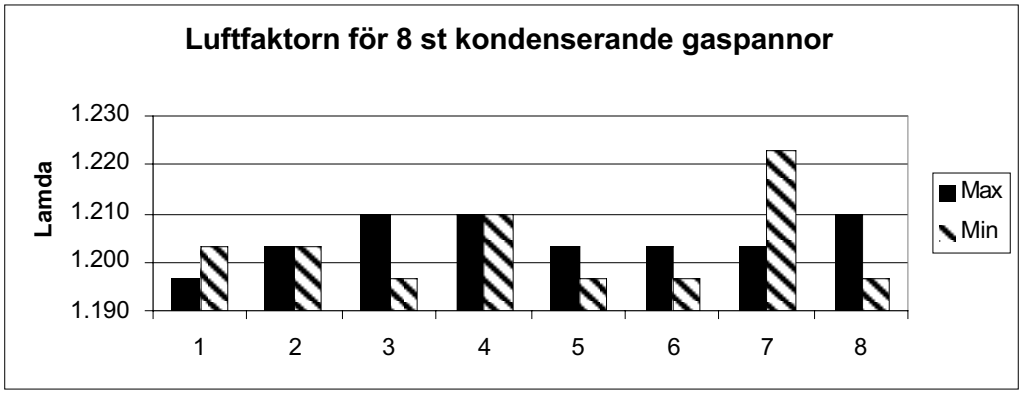


Diagram 3.2.2.2: Viessmann Eurolas luftöverskott

Genomsnittet vid max- och mineffekt är i stort sett samma men ligger ca 10 % lägre än för gaspannan i Auto Term 660. Det ska dock tilläggas att dessa mätvärden är tagna från protokoll och uträknade med schablonvärde på lufttemperatur och fukthalt. Därför ska dessa siffror inte ses som exakta utan istället som genomsnittliga värden som ska tolkas för att belysa ett förhållande. Andelen luft som strömmar genom förbränningsutrymmet utan att tillföra syre till förbränningen anses som en förlust p.g.a. att denna luft värms från t.ex. 20°C och lämnar en kondenserade panna med ca 40°C. Denna förlust kompenseras dock i Auto Term 660. Luften lämnar systemet med lägre temperatur jämfört med en vanlig konventionell gaspanna.

4 VÄRMEPUMPENS FUNKTION

Svårigheter med att få fram dimensionerande data från tillverkaren har gjort att vissa uppgifter har antagits efter diskussion med serviceman [ref 1]. Värmepumpen har en enkel konstruktion (bild 4.1).

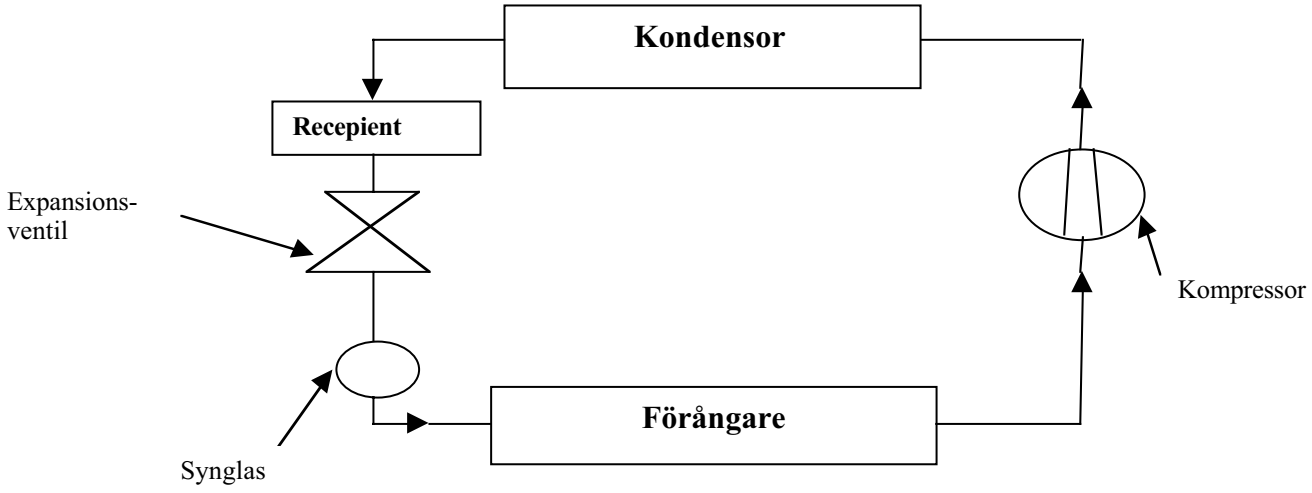


Bild 4.1: Översiktsbild över Auto Term 660 A värmepump

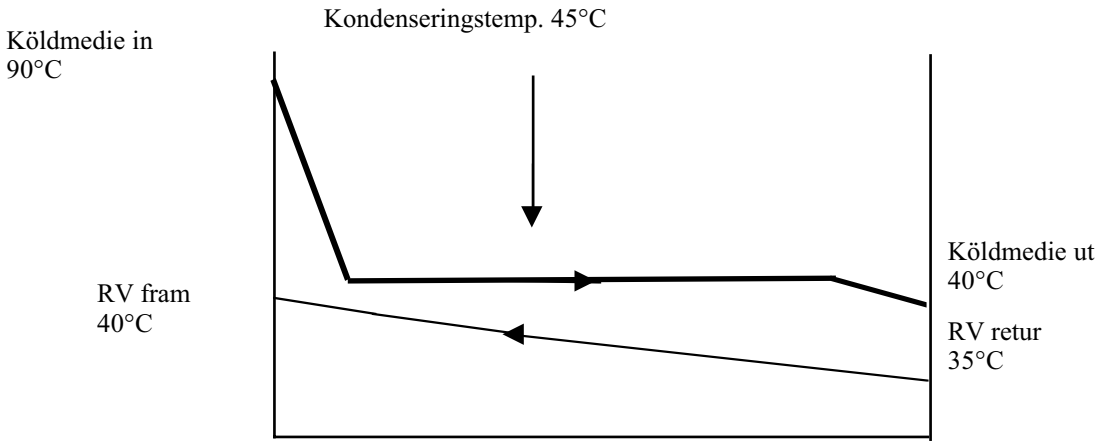
Enkelheten i konstruktionen gör att den är driftsäker och pålitlig. Enligt Olle Jönsson [ref 1] har ett par kompressorer fått bytas ut. Kompressorhaverierna har troligen förorsakats av att smörjoljan har lösts upp av propanet. Efter byte av smörjoljan har inte detta problem återkommit.

4.1 Kondensorn

Kondensorn är en lödd plattvärmeväxlare från företaget SWEP AB och modellen heter CBE B8. B8an är av rostfritt stål (AISI 316) och kopparlödd.

Enligt projekteringsunderlaget [ref 2] är den avgivna maxeffekten i kondensorn 2 kW. Efter att ha undersökt och fotograferat Auto Term 660 A:s olika komponenter, så startade en diskussion med Olle Jönsson [ref 1] kring kondensor storleken. Vid närmare undersökning visade det sig att dimensioneringen antagligen är gjord för vätska till vätska förhållanden, inte som det verkliga förhållandet, med en blandning av överhettad gas och en mix av vätska och gas på primärsidan samt endast vätska på sekundärsidan. Enligt Alfa Lavals dimensioneringsprogram [ref 3] skulle maxeffekten på en liknande växlare som B8an vara ca 4 kW med vätska/vätska förhållande. Enligt Olle Jönsson [ref 1] sker det ingen eller en ytterst liten underkylning i kondensorn. Recipienten ska säkerställa att ingen gas leds vidare till expansionsventilen. Alltså kan det uteslutas att överdimensioneringen härstammar i vilja att underkyla köldmediet. Vad denna överdimensionering beror på kan t.ex. vara priset. Priset är i stort sett är det samma för en 4 kW lödd plattvärmeväxlare som en på 2 kW [ref 4].

Med överdimensioneringen i åtanke kan sägas att kondenseringstemperaturen styrs av framledningstemperaturen dvs att kondenseringsarean är så stor att köldmedium och radiatorvattnet antar samma temperatur. Köldmedie- och radiatorvattentemperaturerna i kondensorn illustreras i figur 4.1.1. Försök att återge rätt area för respektive mediums förändringar är också gjorda. Temperaturerna gäller under normala tillståndsförändringar när framledningstemperaturen på 40°C, d.v.s. börvärdet är styrande.



Figur 4.1.1: Temp.-area diagram över kondensorn

Ur driftsäkerhetssynpunkt stoppas värmepumpen under 15 minuter om kondenseringstemperaturen överstiger 65°C. Händer detta ytterligare 7 gånger inom 4 timmar, stoppas värmepumpen och tillåts inte starta igen. Detta kontrolleras av en högtrycksvakt. 65°C ger ett kondenseringstryck på 23 bar (a). Önskas högre framledningstemperatur startar gaspannan.

4.2 Kompressorn

Kompressorn är en hermetisk kolvkompressor. Ingen styrning av kompressorn sker förutom om returtemperaturen på cirkulationsvattnet överstiger 50°C. Då stängs den av. Enligt projekteringsunderlaget [ref 2] är eleffekten till kompressorn 0,69 kW.

4.3 Förångaren

I förångaren överförs energin från frånluften och avgaserna från gaspannan till köldmediet. Frånluftsfläktens flöde ställs in av installatören så att de på byggnadsritningen förutbestämda flödena från respektive frånluftsdon erhålls. Antalet luftomsättningar per timme ska också uppfyllas. I moderna välisolerade hus ska som diskuterats i senare kapitel den totala luftvolymen bytas ut mot ny ”friskluft” varannan timme [ref 11] dvs 0,5 omsättningar / timme. Ett hus med en total volym på ca 300 m^3 blir luftflödet 150 m^3/h, men i hus där värmeåtervinning finns ökas den totala luftomsättningen något. I referenshuset (se kap 6) antas ett luftflöde på ca 180 m^3/h (se kap. 6). Temperaturen på frånluften efter förångaren sänkas maximalt ned till – 5°C. Den effekt som finns att tillgå i förångare beräknas i formel (4.3.1) nedan:

$$P_{från} = \dot{V} * \delta_{luft} * Cp_m * (t_{ut} - t_{in}) \qquad Cp_m = (1{,}276 + 1{,}189)/2 \quad Cp_m = 1{,}23$$
$$P_{från} = 180/3600 * 1{,}23 * 1{,}005 * (20 - (-5)) \qquad (4.3.1)$$
$$P_{från} = 1{,}545 \quad kW$$

(Värde hämtade ur Data och diagram [ref 6])
Inomhustemperaturen i medeltal enligt besöksprotokollen är 22°C i stället för 20°C vilket har används i beräkningarna ovan . Detta betyder att mer effekt finns att tillgå för förångaren enligt beräkningen nedan.

$$P_{från} = 180/3600 * 1{,}23 * 1{,}005 * (22 - (-5))$$
$$P_{från} = 1{,}669 \quad kW \qquad (4.3.2)$$

Vilka data som har används vid dimensionering är inte kända, men effekten är minst 1,55 kW under normala förhållanden.

När gaspannan startar stiger temperaturen på luft och avgasblandningen. Temperaturen efter förångaren varierar beroende på vilket effektsteg gasbrännaren körs på. Köldmediets temperaturen variera också dock inte lika mycket. Expansionsventilen med dess termiska styrning av flödet i kretsen reglerar flödet så att rätt överhettning erhålls på gasen ut från förångaren (se bild 4.3.1). Därmed tas endast den effekt upp i förångaren som behövs för att säkerställa/ge rätt överhettningstemperatur.

Förångare analyseras inte vidare då uppgifter om dess konstruktion saknas. Förångaren är helt omsluten av ett finmaskigt filter som endast får tas av vid reparationer. Problem har uppstått när detta filter ej varit intakt. Kondensavloppet har täppts igen av dammpartiklar eller liknande. Detta problem kan även bero på för dålig lutning på dräneringslangen.

Värmeväxling mellan köldmedium och luft sker motströms i förångaren. Anledningen till detta är att så låg temperatur som möjligt önskas på avluft. Förångningstemperaturen och kondenseringstemperaturen varierar beroende på driftförhållande och om tappvarmvatten eller radiatorvatten ska värmas. I diagram 4.3.1 illustreras temperaturförändringarna i förångaren samt vilken area respektive växling behöver.

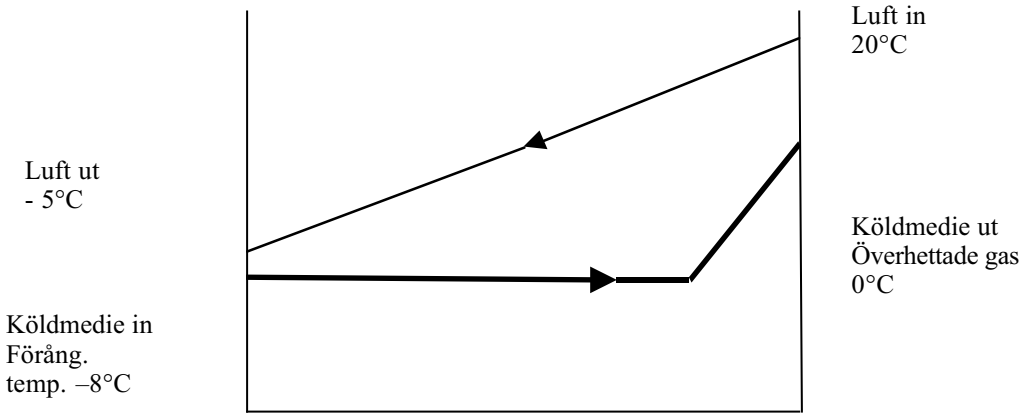


Diagram 4.3.1: Temp/area diagram över förångaren

Dessa temperaturer är ej exakta men antas för att beräkna massflöden, verkningsgrader och värmefaktorer.

Vid frostbildning i förångaren minskar värmeöverföringen från luft till köldmedium. När detta inträffar stängs värmepumpen av i 15 minuter. Frånluftsfläkten fortsätter att förse förångaren med rumstemporerad luft vilket gör att eventuell frost/is smälter och dräneras bort. Om värmepumpen stoppas 9 gånger under 4 timmar tillåts den ej starta på nytt. Detta är en säkerhetsfunktion för att förhindra vätskeslag i kompressorn. Återstart kan endast utföras av auktoriserad serviceman.

4.4 Expansionsventilen

Efter recipienten återfinns expansionsventilen som ska sänka kondenseringstrycket till förångningstrycket men även styra massflödet i kretsen. Expansionsventilen styrs termiskt med mätpunkten efter förångaren. Där kontrolleras att överhettning av gasen har skett (se bild 4.1.1). Enligt serviceman [ref 7] har 12 bars tryckfall över expansionsventilen uppmätts vid framledningstemperatur 40°C. Tryckfallet variera för olika driftfall men enligt Mikael H Scott [ref 19] är variationen inte mer 2-3 bar uppåt eller nedåt.

4.5 Övriga komponenter

Synglas, torkfilter och recipient är komponenter som måste ingå i en värmepumpsanläggning.

Recipienten eller köldmediebehållaren är placerad direkt efter kondensorn för att säkerställa att endast mättad vätska når expansionsventilen. Recipienten ska rymma hela mängden av köldmediet för att underlätta vid service eller liknande (se bild 4.1.1).

I ett värmepumpssystem ska ett torkfilter finnas. Placeringen är innan expansionsventilen. Uppgiften är att absorbera fukt och eventuella syror för att minska risken för korrosion på rör och andra komponenter. Större partiklar fastnar också i filtret.

Efter torkfiltret sitter synglaset (se bild 4.1.1), som är till för att visuellt kunna kontrollera köldmediets kondition.

4.6 Beräkningar

Vid frånluftstemperatur 20°C och framledningstemperatur på 35°C har värmepumpen en värmeeffekt (avgiven i kondensorn) på 2,0 kW. Vidare är det angivet i projekteringsunderlaget [ref 2] att kompressorns eleffekt är 0,69 kW. Dessa värden ger en värmefaktor (COP_t) på ca 2,9.

4.6.1 VERKNINGSGRADER

Från elmotor till kompressorn antas en total verkningsgrad på 95 %. Uppdelat över bl a lager- och värmeförluster. Detta ger en teoretisk tillförd effekt på köldmediet på 0,69 * 0,95 = 0,66 kW.

Överföringsförlusterna i förångaren och kondensorn anses obefintlig. Kondensorn [9] (Se bild 3.2.1.1) är placerad i frånluftsutrymmet nära frånluftsfläkten. Det som går förlorat i kondensorn är ett tillskott till frånluften.

Isentropverkningsgraden definieras och beräknas nedan.

Ingen förlust över expansionsventilen (isentalpisk expansion).

4.6.2 MASSFLÖDEN

4.6.2.1 Köldmedieflöde

Den isentropiska verkningsgraden varierar beroende på driftförhållande. Värmepumpen konstrueras för ett specifikt driftförhållande medan den verkliga driften varierar. Detta gäller också kompressorn där den isentropiska verkningsgraden uppkommer. Det enda sättet att bestämma isentropverkningsgraden utan dynamiska mätningar är att räkna.

Utgångspunkten för beräkning av massflöden i köldmediekretsen är förångnings- och kondenseringstemperaturen. Uppgifter angående tryckrörstemperaturen har insamlats vid hembesök hos kunder. Alla värmepumpspannorna hade en tryckrörstemperatur omkring 87°C d.v.s. temperaturen på köldmediet efter kompressorn.

Tryckrörstemperaturen ger, tillsammans med kondenseringstrycket, entalpin på den överhettade gasen som lämnar kompressorn ($h2_{verk}$). I bilaga 1 kan alla entalpier avläsas. Isentropverkningsgraden kan beräknas ur formel (4.6.2.1)

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{verk}}$$

$$\eta_{is} = \frac{(h2_{is} - h1)}{(h2_{verk} - h1)} \Rightarrow \frac{(660 - 590)}{(730 - 590)} \qquad (4.6.2.1)$$

$$\eta_{is} = 0{,}5$$

Massflödet kan beräknas ur ekvation (4.6.2.2). Propanet antas lämna kondensorn i mättad vätskefas:

h_{ut} = 320 kJ/kg hämtat ur tabell (se bilaga 3)

$$Q_{kond} = \dot{m} * (h2_{verk} - h_{ut})$$
$$Q_{kond} = 2 \quad kW$$
$$\dot{m} = \frac{2}{(730 - 320)} \qquad (4.6.2.2)$$
$$\dot{m} = 0{,}0049 kg/s$$

I föregående kapitel analyserades temperaturerna kring förångaren. För att kontrollera att massflödet i beräkningen (4.6.2.2) stämmer med vad som fordras från förångaren, görs en liknande beräkning (4.6.2.3) över förångaren.

$$h_{in} = 320 kJ/kg$$
$$h_{ut} = 590 kJ/kg$$
$$\Delta h = 270 kJ/kg$$
$$\dot{m} = 0{,}0049 kg/s \qquad (4.6.2.3)$$
$$Q_{för} = \dot{m} * \Delta h$$
$$Q_{för} = 1{,}32 \quad kW$$

Skillnaden mellan den uppgivna förångningseffekten 1,31 kW och den beräknade effekten 1,32 kW utgör endast ett fel på 0,01 kW. Därmed är det bevisat att massflödet relaterar till de givna effekterna för kompressor, förångare och kondensor.

4.6.2.2 Vattenflöde

Minsta massflödet på sekundärsidan (radiatorvattensidan) är konstant och angivet i projekteringsunderlaget [ref 2] till 90 kg/h. Det kommer av som diskuterats tidigare att säkerställa avgivning av ca 2 kW i kondensorn. Flödet kan ändras av installatören. Det finns tre steg att välja mellan. Beroende på om huset har radiatorer på övervåningen eller kanske endast golvvärme så kan rätt massflöde ställas in.

4.6.3 VÄRMEFAKTORER

Det finns en rad olika definitionen på värmefaktorn. Den vanligaste är den Termiska värmefaktorn som illustrerar hur mycket energi som erhålls per enhet tillförd energi. Nedan redogörs för vad branschen i stort använder för olika värmefaktorer. COP står för *Coefficient Of Performance.* Index anges för att ange uträkningssätt.

T1 = högsta temp. i processen i Kelvin
T2 = lägsta temp. i processen i Kelvin
Q_{kond} *= avgiven effekt i kondensorn*
E_{komp} *= Tillförd effekt till köldmediet i kompressorn*
E_{mot} *= Tillförd effekt till motorn som driver kompressorn*
Δh_{kond} *= entalpi differensen över kondensorn*
Δh_{komp} *= entalpi differensen över kompressorn*

$$COP_t = \frac{Q_{kond}}{E_{mot}} \qquad Termiska \quad värmefaktorn$$

$$COP_d = \frac{\Delta h_{kond}}{\Delta h_{komp}} \qquad Diagram(h - \log - p) \quad värmefaktorn$$

$$COP_c = \frac{T_1}{(T_1 - T_2)} \qquad Carnot \quad värmefaktorn$$

$$\eta_{et} = \frac{COP_t}{COP_c} \qquad Carnotverkningsgraden$$

Ur energihushållningssynpunkt och prestanda mässigt är det intressant att beräkna värmefaktorer vid olika driftförhållanden. Då det inte har gjorts några dynamiska mätningar kan exaktheten i resultaten diskuteras. Målet den 3 nedanstående driftfallen är att vissa förhållanden inte exakta värden.

<u>Driftfall 1</u> (framledningstemperaturen 40°C till radiatorsystemet):

$$h_{2verk} = 730 \quad kJ/kg$$

$$h_{kut} = h_{fin} = 320 \quad kJ/kg$$

$$h_{fut} = 590 \quad kJ/kg$$

$$\dot{m} = 0{,}0049 \quad kg/s$$

$$COP_t = \frac{Q_{kond}}{E_{mot}} \Rightarrow \frac{2}{0{,}69} \qquad COP_t = \quad 2{,}89$$

$$COP_d = \frac{\Delta h_{kond}}{\Delta h_{komp}} \Rightarrow \frac{(730 - 320)}{(730 - 590)} \qquad COP_d = \quad 2{,}93$$

$$COP_c = \frac{T_1}{(T_1 - T_2)} \Rightarrow \frac{318}{(318 - 265)} \qquad COP_c = \quad 6{,}0$$

$$\eta_{et} = \frac{COP_t}{COP_c} \Rightarrow \frac{2{,}89}{6{,}0} \qquad \eta_{et} = \quad 0{,}48$$

Dessa är framtagna för ett specifikt driftförhållande. Under mindre gynnsamma förhållande sjunker värmefaktorn. Detta exemplifieras nedan.

<u>Driftfall 2</u> (tappvarmvatten produktion):

Tkond = 55°C => kondenseringstryck 19 bar (a). För att kunna beräkna detta exempel måste ett antagande görs. Det är att tryckfallet över expansionsventilen är ganska konstant. I detta exempel används 14 bars tryckfall över expansionsventilen. Då erhålls förångningstrycket 5 bar (a) och förångningstemperaturen 3°C (samt 11°C med överhettning). Även tryckrörstemperaturen är konstant 87°C. Entalpin avläses i bilaga 2.

$$h_{2verk} = 720 \quad kJ/kg$$

$$h_{kut} = h_{fin} = 370 \quad kJ/kg$$

$$h_{fut} = 620 \quad kJ/kg$$

$$\dot{m} = 0{,}0049 \quad kg/s$$

$$COP_t = \frac{\dot{m} * \Delta h_{kond}}{E_{mot}} \Rightarrow \frac{0{,}0049 * (720 - 370)}{0{,}69} \qquad COP_t = 2{,}49$$

$$COP_d = \frac{\Delta h_{kond}}{\Delta h_{komp}} \Rightarrow \frac{(720 - 370)}{(720 - 620)} \qquad COP_d = 3{,}5$$

$$COP_c = \frac{T_1}{(T_1 - T_2)} \Rightarrow \frac{328}{(328 - 296)} \qquad COP_c = 10{,}25$$

$$\eta_{et} = \frac{COP_t}{COP_c} \Rightarrow \frac{2{,}49}{10{,}25} \qquad \eta_{et} = 0{,}24$$

Driftfall 3 (gaspannan körs på fulleffekt och varmvatten produktion sker)

När gaspannan körs på fulleffekt (10,6 kW) ökar temperaturen på avluften som sugs genom förångaren. Ca 1/3 av luft som passerar förångaren är varma rökgaser. Temperaturen på luft- och rökgasblandningen innan förångaren är uppskattningsvis ca 40 – 60°C och efter förångaren ca 15 – 30°C. Beroende på att endast den energi som behövs för att kondensera och förånga köldmediet tas upp i förångaren. Värmepumpen påverkas mer prestandamässigt av höjd kondenseringstemperatur än av ändrade yttre förhållande. Värmefaktorn förbättras marginellt från normalt 2,49 vid varmvattenproduktion till 2,8 som erhålls vid låga framledningstemperaturer.

4.7 Slutsats

Föregående kapitels beräkningar av värmefaktorerna visar (se tabell 4.7.1) under vilka driftförhållanden som värmepumpen är bäst. Ju lägre kondenseringstemperatur som krävs desto bättre värmefaktor. Detta gäller till en viss gräns. Förångnings- och kondenseringstemperaturerna varierar beroende på driftförhållanden medan tryckrörstemperaturen är konstant. Detta leder till försämrad värmefaktor och mindre avgiven effekt i kondensorn. Ur energibesparingssynpunkt lämpar sig värmepumpen bäst för golvvärmesystem eller system med låga framledningstemperaturer.

Driftfall 1 (framledningstemp. 40°C)	Driftfall 2 (tappvarmvattenproduktion)
$COP_t = 2{,}89$	$COP_t = 2{,}49$
$COP_d = 2{,}93$	$COP_d = 3{,}5$
$COP_c = 6{,}0$	$COP_c = 10{,}25$
Carnotverkningsgrad = 0,48	Carnotverkningsgrad = 0,24

Tabell 4.7.1 Värmefaktorer och verkningsgrader

5 GASPANNANS PRESTANDA

Gaspannans momentana verkningsgrad mäts vid installationen och efterföljande treårs kontroller. I dessa mätningar räknas verkningsgraden ut med hjälp av rökgasanalys, se kapitel 10. Verkningsgraden och övriga emissions data som erhålls protokollförs och arkiveras av respektive naturgasleverantör. Registreringen av bl .a. verkningsgraden sker vid två olika effekter, dels maxeffekt (10,6 kW) och dels mineffekt (3,4 kW). Diagram 5.1 visar skillnaden i verkningsgrad vid max- och mineffekt. För att belysa hur stor skillnaden är så har medelvärdet beräknats. Medelverkningsgraden vid maxeffekt är 93,8 % och vid mineffekt 88,5 %.

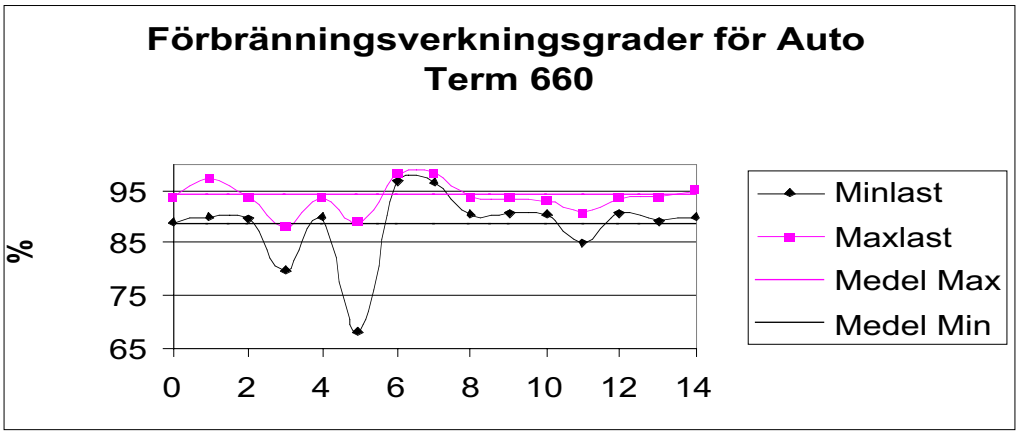


Diagram 5.1: Förbränningsverkningsgraden för 15 st olika Auto Term med medelvärdet infogat.

Gaspannans förbränningsverkningsgrad sjunker med ca 5 % när effekten regleras ner. Anledningen till det kan vara många men en klart bidragande orsak är att inte förbränningsluftfläkten styrs. Andra påverkande faktorer kan t.ex. vara att gaspannan är dimensionerad efter fulleffekt körning och vid konstruktionen har inte hänsyn till drift vid mineffekt körning tagits. Mätpunkten där rökgasanalysen görs på Auto Term 660 A kan ses på bild 3.2.2. Placeringen efter sekundärvärmeväxlaren och innan förångardelen gör att den energi som tas upp i förångaren inte är medräknad i de protokollförda verkningsgraderna. Även kondenseringsenergin i förångaren ger en ökad total verkningsgrad.

5.1 Auto Term 660 A:s gaspanna i förhållande till vanliga gaspannor

I diagram 5.2 visas 3 olika gaspannors förbränningsverkningsgrader. Dessa uppgifter är slumpmässigt utvalda där både installationsåren och lokaliseringen varierar.

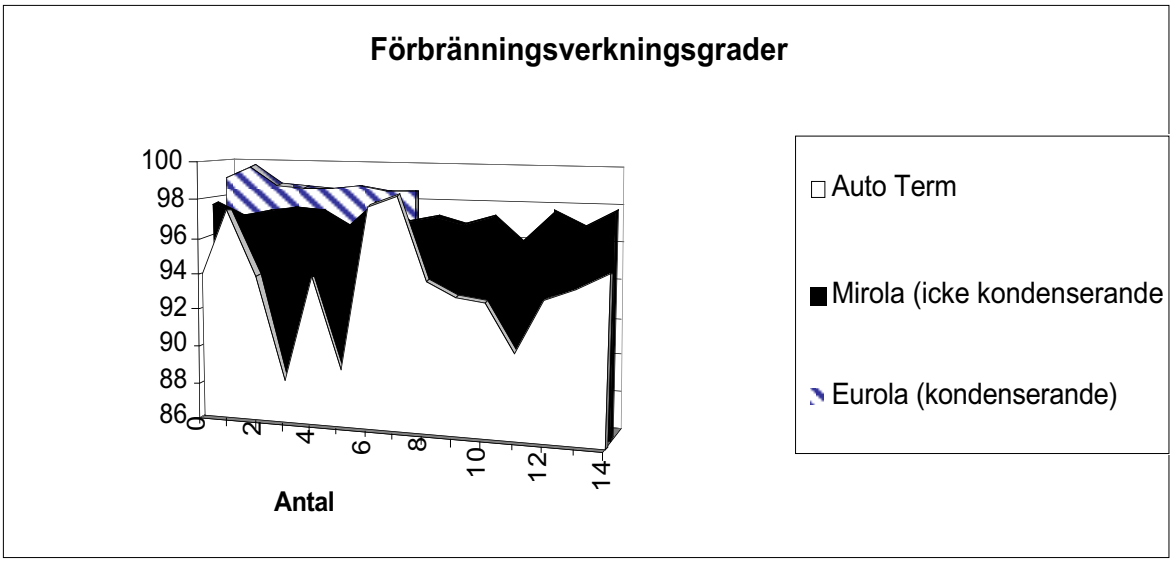


Diagram 5.2: Förbränningsverkningsgraden för tre olika typer av gaspannor

Slutsatsen av diagram 5.2 är att kondenserande pannor har bättre verkningsgrad än icke kondenserande. Observera att endast 8 st Eurola visas i diagrammet. Eurola ligger ca 2 % bättre än Mirola vilket naturligtvis beror på kondenseringen. Reservationer görs, då det är svårt att mäta kondenseringsenergin. Detta gör att Eurola bättrar på verkningsgraden med ytterligare några procent. Ett vanligt förekommande försäljningsargument som tillverkarna använder är att deras gaspanna har en verkningsgrad på över 100 %. Auto Term:s gaspanna är kompakt byggd och har möjligen fått inta en sekundär roll under konstruktionsarbetet och därmed är verkningsgraden lägre. Auto Terms gaspannan är tillverkad av Primus och modellen heter 2600. Uppbyggnaden och genomskärning på gaspannan finns i bilaga 4, 5 och 6.

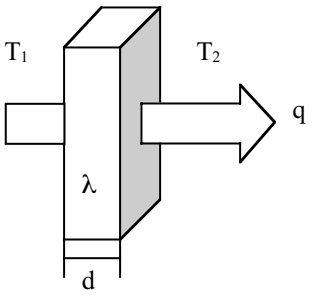
6 REFERENSHUSET

En jämförelse mellan olika förbrukningar där de grundläggande uppgifterna skiljer sig från varandra i form av beteendemönster, byggnadsdata och geografisk placering m.m. är inte möjlig. För att kringgå denna problematik har det valts ett s.k. referenshus där de olika faktorerna fastläggs för att just ge en möjlighet till jämförelse.

6.1 Teoretiska grunder för beräkningar kring referenshuset

Värmeöverföring kan ske på tre olika sätt: ledning, strålning och konvektion. Värmeledning sker i fasta material, t ex metaller. Strålningen sker i det omgivande luftutrymmet. Konvektion kan uppstå på två olika sätt, egenkonvektion eller påtvingad konvektion. Egenkonvektionen framkallas av att en kall gas har högre densitet än en varm gas. Detta gör att den kalla gasen sjunker enligt tyngdlagen och på samma sätt stiger den varma. Denna rörelse ger upphov till värmeöverföring mellan olika medium. Påtvingad konvektion framkallas av fläktar eller vinden.

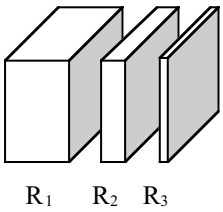
För att beräkna värmeflödet genom byggnadsdelar redovisas här några olika samband. Material i byggnader har olika egenskaper, bl.a. har de olika förmågor att leda värme. Värmekonduktiviteten λ beskriver materialets värmeledningsförmåga. λ används för att beräkna effekten per areaenhet q vid en viss temperaturskillnad T_2-T_1 och materialtjockleken d enligt illustrationen nedan.



$$q = \lambda * \frac{T_1 - T_2}{d} \qquad (6.1.1)$$

Figur 6.1.1: Formel och schematisk illustration för beräkning av q.

En byggnadsdel består ofta av olika skikt. För att förenkla beräkningen av den totala värmegenomgångskoefficienten U används värmemotståndet R. R beskriver varje enskilt skikt för sig enligt figur 6.1.2.



$$R = \frac{d}{\lambda} \qquad (6.1.2)$$

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3$$

Figur 6.1.2: Formel och schematisk illustration för beräkning av R_T.

Nu kan värmegenomgångskoefficienten U beräknas ur sambandet U=1/R. Enheten för U-värdet är W/m^2 *°C. Låga värden på U betyder god isoleringsförmåga. Beteckningen U_p utläses praktiskt U-värde och används ofta vid beräkningar. Den momentana effekten genom byggnaden kan nu beskrivas som:

$$P = U * (T_i - T_u) * A \qquad (6.1.3)$$

För att kunna bestämma transmissionsförlusterna över en tidsperiod exempelvis ett år används ett verktyg i form av så kallade gradtimmar. Gradtimmar är en funktion av medeltemperaturen utomhus, internbidraget och inomhustemperaturen. Interbidraget uppstår genom den värme husets olika komponenter bidrar med. Spisen och invånarna i huset är exempel på sådana komponenter. Husets årliga energibehov beskrivs av formeln:

$$K_t = U * A * \frac{Q}{1000} \qquad (6.1.4)$$

Q beskriver det specifika värmebehovet beroende på inomhustemperaturen och husets geografiska placering.

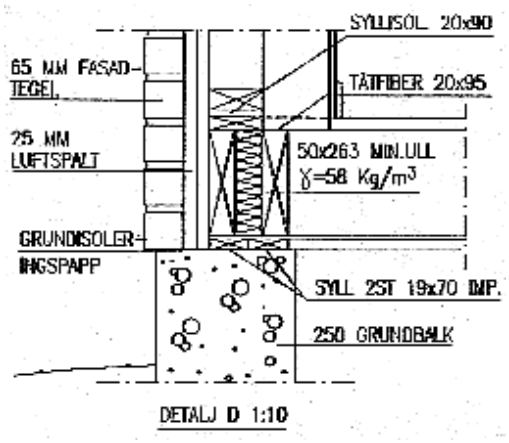
Ventilationsförlusterna består av ventilation och ostyrd ventilation. Den styrda ventilationen bestäms av fläktsystemets kapacitet och den ostyrda ventilationen kan bestå av t.ex. vädring. Ventilationsförlusterna påverkas av husets uppbyggnad och installerat värmesystem.

6.2 Referenshusets egenskaper

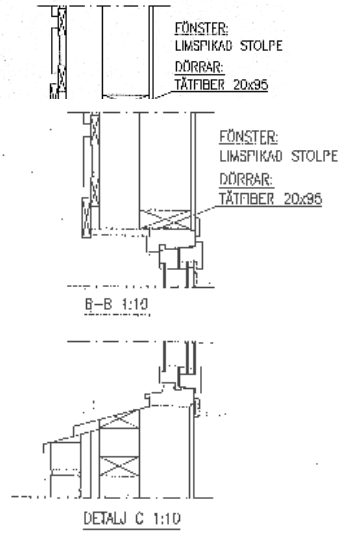
Referenshuset är en villa på 82 m^2 med en inredd vind på 50 m^2. Villan är belägen i ett villaområde i sydvästra Skåne. Villan är byggd 1995 med standardmässiga lösningar. Byggnadsmaterialen är typiska och standardiserade för husbyggnationer av idag. Ytterväggarna består av två olika typer av fasad. Den nedre delen av fasaden är klädd med tegel och de övre med trä. Lösningarna hos äldre hus kan skilja sig markant när det gäller materialval, vilket i sin tur påverkar energiförbrukningen.

Den huvudsakliga värmeförlusten sker genom transmission. Referenshusets olika U-värden kan ses i figur 6.2.1. De skiljer mycket mellan de olika delarnas U-värden. Referenshusets fönster har ett U-värde på 1,55 W/m^2*K medan det övre bjälklaget har ett U-värde på 0,19 W/m^2*K. De olika byggnadsdelarnas area är beräknade av byggherren [ref 8]. För att kunna beräkna vilket behov som utgörs av husets transmissionsförluster bestäms ett totalt U*A för huset. Referenshusets U*A=85,6 W/K. [ref 8].
Ventilationsförlusterna är en viktig del då husets totala energibehov ska beräknas. Husets tilluftsbehov tillfredsställs genom intag i fönsterkarmar. Frånluften styrs med den fläkt vilken återfinns i energienhetens värmepumpsdel. De boendes påverkan är väldigt påtaglig. Generellt behövs ett luftombyte på ungefär hälften av husets totala volym under en timme. Då inomhustemperaturen är bestämd till 20°C är effektbehovet per kubikmeter bestämt, eftersom effektbehovet förhåller sig linjärt mot antalet luftomsättningar och utomhustemperaturen. Med hjälp av husets volym kan energibehovet beräknas under en viss tid. Luftläckaget består av den luft som tar sig igenom olika otätheter i huset

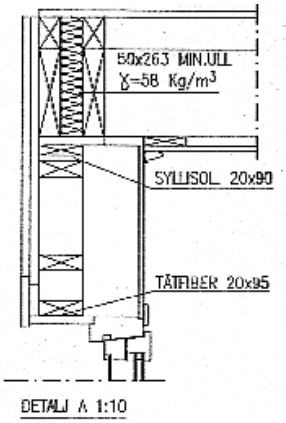
Nedre bjälklag: $U_p = 0{,}26\ W/m^2*K$
$A = 81{,}6\ m^2$



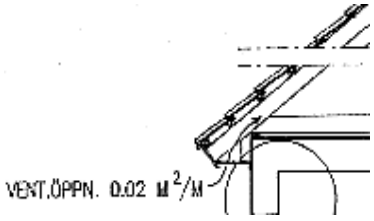
Yttervägg: $U_p = 0{,}21\ W/m^2*K$
$A = 95{,}2\ m^2$



Övre bjälklag: $U_p = 0{,}19\ W/m^2*K$
$A = 31{,}9\ m^2$



Yttertak: $U_p = 0\ W/m^2*K$
Inredd vind: $U_p = 0{,}15\ W/m^2*K$



Fönster: $Up = 1{,}55\ W/m^2*K$
$A = 19{,}0 m^2$

Dörr: $Up = 1{,}05\ W/\ m^2*K$
$A = 2{,}2\ m^2$

Figur 6.2.1: Översikt över utformningen av referenshusets olika byggnadsdelar.

Energibehovsberäkningar för referenshuset är gjorda i programmet [ref 9] se tabell 6.2.1. Eftersom vinden är inredd isoleras yttertaket. Värdet på U_p blir därför högre jämfört med beräkningarna för oinredd vind. Utnyttjad värme från processer och från solen tas med i värmebehovsberäkningen.

Energibehov i kWh/år	
Transmissionsförluster	+8893
Förluster pga luftläckage	+1324
Styrd luftväxling för ventilation	+5918
Utnyttjad värme från sol	-2557
Utnyttjad värme från processer	-5164
Resterande uppvärmningsbehov	+8514
Behov av tappvarmvatten	+4221
Totalt uppvärmningsbehov	12735

Tabell 6.2.1: Referenshusets totala värmebehov

6.3 Referenshusets belastningskurva

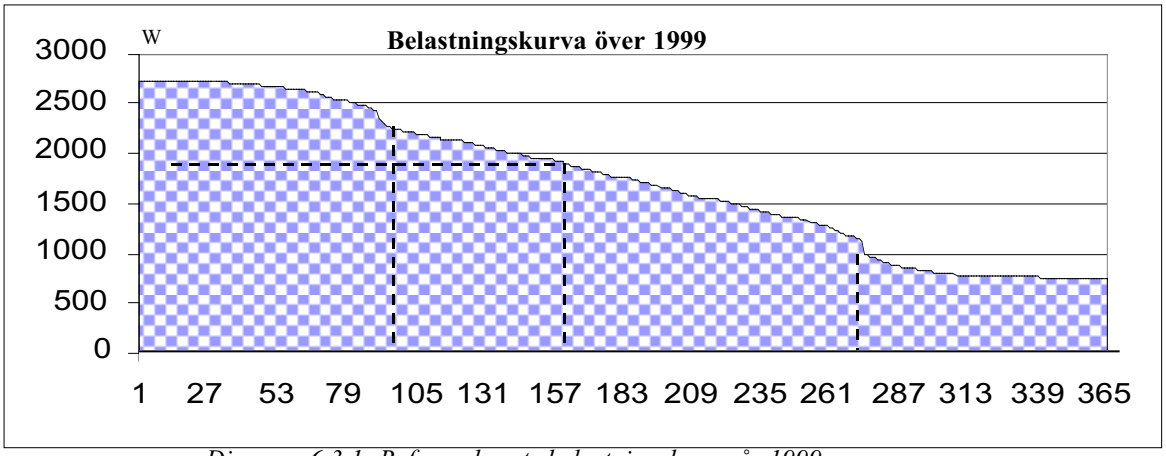


Diagram 6.3.1: Referenshusets belastningskurva år 1999

Belastningskurvan beskriver husets effektbehov över ett år. Husets transmissionsbehov pga husets uppbyggnad och variationen av utomhustemperaturen skapar husets grundbehov.

I belastningskurvan är även ventilationsförluster och övriga förluster inkluderade. För att ge en mer verklighetsanpassad bild av belastningsmönstret har några schablonvärden för dessa förluster beräknats. Eftersom ventilationsförlusterna är större under vintern men däremot kan ses som ett tillskott under sommaren återfinns brytpunkter vid 93 respektive 277 dygn i diagram 6.3.1. Perioden mellan dessa punkter beskriver vår/höst-förhållandet.

I diagram 6.3.1 kan även ses att om Auto Term 660A installerats i referenshuset skulle gaspannan enbart producera energi under ca. 160 dygn eftersom värmepumpen ger effekten 2 kW. Sammanlagt produceras ca 4900 kWh av gaspannan. med en åtgång av 450 m^3 naturgas. För att se hur belastningen påverkas under kortare perioder hänvisas till kapitel 8.

7 REDOVISNING AV VERKLIGA FÖRBRUKNINGSDATA

Sedan mitten på 1980-talet har naturgas använts som bränsle för uppvärmning av villor i södra Sverige. I samband med naturgasens introduktion på den svenska energimarknaden har gasleverantören byggt upp ett fungerande distributionssystem. Med en välfungerande infrastruktur har konvertering från befintligt system till system med gaspanna blivit allt vanligare. Hur konverteringen från el till gas påverkat förbrukningen i ett specifikt område behandlas nedan. Här ges en uppfattning angående förbrukningsmönstret hos Auto Term 660 A grundat på energiförbrukningsuppgifter från de tre senaste åren d.v.s 1997-1999. Liknande objekt jämförs, skillnader lyfts fram och därefter dras slutsatser.

7.1 Konvertering från elpanna till konventionell gaspanna

Vid en jämförelse mellan el och gasförbrukningar används 12 st villor i Helsingborgs kommun. Villorna är av samma karaktär och har konverterat från el- till gaspannor av typen Mirola eller Eurola från Viessmann. De inneboende är huvudsakligen barnfamiljer och har liknande förbrukningsmönster. Villorna är byggda i början av 70- talet och har därför högre förbrukningsdata jämfört med hus av idag.

Förbrukningen då husen använde el är mätt under fem år medan gasförbrukningen endast är mätt under ett år. Denna undersökning visar att förbrukningen i de tolv villorna snarare minskat än ökat. Sju av de tolv villorna hade en lägre årsförbrukning med gaspanna jämfört med el. I genomsnitt har förbrukningen minskat med ca 2366 kWh per år d.v.s. nästan 8%. Elförbrukningen består av både hushållsenergi och uppvärmning.

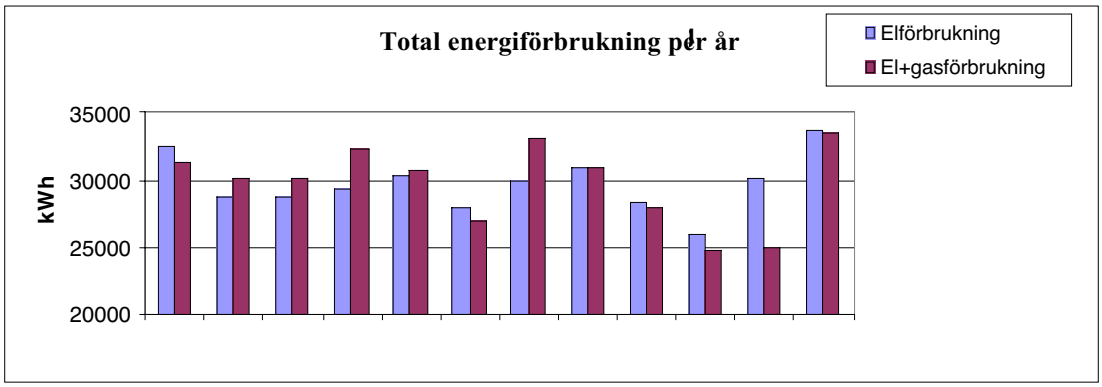


Diagram 7.1.1: Resultatet av konvertering från el till gas.

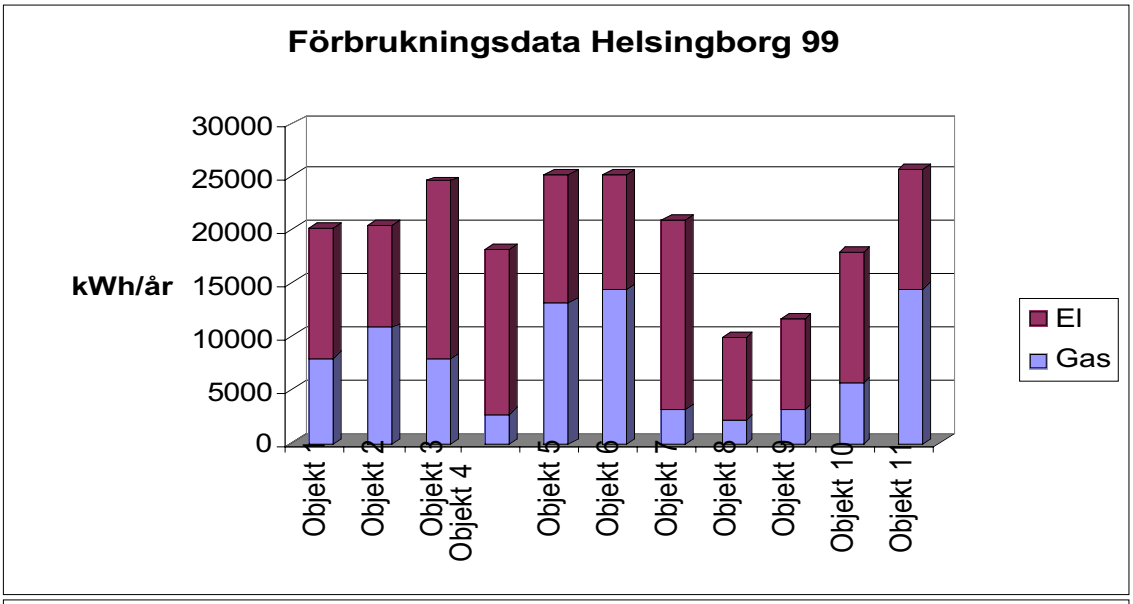
Minskningen kan bero på några olika faktorer. Undersökningen är gjord på två olika typer av installationer. Gaspannorna är av kondenserande eller icke kondenserande karaktär. Den kondenserande gaspannan skall enligt teorin förbruka mindre gas än den icke kondenserande gaspannan. Förbrukningsminskningen skulle även kunna bero på ökad medvetenhet hos kunden. En konvertering framkallar ett intresse hos kunden, främst ekonomiskt. Detta är förmodligen den mest avgörande faktorn i det här fallet. Den ekonomiska aspekten behandlas i ett senare kapitel.

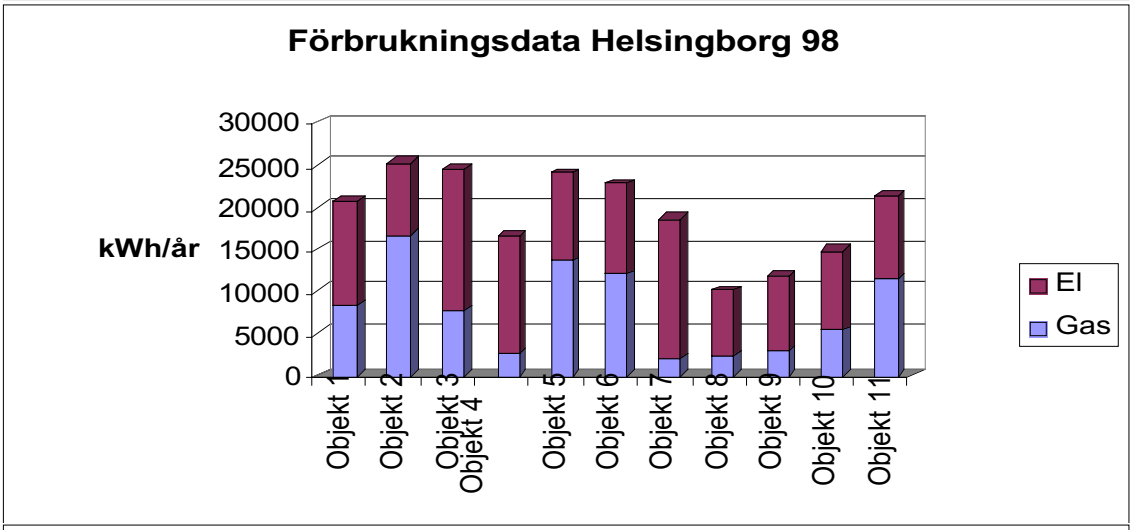
7.2 Auto Term 660A gas respektive elförbrukning

I södra Sverige finns det sammanlagt ca. etthundra värmepumpspannor installerade. Undersökningen av värmepumpspannornas årsförbrukning sträcker sig över de tre senaste åren d.v.s. från 1997 till 1999 och är utförda i Hjärup och Helsingborg. I diagram 7.2.1 och 7.2.2 kan en generell trend utläsas. Hos de flesta kunder förbrukas betydligt mindre gas än el. Respektive års medelförbrukning är beräknad utifrån de elva undersökta objekten. I Helsingborgsområdet är den genomsnittliga gasförbrukningen bestämd till 42% av den totala förbrukningen, beräknat över de tre åren. Skillnaden mellan el och gas blir mindre markant eftersom flera kunder haft problem med sina värmepumpar. Användningen av tappvarmvatten och utomhustemperaturer påverkar självfallet förbrukningen. Observera att objekt 8 och 9 har en låg totalförbrukning eftersom det i dessa fall handlar om radhus med en förhållandevis liten boyta.
Några av de olika objektens förbrukningar skiljer sig ifrån normalfördelningen av el och gasförbrukning. I diagram 7.2.1 objekt 2, 5, 6 och 11 är gasförbrukningen större än elförbrukningen. Dessa objekt kan ha haft olika tekniska problem med sina värmepumpar och därmed har gaspannan fått en onormalt lång drifttid. Vid en högre tappvarmvattenförbrukning än normalt ökar också gasförbrukningen eftersom systemet prioriterar temperaturen på varmvattnet före temperaturen på vattnet i radiatorkretsen. I objekt 7 i Helsingborg är elförbrukningen betydligt högre än gasförbrukningen detta beror på att villan ifråga betstår av ett nedre plan och ett vindsplan. Vindsplanet är här uppvärmt med elradiatorer vilket förklarar den höga elförbrukningen.

Är fördelningen av gas respektive el samma hos en högförbrukare som hos en lågförbrukare?

Svaret på den frågan är nej. Förhållandet kan illustreras av två objekt. Från 1997 till 1999 var fördelningen mellan el och gas i objekt 6 (se diagram 7.2.2) ca 45% el och 55% gas. Förhållandet i objekt 9 (se diagram 7.2.2) var ca 70% och 30% gas. Dessa förhållanden kan förklaras utifrån grundläggande information om Auto Term 660 A. Värmepumpen som drivs med el har en konstant maximal effekt eftersom differenstrycket över kompressorn och temperaturen på inomhusluften är konstanta. Därmed är det belastningen av gaspannan som kommer att ändras och stå för den energimängd som inte värmepumpen klarar av att producera. Detta förklarar den högre gasförbrukningen i ett objekt med större energibehov.





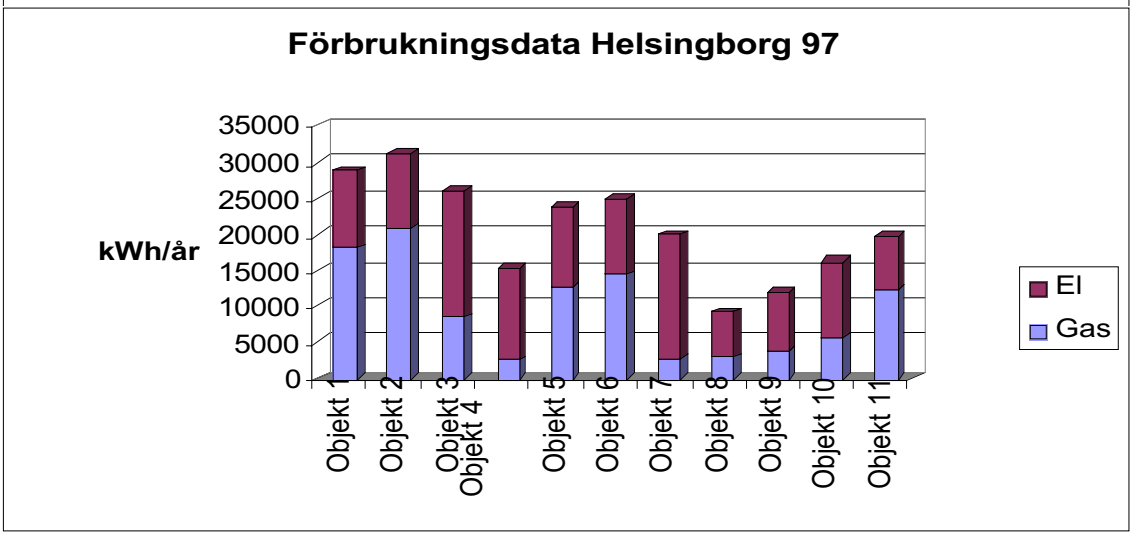


Diagram 7.2.1: Översikt över de elva olika objektens förbrukningar under 97, 98 och 99 i Helsingborg.

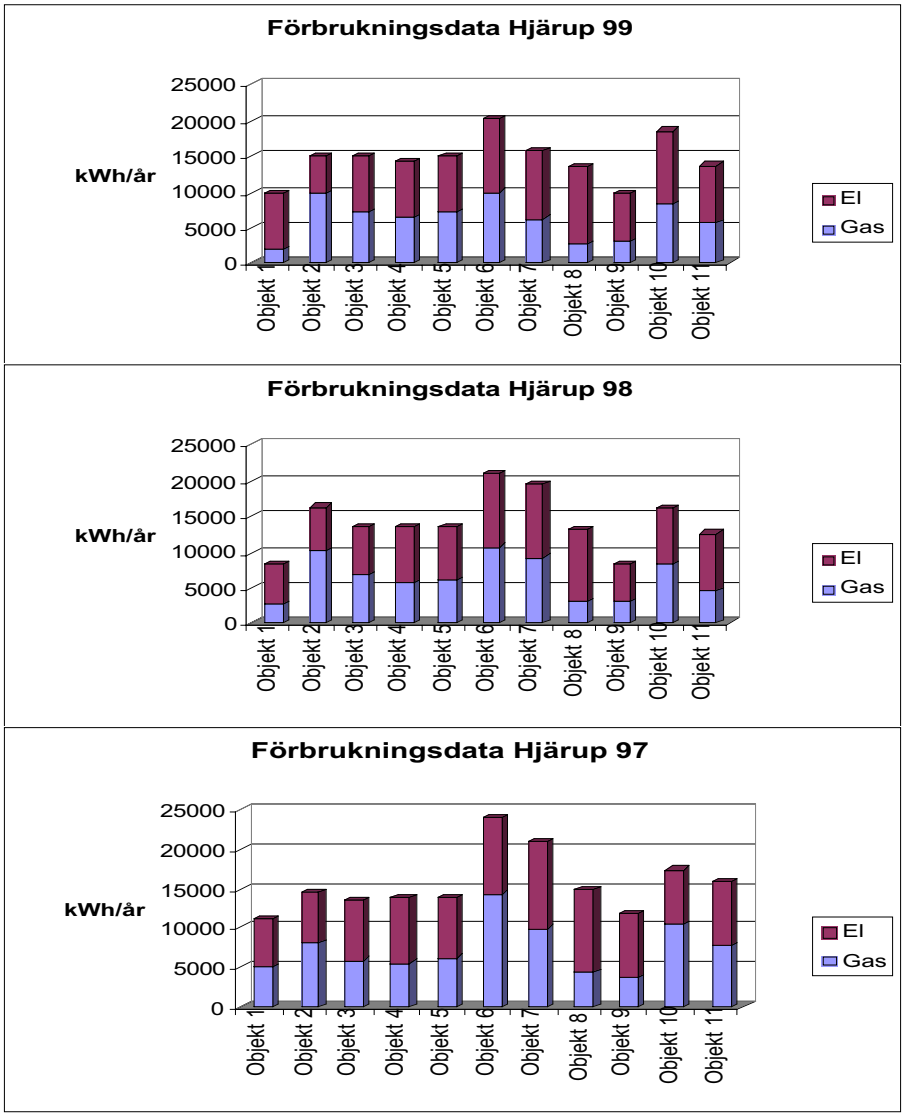


Diagram 7.2.2: Översikt över de elva olika objektens förbrukningar under 1997, 1998 och 1999 i Hjärup.

Objekt 1 i diagram 7.2.2 kan ses som ett bra exempel på hur en serviceåtgärd på värmepumpen påverkat förbrukningen. Här är den totala förbrukningen låg vilket beror på att invånarna i huset består av ett äldre par med måttlig varmvattenförbukning. Värmepumpen har fungerat väl under 1999 jämfört med 1998 och 1997. Därför var förbrukningen av naturgas högre under dessa år.

7.3 Gaspanna jämfört med värmepumpspanna

I fastigheter med gaspannor från Viessmann täcks det totala energibehovet med hjälp av gaseldning och hushållsel. I de undersökta villorna i Helsingborgsområdet är den procentuella fördelningen mellan hushållsel och uppvärmning med gas ca. 20% hushållsel och 80% gas. I ett hus med värmepumpspanna ser fördelningen ut på ett helt annat sett. I värmepumpspannan står det gaseldade aggregatet för 40-45% av husets totala

energianvändning. Utifrån gasleverantörens synvinkel påverkar den betydligt lägre gasmängden både prissättning och dimensionerande data för distributionssystemet.

I diagram 7.3.2 kan utläsas hur mycket naturgas som förbrukas per ytenhet. Referens huset bildar en av punkterna i diagrammet (4900 kWh,132 kvm).

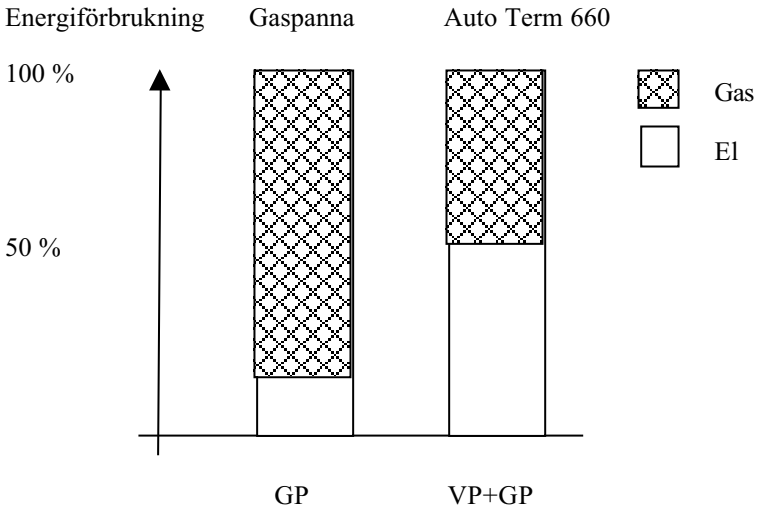


Diagram 7.3.1: Figuren illustrerar hur förbrukningsförhållandet mellan el och gas ser ut för ett hus med Auto Term 660 A respektive ett hus med en gaspanna från Viessmann.

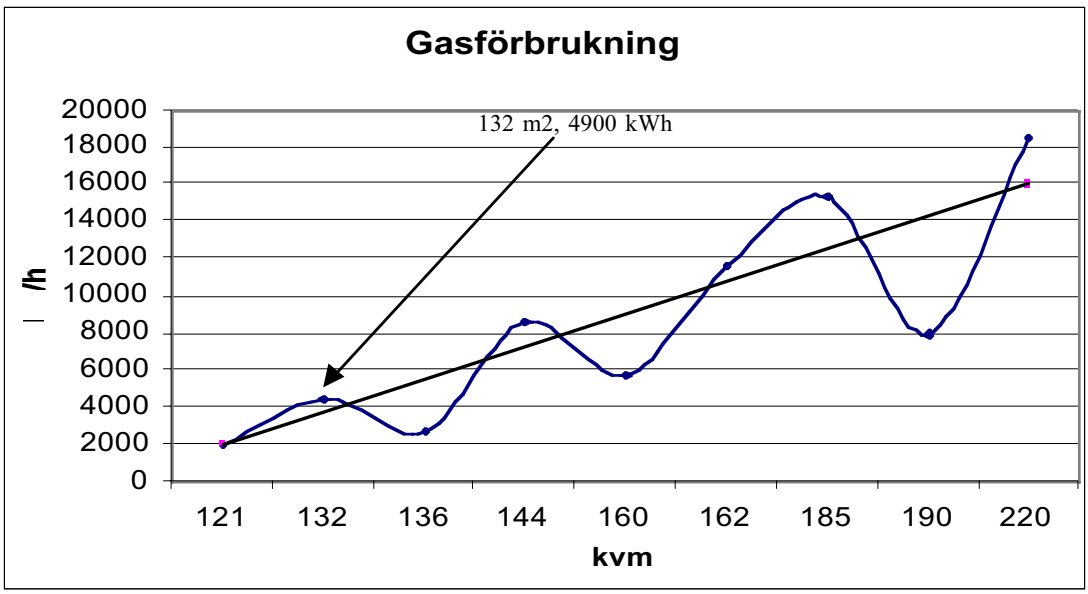


Diagram 7.3.2: Diagrammet illustrerar den empiriska årliga gasförbrukning hos Auto Term 660A som funktion av husets boyta

7.4 Slutsatser

Av de undersökta förbrukningsmönstren att döma kan konstateras att Auto Term 660 A lämpar sig bra som värmeproducerande enhet i flera typer av objekt. Återvinningen av frånluften och naturgasens ekonomiska fördelar gör Auto Term 660 A till en väldigt intressant produkt för den moderna marknaden. Konstruktionsbrister har gjort

naturgasförbrukningen onödigt hög. När bristerna väl botats kommer förhoppningsvis enheten att fungera på ett tillfredställande sätt.

8 ANALYS AV NATURGASFÖRBRUKNINGEN

Grundtanken med detta kapitel är att ge en god bild över gasförbrukningsmönstret hos kunder med installerad frånluftsvärmepump med integrerad gaspanna. Det är av stort intresse för gasleverantören att vid, dimensionering av gasledningar, tryckfallsberäkningar och av ekonomiska skäl veta hur belastningsstrukturen kommer att se ut för varje enskild kund.

Gasförbrukningsmönstret styrs av många olika parametrar. Förenklat kan sägas att huvudparametrarna är utetemperatur, tappvarmvattentemperatur/förbrukning, inkommande vattentemperatur, ackumulationsförmåga i varmvattenberedaren och styrning av systemet.

Förenklingar angående konstanta verkningsgrader, inkommande- och tappvarmvatten temperaturen göras då dessa i stort sett är konstanta.

8.1 Förbrukningsstyrande faktorer

8.1.1 VÄRMEBEHOV

Auto Term 660 A reglerar värmen i huset med hjälp av en utegivare och en framledningsgivare. Detta kallas för utegivarstyrning. Utetemperaturen ger systemets/husets grundeffekt. Denna effekt erhålls med hjälp av förinställda kurvor där en specifik utetemperatur motsvara en specifik framledningstemperatur till radiatorerna. Framlednings- och utetemperaturkurvorna kan ändras av kunden men vanligast är att de fabriksinställda används, då det är ganska komplicerat att byta kurvor. Dessa olika kurvor kan ses i diagram 8.1.1. Brytpunkter vid olika temperaturer kan läggas in i befintliga kurvor.

Husets värmebehov (energiförbrukning) kan anses som relativt konstant beroende på vilket tidsperspektiv som analyseras. En lätt överskådlig och inte alltför djupgående period är dygnsvis. Medeltemperaturen över ett dygn kan anses mer rättvisande än per timme, eftersom att i dagens villor är förhållanden under dygnet konstanta.

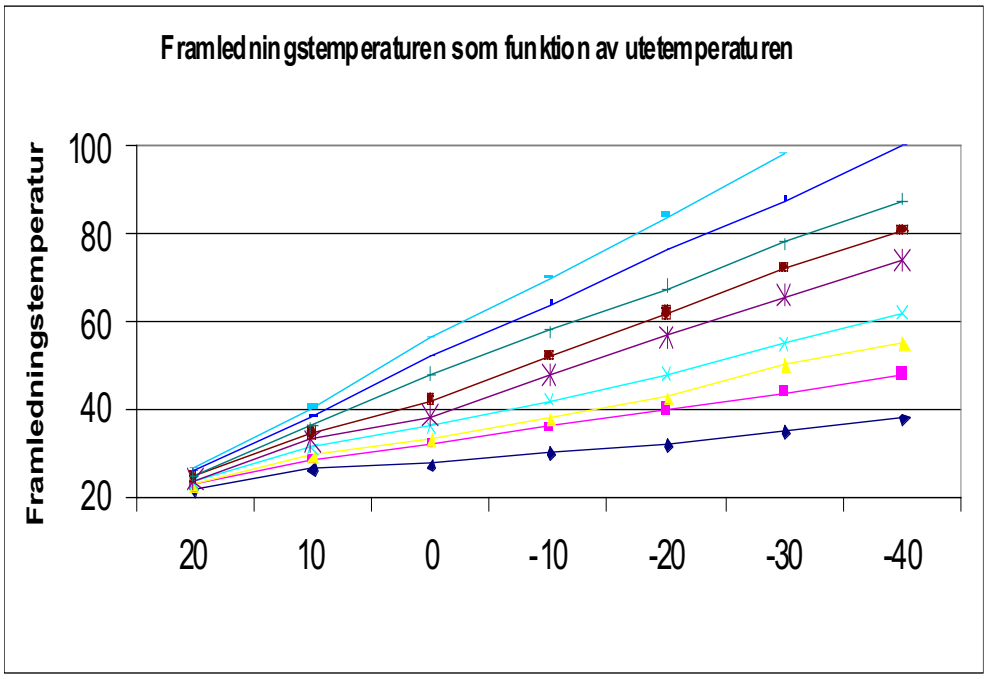
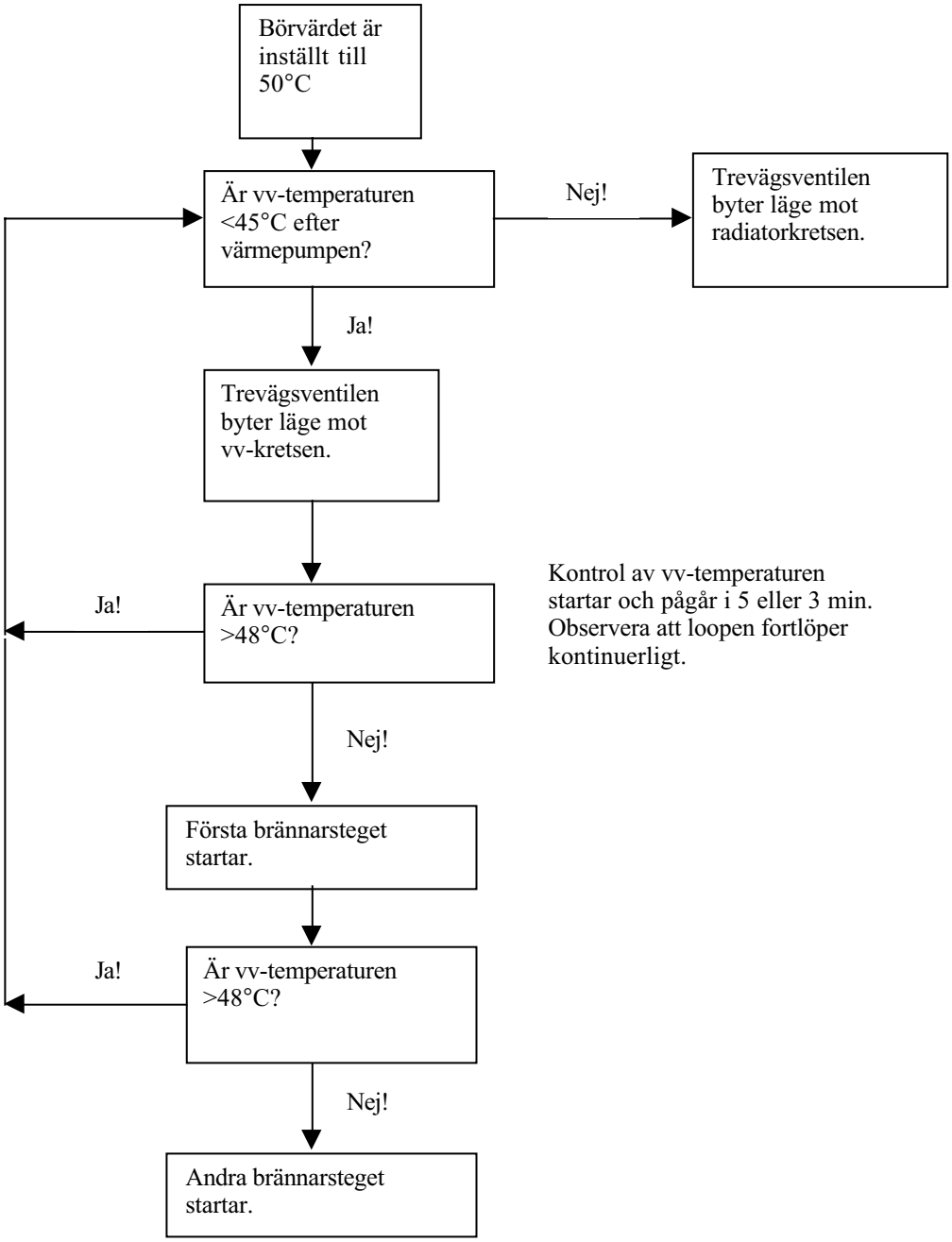


Diagram 8.1.1 Reglerkurvor framledningstemperaturen som funktion av utetemperaturen

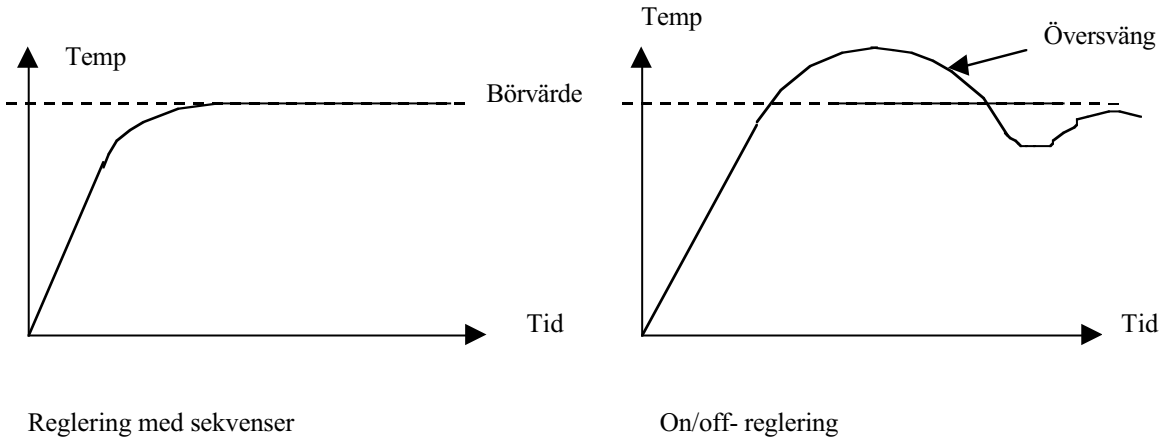
8.1.2 STYRSYSTEMET

Reglering av pannan har stor betydelse för gasförbrukningsmönstret. Gaspannans styrsystemen har tappvarmvattnet som första prioritet. En temperaturgivare känner av temperaturen på tappvarmvattnet. Praktiskt sker prioriteringen med en trevägsventil. Om aktuell temperatur i varmvattenberedaren är större eller lika med inställt börvärde styr flödet genom trevägsventilen ut mot radiatorkretsen. Däremot om varmvattentemperaturen är lägre än inställt börvärde styrs flödet mot varmvattenberedaren. Värmepumpspannan har fyra olika effektsteg, vilka består av enbart värmepump och värmepump inklusive tre olika brännarsteg för gaspannan. För att uppnå börvärdet utför styrsystemet sekvenser eller loopar där ärvärdet jämförs med börvärdet. Tiden för loopens längd kan ställas till tre eller fem minuter för att anpassa styrningen till användarens behov. Loopen sker kontinuerligt då systemet körs. För att få en jämnare reglering med en viss eftersläpning sätts ett beräkningsvärde till 2°C lägre än givet börvärdet. Frågeställningen kring beräkningsvärdet styr valet av gaspannans effektläge, se figur 8.1.2.[ref 5]



Figur8.1.2: Figuren visar ett flödesschema över styrningen av varmvattenuppvärmningen.

Styrningen av värmepumpspannans prioritetsval skiljer sig markant mot s.k. on/off-reglering. Vid on/off- reglering skulle gaspannan i starta sitt högsta effektläge vid en förbrukningsändring. Detta skulle resultera i ett system med högre energiförbrukning, vilket illustreras av översvängen i figur 8.1.3. Energiöverskottet kommer i sin tur att ventileras bort som förluster.



Figur 8.1.3: Illustration av två olika reglersystem.

Detta styr- och reglersystem anses bra ur energi och förbrukningssynpunkt. De totala stilleståndsförlusterna i anläggningen är små. Detta beror dock inte så mycket på styrsystemet, utan mer på att värmepumpen tar tillvara på överskottsenergin.

8.1.3 TAPPVARMVATTEN

Litteraturen som behandlar tappvarmvatten förbrukning är ganska överens om hur mycket energi som förbrukas i genomsnitt per dag och person. Nedan illustreras olika litteraturers sätt att komma fram till ett schablonvärde på tappvarmvattenförbrukning.

- Enligt uppgift [ref 11] från 1983 använder en person 150 liter vatten / dygn och av dessa är 50 liter varmvatten.

$$Q = m * Cp * (t_{\tan k} - t_{in})$$
$$Q = 50 * 4200 * (50 - 10)$$
$$Q = 8400kJ \Rightarrow 2{,}33 \quad {}^{kWh}\!/_{person} \quad och \quad dygn$$

För en ”normal” familj är 4 personer (2 vuxna och 2 barn) totalt 9,32 kWh /dygn

- Enligt programmet Enorm [ref 9] beräknas tappvarmvatten förbrukningen ut till 11,6 kWh /dygn.

- Enligt Boverkets Handbok [ref 12] kan förbrukningen räknas ut enligt följande: Grundbehov per bostad = 1800 kWh/år + 18 kWh/m^2 * uppvärmd golvarea. I referens huset ger detta: 1800 + 18 *131 = 4158 kWh/år vilket blir 11,4 kWh/dygn.

Av erfarenhet konstateras att det förekommer stora variationen från hushåll till hushåll när det gäller såväl varmvattenförbrukningen som uppvärmningsbehov. Enligt uppgift [ref 13] görs det mellan 5- 30 tappningar per dygn av en normal familj i villa. Effektuttagen vid de enskilda uttagen varierar väldigt mycket från några kW till stora uttag på 50-60 kW. Vid mätningar [ref 13] i 8 st hus uppmättes en medeleffekt per uttag

på 16 kW. Effektuttag större än 40 kW var mycket sällsynta. För att få bättre grepp om hur mycket energi som verkligen går åt i hushållet så analyseras detta mer ingående nedan.

Utgångspunkten är en normal familj (2 vuxna + 2 barn), boende i hus.

Dygnsförbrukning:

- 1 st bad a 100 liter ger 4,67 kWh
- 2 st duschar a 40 liter ger 3,74 kWh
- 8 st handtvättar a 3 liter ger 1,12 kWh
- 2 st diskningar a 10 liter ger 0,93 kW
- Förluster i beredaren är mycket små och ansätts till 2% av total förbrukningen 10,5 kWh*1,02 = 10,7 kWh

Sammanfattningsvis kan sägas att det genomsnittliga tappvarmvattenbehovet som anges i litteraturen är för en normal familj på 10 - 11 kWh/dygn eller ca 4000 kWh/år. Familjens sammansättning och vanor är direkt avgörande för den totala energiförbrukningen och tappvarmvattenåtgången.

8.2 Gasförbrukning

Under sommarhalvåret stänger de flesta kunderna av gaspannan helt, för att kunna utnyttja endast den energi som skapas av frånluftsvärmepumpen. Anledningen är att spara energi, genom att mer än halva energin (värmefaktor 2,4) återvinns. Nackdelen komfortmässigt är att det tar länge tid att återvärma vattnet i varmvattenberedaren. Effekten som tillförs vattnet är mindre p.g.a. att inte gaspannan startas och därmed tar det längre tid tills rätt temperatur uppnås. Detta samband förklaras med ekvation 8.2.1

$$
\begin{aligned}
&Q = P * \tau \\
&Q = energi \quad i \quad kWh \\
&P = effekt \quad i \quad kW \\
&\tau = tiden\ h \qquad effekten \quad P \quad avges
\end{aligned}
\tag{8.2.1}
$$

Den komfortmässiga nackdelen är dock inget problem sommartid. I stort sett all energi från anläggningen tillförs till tappvarmvattnet i beredaren. De intressanta driftfallen ur gasförbrukningssynpunkt är således inte sommartid.

För att illustrera hur varmvattenförbrukningen ser ut så används 3 olika scenarier. Utgångsläget i samtliga fall är referenshuset med en normal familj (2 vuxna & 2 barn). Hela uttaget av varmvatten ska ersättas så att utgångsläget återfås d.v.s. samma energi som tas ur beredaren återförs. Tillförd gaseffekt antas vara lika med avgiven värmeeffekt. Detta antagande görs då verkningsgraden på gaspannan ur timperspektivet är av ringa betydelse, samt att rökgaskondensering i värmepumpen ger ett betydande tillskott.

Fall 1 (Bister höstdag):

Värmebehov på 1,7 kW vilket motsvarar ca 2 C° utetemperatur. 2 st duschar a 3,74 kWh + allmänt stort uttag a 1 kWh. Detta kraftiga uttag illustreras i diagram 8.2. Den avgivna effekten från värmepumpen sjunker från 2 kW ner till 1,7 kW p.g.a. ökad kondenseringstemperatur enligt kapitel 4.

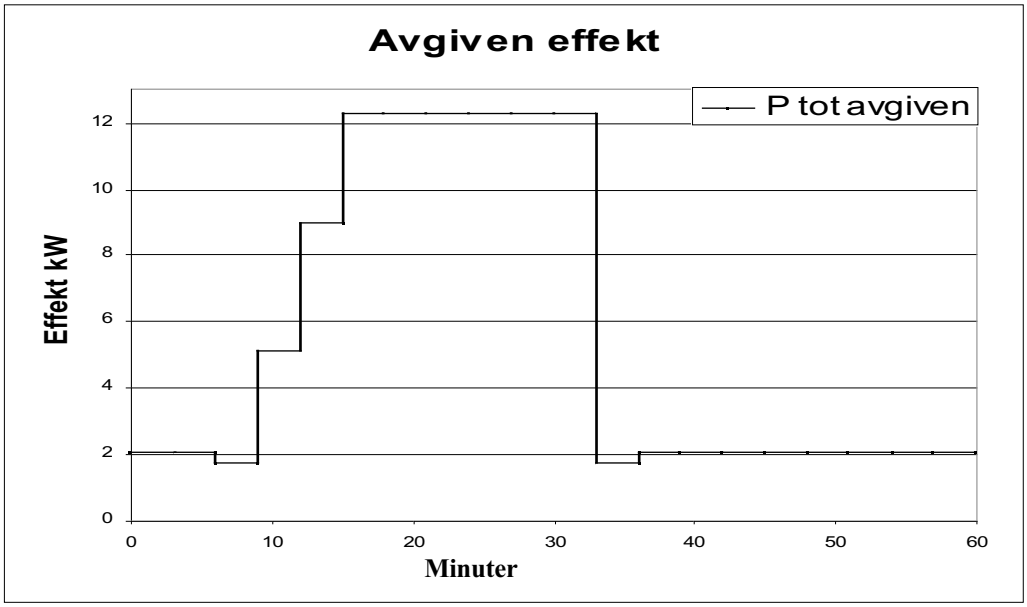


Diagram 8.2.1: Den totala avgivna effekten vid uttaget.

Arean som erhålls mellan den 6:e minuten och den 36:e minuten representerar 4,7 kWh. Fördelningen mellan el och gas ses i diagram 8.2.2 och är 8 % el respektive 92 % gas av den totala tillförda energin. Gaspannan körs sammanlagt 24 minuter och genererar ca 3,7 kWh.

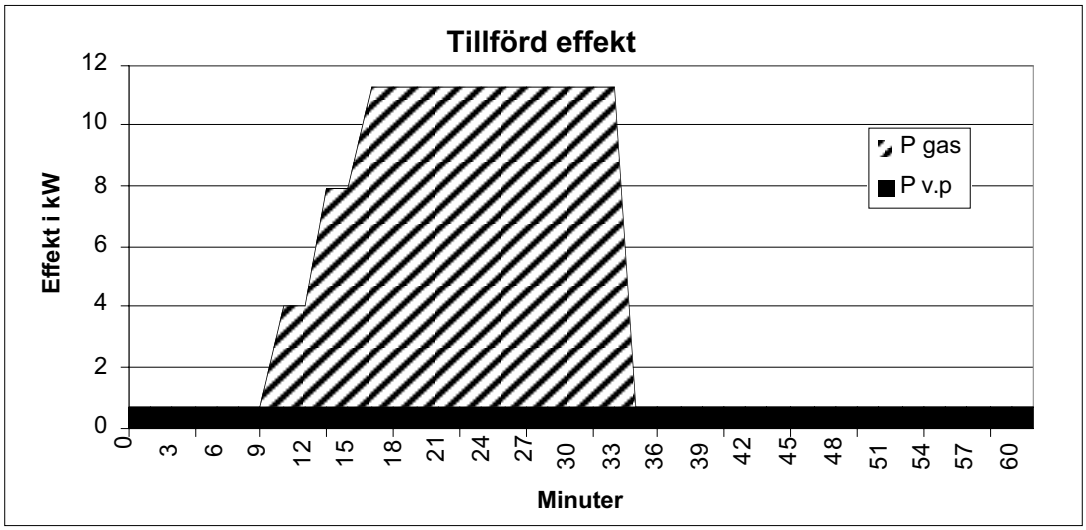


Diagram 8.2.2: Fördelningen mellan gas och el.

Hur mycket gas jämfört med el förbrukas per dygn? Antag att 2 uttag enligt ovanstående sker per dygn. Även flera mindre uttag sker under ett dygn men då startas endast brännarläge ett eller två. Den totala naturgasförbrukningen blir då ca 10 kWh/dygn.

Grundbehovet till huset är 1,7 kW av detta är ca 0,69 kW tillförd effekt i kompressorn. Omräknat till energi över ett dygn blir det 16,6 kWh/dygn samt 11 kWh/dygn för tappvarmvattnet. Den totala förbrukning i fall 1 blir 27,3 kWh/dygn. Av dessa 27,3 kWh erhålls ca 10 kWh genom naturgaseldning. Procentuellt blir det 36.6 % av den totala tillförda energin. Förbrukad gasmängd under dygnet beräknas i formel (8.2.2) med värmevärde 11 kWh/m^{3}n [ref 16].

$$Q = V * Hi$$
$$V = \frac{Q}{Hi}$$
$$V = \frac{10}{11} \qquad (8.2.2)$$
$$V = 0{,}91 \quad m^3n / dygn$$

Naturgasen förbrukas företrädesvis vid två tillfällen under ett dygn. I detta fallet morgon och kväll. Uttagen sker under kort tid. Om halva förbrukningen sker på morgonen kan volymflödet beräknas. 0,45 m^{3}n förbrukas på 24 minuter vilket ger ett volymflöde på 1,12 m^{3}n/h.

<u>Fall 2</u> (Midvinter):
Värmebehov på 2,75 kW motsvarar ca -10 C° utetemperatur. 2 st duschar a 3,74 kWh + allmänt stort uttag a 1 kWh. När grundbehovet till huset är större än vad värmepumpen klarar av så måste komplettering med gas göras. För att beräkna hur lång tid gaspannan körs ansätts att endast brännare steg ett används. Tidsberäkningen görs med hjälp av ekvation 8.2.3.

$$Q_{behov} = 2{,}75 \quad kWh$$
$$Q_{vp} = 2 \quad kWh$$
$$P_{steg1} = 3{,}4 \quad kW$$
$$\tau \quad sökt!$$
$$Q_{behov} = Q_{vp} + \left(P_{steg1} * \tau\right)$$
$$\tau = \frac{\left(Q_{behov} - Q_{vp}\right)}{P_{steg1}} \qquad (8.2.3)$$
$$\tau = \frac{\left(2{,}75 - 2\right)}{3{,}4}$$
$$\tau = 0{,}22 \quad \Rightarrow \quad 13 \quad \text{min}$$

För att upprätthålla rätt framledningstemperatur till radiatorerna körs gaspannan 13 minuter per timme. Detta uttag illustreras i diagram 8.2.3. Gaspannan värmer radiatorvatten från 47:e till den 60:e minuten.

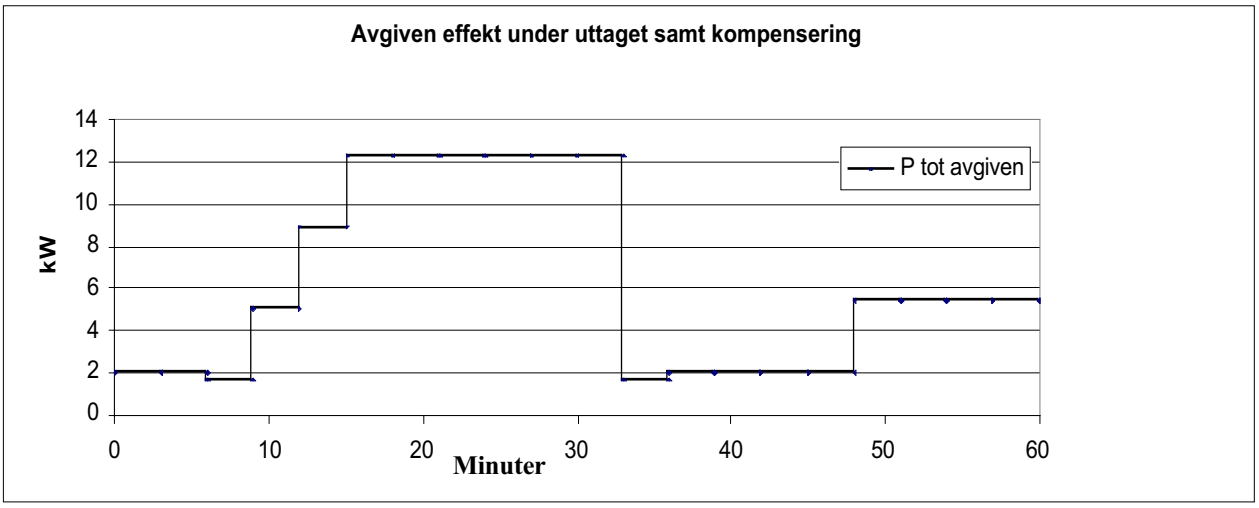


Diagram 8.2.3: Effektstegen och kompensering.

Arean som erhålls mellan den 6:e minuten och den 36:e minuten representerar 4,7 kWh (varmvatten uttaget). Fördelningen mellan el och gas ses i diagram 8.5 och är 8 % el respektive 92 % gas av den totala tillförda energin. Gaspannan körs sammanlagt 37 minuter och genererar ca 4,6 kWh under denna uttagstimme.

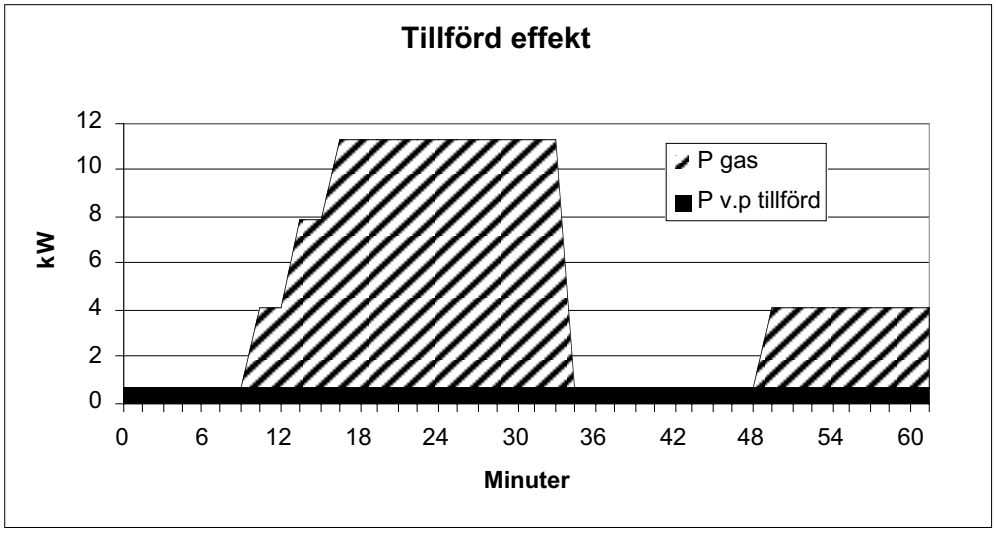


Diagram 8.2.4: Fördelningen mellan gas och el.

Hur mycket gas jämfört med el förbrukas per dygn? Antag att 2 uttag enligt ovanstående sker per dygn. Gaspannan körs 13 minuter varje timme för att kompensera värmebehovet. Gasförbrukningen under ett dygn blir 10 kWh för tappvarmvatten och ca 18 kWh för värme. Tillförd elenergin under dygnet är 17,4 kWh. Sammanlagt är total förbrukningen 45,4 kWh/ dygn. Procentuellt står gasen för ca 62 % av den totala tillförd energin.

Förbrukad gasmängd under dygnet beräknas i (8.2.4) med värmevärde 11 kWh/m^{3}n [ref 16].

$$Q = V * Hi$$
$$V = \frac{Q}{Hi}$$
$$V = \frac{28}{11} \qquad (8.2.4)$$
$$V = 2{,}55 \quad m^3 n$$

Av dessa 2,55 m^{3}n utgör 0,9 m^{3}n uttagsflödet i 24 minuter resterande 1,65 m^{3}n fördelas jämt över dygnets timmar.

<u>Fall 3</u> (Dimensionerande):
I detta fall används en dimensionerande utetemperatur (Fdut) [ref 15] på -15 C° samt antas att ett mycket stort uttag av varmvatten sker. -15 C° ger ett uppvärmningsbehov på 3,2 kW. Varmvattenuttaget sker under 2 timmar och är på 10 kWh. Dessa 10 kWh kan jämställas med ett bad, ett par duschar och ett allmänt stort uttag. I diagram 8.2.5 illustreras uttaget i tidsperioden 120 minuter. Det 10 kWh stora uttaget startar den 30:e minuten och hur lång tid det varar beräknas i ekvation (8.2.5).

$$10 \quad kWh \quad = P_{v.p} * 0{,}05 + P_{steg1} * 0{,}05 + P_{steg\,2} * 0{,}05 + P_{steg\,3} * \tau$$
$$10 \quad kWh \quad = 1{,}7 * 0{,}05 + 5{,}1 * 0{,}05 + 8{,}9 * 0{,}05 + 12{,}3 * \tau \qquad (8.2.5)$$
$$\tau \quad = 0{,}75 \Rightarrow 45 \quad \text{min}$$

Fördelningen mellan gas- och elförbrukningen under detta stora uttag är 93 % gas och 7 % el. Kompensation för grundbehovet måste göras. I ekvation (8.2.6) beräknas hur lång tid gaspannan körs.

$$Q_{behov} = 3{,}2 \quad kWh$$
$$Q_{vp} = 2 \quad kWh$$
$$P_{steg1} = 3{,}4 \quad kW$$
$$Q_{behov} = Q_{vp} + \left(P_{steg1} * \tau\right)$$
$$\tau \quad är \quad sökt \qquad (8.2.6)$$
$$\tau = \frac{\left(Q_{behov} - Q_{vp}\right)}{P_{steg\,1}}$$
$$\tau = \frac{\left(3{,}2 - 2\right)}{3{,}4}$$
$$\tau = 0{,}35 \Rightarrow 21 \quad \text{min} / h$$

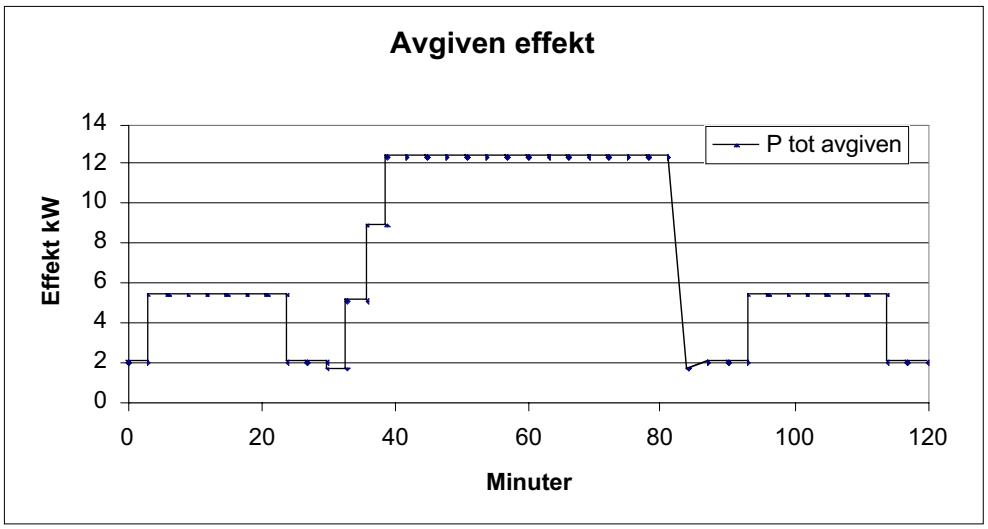


Diagram 8.2.5: Stort uttag på 10 kWh, samt värmekompensation.

Vid aktuellt värmebehov körs gaspannan 21 minuter varje timme. I diagram 8.2.6 åskådliggörs gas och el förbrukningen när endast brännare steg ett används vid radiatorvatten uppvärmning. Radiatorvatten uppvärmningen startar den 3:e minuter och 93:e minuten (33 minuten andra timmen) och är igång konstant i 21 minuter vid båda tillfällena.

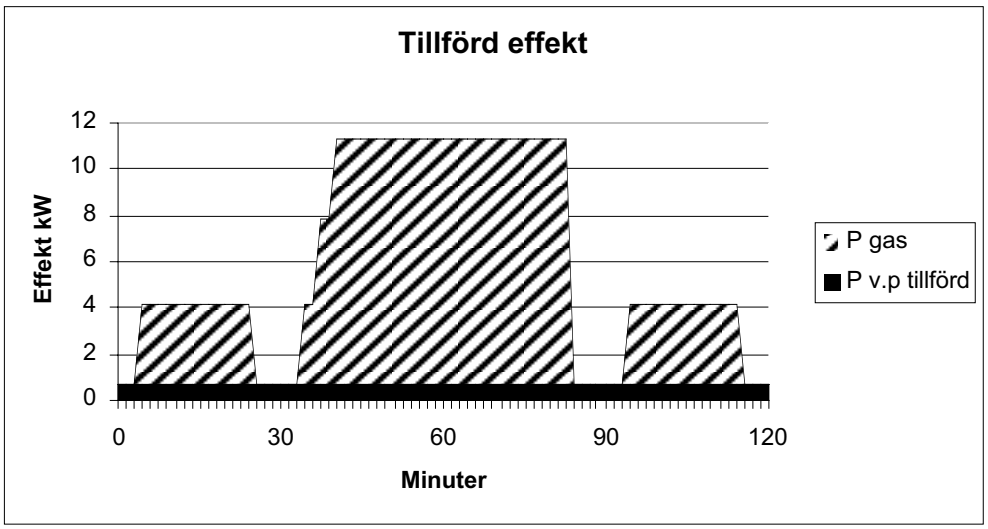


Diagram 8.2.6: Fördelningen vid stort värmebehov och mycket stort uttag.

Mer troligt är att gaspannan använder även brännare steg två och tre. Detta kan ske t.ex. efter ett stort tappvatten uttag. Då har inte radiatorvattnet tillförts någon energi på lång tid men avgivning sker oavbrutet. För att kunna exemplifiera detta måste ett par antaganden göras. Det första är att effekten stegas upp direkt d.v.s. 3 minuters loopar på varje effekt. Den andra är att endast en loop körs på fulleffekt (tredje effektsteget), därför att regleringen sker på framledningstemperaturen och stor effekt ger hög temperatur.
Ekvation (8.2.7) visa hur lång tid respektive brännare är igång.

$$Q_{behov} = 3{,}2 \quad kWh$$
$$Q_{vp} = 2 \quad kWh$$
$$P_{steg1} = 3{,}4 \quad kW \quad med \quad värmepumpseffekten \quad 1{,}7 \quad kW \quad totalt \quad 5{,}1 \quad kW$$
$$P_{steg2} = 7{,}2 \quad kW \quad med \quad värmepumpseffekten \quad 1{,}7 \quad kW \quad totalt \quad 8{,}9 \quad kW$$
$$P_{steg3} = 10{,}6 \quad kW \quad med \quad värmepumpseffekten \quad 1{,}7 \quad kW \quad totalt \quad 12{,}4 \quad kW$$

$$Q_{behov} = Q_{vp} + \left(P_{steg1} * 0{,}05\right) + \left(P_{steg2} * 0{,}05\right) + \left(P_{steg3} * \tau\right)$$
$$\tau \quad är \quad sökt$$
$$\tau = \frac{Q_{behov} - Q_{vp} - \left(P_{steg1} * 0{,}05\right) - \left(P_{steg2} * 0{,}05\right)}{P_{steg3}}$$
$$\tau = \frac{3{,}2 - 2 - (5{,}1 * 0{,}05) - (8{,}9 * 0{,}05)}{12{,}3}$$
$$\tau = 0{,}04 \Rightarrow 2{,}5 \quad \text{min}$$

(8.2.7)

Antagandet om att tredje brännarsteget endast körs under en loop är nu bevisad i detta dimensionerande effektläge. Gasförbrukningen för detta exempel visas i diagram 8.2.7.

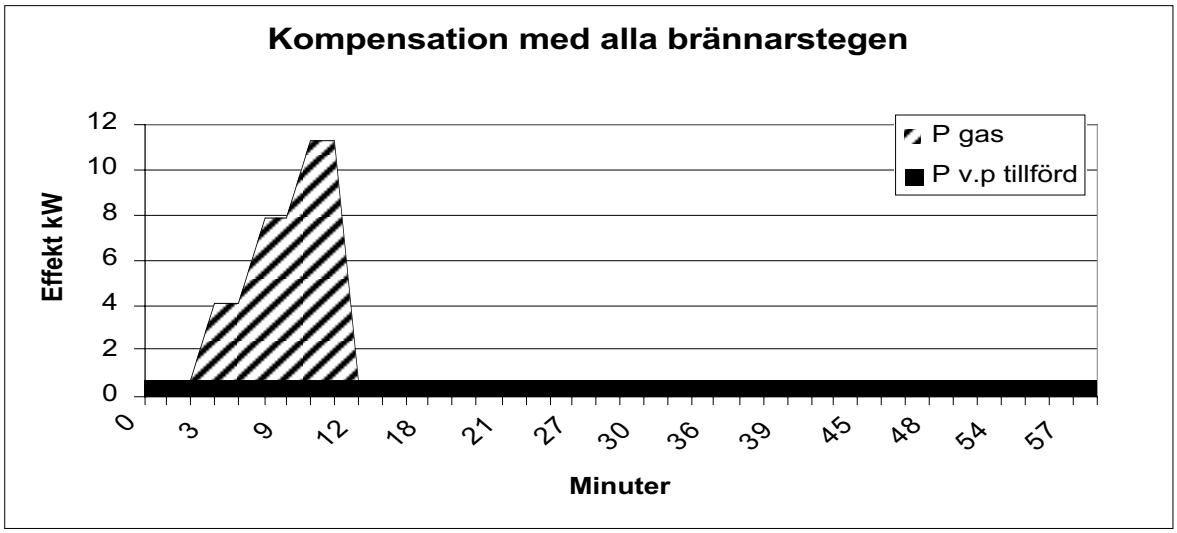


Diagram 8.2.7: Effektstegring för kompensation vid 3,2 kW effektbehov.

Fördelningen över ett dygn utan uttag till tappvarmvatten kretsen är 61 % gas och resterande 39 % tillförd el till värmepumpen.

Förbrukningen av gas är den samma, 1,2 kWh per timme. Förbrukningen ter sig dock annorlunda vid de 2 exemplen. Visuell jämförelse av de både görs i diagram 8.2.8 nedan.

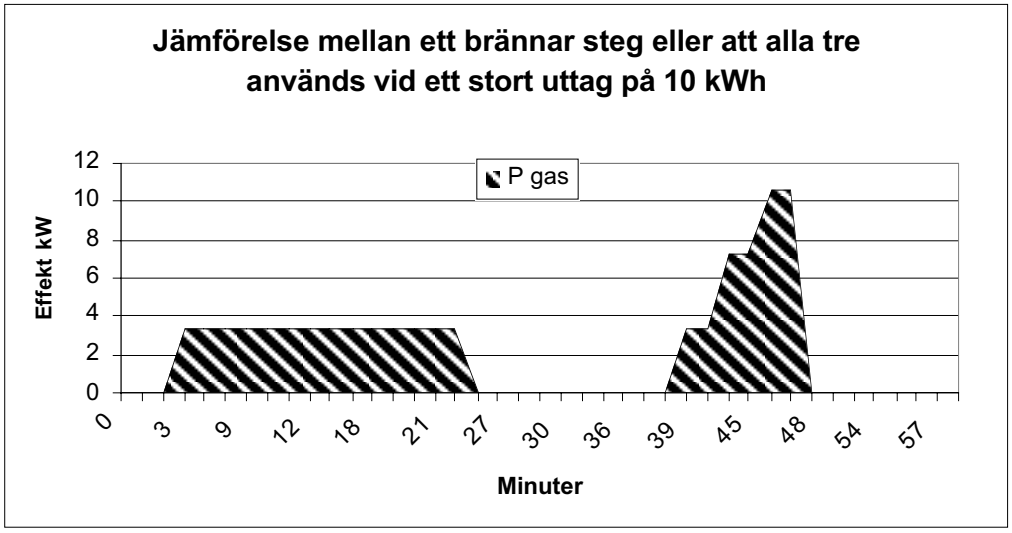


Diagram8.2.8: Jämför gasförbrukningsmönster första brännarsreget och alla brännarstegen.

8.3 Slutsats

De intressanta driftfallen är nu analyserade. Den röda tråden genom naturgasförbrukningsstrukturen är att tappvarmvattenuttaget styr hur mycket och när naturgas förbrukas. Detta påstående gäller vid utomhustemperaturer över 5 °C. Under 5 °C ökar naturgasförbrukningen markant eftersom värmepumpen ej klarar uppvärmningsbehovet och komplettering måste ske med naturgas.

Den procentuella fördelningen mellan gas och el en bister höstdag är 36,6 % gas och 63,4 % el. En midvinterdag ser fördelningen annorlunda ut 62 % gas och resterande 38 % el.

Det förda resonemanget ligger till grund för att inte analysera vår- och sommarförhållanden då enbart värmepumpen klarar av energibehovet. Endast vid mycket stora tappvarmvattenuttag förbrukas naturgas. Kunden stänger oftast av gaspannan under dessa månader för att spara energi och pengar. Följden blir en komfortförsämring, då det tar längre tid att uppnå det inställda börvärdet i tappvarmvattenberedaren.

Beteendemönstret hos kunden är alltså den avgörande faktorn vid bestämmandet av när naturgasförbrukningen sker.

8.4 Totalverkningsgrad

För att få så rättvisande siffror som möjligt är det viktigt var systemgränser sätts. Systemgränsen mellan värmepumpen och gaspannan är svårdefinierade. I detta kapitel definieras endast en gräns och det är den mellan Auto Term och huset. Det optimala, i verkningsgrads synpunkt, hade varit att göra dynamiska mätningar under lång tid. Detta har inte gjorts p.g.a. praktiska skäl.

Enligt tidigare beräkningar ska referenshuset teoretiskt förbruka ca 15000 kWh/år, detta kan sättas i relation till de verkliga energiförbrukningsuppgifterna. Den verkliga och

genomsnittliga förbrukningen i Hjärup (se kapitel 7) är ca 15000 kWh/år. Detta skulle ge en medelverkningsgrad under ett år på 1 vilket kan anses bra för med andra system men inte i värmepumpssystem. Lägsta förbrukningen i Hjärup är ca 8500 kWh/år. Detta ger en medelverkningsgrad under ett år på 1,76. Den högsta förbrukningssiffran är ca 21000 kWh/år. Detta ger en medelverkningsgrad under ett år på 0,71. Detta anses inte troligt. Den höga förbrukningen beror säkerligen inte på att Auto Term är sämre än tex. en vanliga gaspanna utan att förbrukaren (familjen) inte hushåller med energin. Denna problematik med att olika förbrukare har olika förbrukningsmönster har diskuteras i föregående kapitel och förklaras därför inte vidare här. Problemet kvarstår dock, att beräkna en medelverkningsgrad under ett år för Auto Term 660 A. Följande analys ger en fingervisning i vilket härad medelverkningsgraden återfinns.

Om den totala teoretiska energiförbrukningen på ett år är beräkna till 15000 kWh, hur mycket energi tillförs då huset? Energi tillförseln till huset sker på två sätt, genom naturgas och el. Av dessa 15000 kWh antas att ca 5000 kWh är bl a hushållsel och fläktarbete. Av de resterande 10000 kWh som passar genom Auto Term 660 A är ca 40 % naturgas (enligt kapitel 7) och resterande 60 % el. Frågan är då hur mycket energi fås det ur Auto Term. Detta kan beräknas med hjälp av gaspannans verkningsgrad och värmepumpens värmefaktor. Gaspannan antas ha en medelverkningsgrad på 90 % och värmepumpen en medelvärmefaktor på 2,6.

$$\begin{aligned}
&Naturgas\quad tillfört\quad 4000kWh*0{,}9=3600kWh\\
&Av\quad värmepumpen\quad tillfört\quad 6000kWh*2{,}6=15600kWh\\
&Totalt\quad tillfört\quad av\quad AutoTerm\quad är\quad 19200kWh\\
&Teoretiskförbrukningen\quad i\quad huset\quad är\quad 10000kWh\\
&Detta\quad ger\quad en\quad medelverkningsgrad\quad för\quad AutoTerm\quad på\quad 1{,}92
\end{aligned} \tag{8.4.1}$$

Benämningarna ovan kan skapa förvirring men i klar text kan det förklaras enligt följande. Av de 10000 kWh som tillförs Auto Term så alstrar den 19200 kWh. Den årliga medelverkningsgraden för hela Auto Term 660 A är således 1,92. Om fördelningen mellan naturgas och el samt förbrukningsmönstret förändras så förändras också medelverkningsgraden. Kontentan av detta är att återigen så är det förbrukaren som har störst inflyttande på systemet. Används Auto Term rätt d.v.s. låga framledningstemperaturer och jämn uttagsfrekvens, så hålls energiförbrukningen ner och därmed finns det pengar att tjäna.

9 EKONOMISK ANALYS

Kostnadsberäkningar är gjorda utifrån kundens intressen. Analysen ska visa vilka ekonomiska för- respektive nackdelar de ovan diskuterade system besitter. Detta illustreras i olika kostnadsanalyser grundade på information kring referenshusets energiförbrukning. Priserna redovisas här inklusive moms.

9.1 Priset för eluppvärmning

Priset som kunden idag får betala för el ligger på ca 70 öre per kWh, beräknat utifrån 15 olika el-leverantörer. I priset ingår energipriset, skatten och den fasta avgiften.

9.1.1 INSTALLATIONSKOSTNADER

Kostnaden på elradiatorerna i referenshuset är 15000 kr. Installationskostnaden antas till 10000 kr. Servicekostnaderna kring ett system med elradiatorer kan anses obefintlig. Det finns inga krav enligt lagen på besiktning av system med elradiatorer. Därför uteblir även besiktningskostnaderna.

9.2 Priset för uppvärmning med naturgas

Energipriset för naturgas är 41 öre per kWh varav momsen består av 8 öre. Energi- och miljöskatter är inräknade i energipriset. Anslutningskostnaden för en villa är 7500 kr. Denna anslutningskostnad gäller ej vid nybyggnation. Vid nybyggnation är anslutningskostnaden 10 000 kr. När det handlar om flera villor skrivs ett exploateringsavtal. Då kan anslutningskostnaden sjunka till ca 6000 kr per kund. Även en årlig nätavgift tillkommer på 850 kr.

9.2.1 INSTALLATIONSKOSTNADER

För en kondenserande gaspanna med en kapacitet på 10,5-24 kW får man idag betala ca 50 000 kr I detta pris ingår varmvattenberedare, skorsten, styr- och reglersystem. Värmepumpspannan av typen Auto Term 660 A kostar för närvarande 43 000 kr exklusive moms. Installationskostnaderna dvs priset för samtliga radiatorer i fastigheten är ca. 9000 kr enligt erhållen bruttoprislista [ref 8]. Radiatorpriset grundas på antalet radiatorer i referenshuset. I referenshuset finns det 12 vattenburna radiatorer av olika slag placerade under varje fönster. Debiteringskostnaden för en installering av radiatorsystemet är ca 500kr/h enligt branschuppgift. Installationsskostnaden uppskattas till ca 10000 kr.

9.2.2 SERVICE OCH BESIKTNINGSKOSTNAD

När det gäller service på en naturgasinstallation erbjuds kunden ett serviceavtal. Följande avtal är utvecklat av Sydgas AB. I serviceavtalet ingår ett fast pris på 445kr/ år och två olika priser per besök beroende på under vilken tid besöket sker. Priset för ett besök mellan 07.00 och 16.00 en vardag är 205 kr/besök övrig tid är kostnaden per besök 810

kr. Kostnader för reservdelar tillkommer. Besiktning av naturgasanläggningar ska ske var tredje år. Besiktningen kostar 390 kr men debiteras kunden en gång om året med 130 kr.

9.3 Simulering av referenshusets totalkostnader

Referenshuset ska enligt beräkningar förbruka 13445 kWh per år, där energifördelningen kan granskas i bilaga 7. För system med gaspanna antas ett servicetillfälle vart tredje år då den låga taxan a 250 kr gäller och ett besök vart sjätte år då den höga taxan gäller på 810 kr gäller. För värmepumpspannan antas två servicetillfällen under det första året med en genomsnittlig taxa. Därefter antas ett besök med grundtaxa vart tredje år. Utifrån de antaga uppgifterna om servicetillfällen och de ovan beskrivna kostnaderna har en jämförelse och kalkyl gjorts av tre olika system för uppvärmning av referenshuset. I diagram 9.3.1 studeras den totala kostnaden för respektive system över en 20-års period.

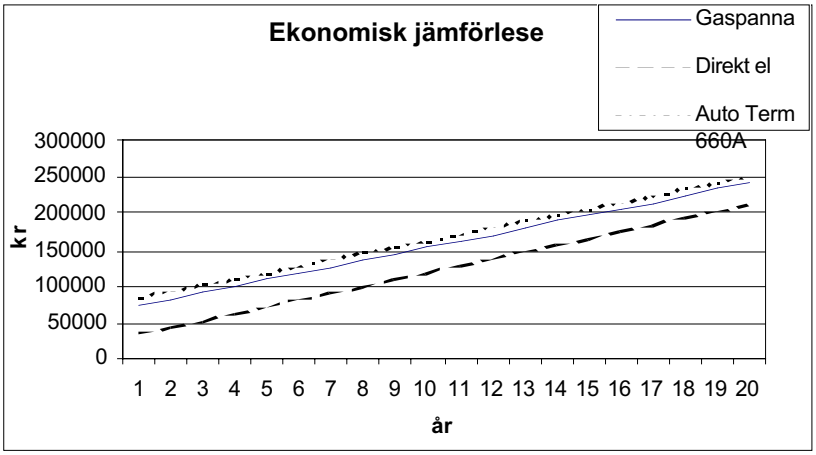
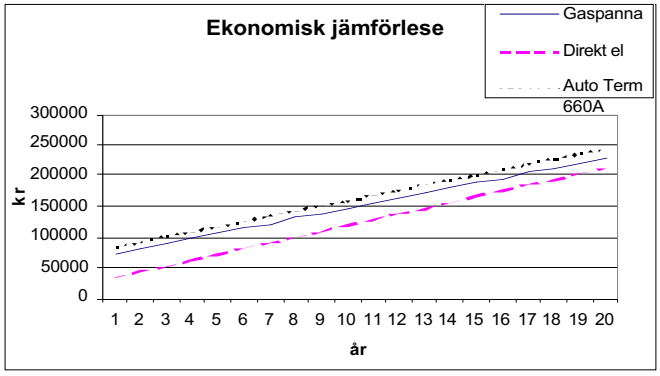


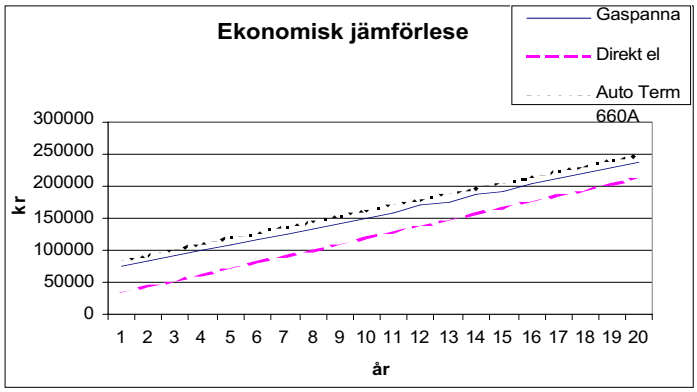
Diagram 9.3.1: Beskrivning av kostnadsnivån för de olika uppvärmningssystemen.

I diagram 9.3.1 kan ses att Auto Term 660 A är den dyraste investeringen, medan direktverkande el är billigast enligt antagna grundinvesteringskostnader. Den här typen av jämförelser är förstås väldigt känsliga. Priset på el och gas kommer säkerligen att förändras ofta under en period på 20 år. För att simulera en prisändring av olika poster används kalkylen bilaga 7. I diagrammen nedan redovisas några tänkbara scenarier/fall.

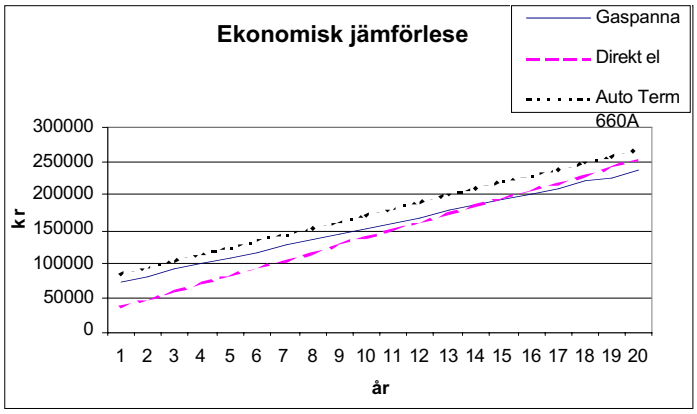
Fall 1: Elpriset stiger med 20%



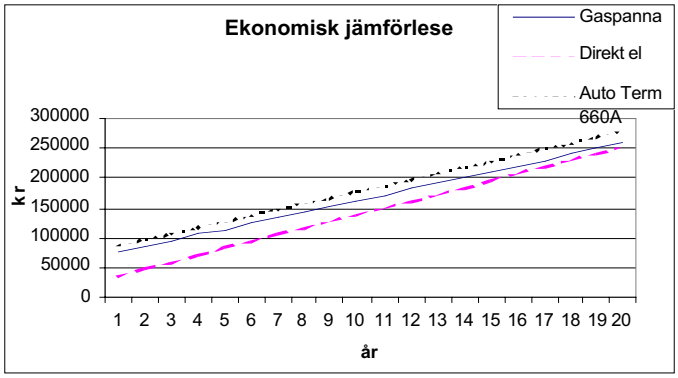
Fall 2: Gaspriset sjunker med 20%



Fall 3: Servicekostnaden för gasinstallationen sjunker med 20%



Fall 4: Inträffandet av fall 1,2,3 samtidigt



9.4 Slutsats

Resultatet av simuleringen visar att en ganska stor förändring av marknaden krävs för att system med direktverkande el ej ska bli den mest lönsamma. Endast i fall 4 där kostnaderna för naturgasen minskar och kostnaderna på elen ökar sker en nämnbar förändring. I Fall 4 blir gaspannan billigare jämfört med direkt el efter ca 15 år, medan Auto Term 660 A fortfarande är dyrast. Med olika beskattningar och en bättre infrastruktur kring naturgasanvändningen kan priserna se helt annorlunda ut i framtiden. De olika priserna är hämtade från Sydkraft [ref 10] och Älvsbyhus[ref 8].

10 JÄMFÖRANDE MILJÖANALYS

Idag är det vanligt att produkter kontrolleras och testas för att bli godkända utifrån någon form av miljöstandard. För att få ta fram aktuella mätvärden från moderna gaspannor som jämförelse till Auto Term 660A har två sådana gaspannor kontrollmätts.

10.1 Laboration och mätningar

Laborationer och mätningar har gjorts på två typer av gaspannor, Eurola och Pendola från Viessmann. Laborationerna är utförda i Malmö Högskolas gaslaboratorium, där dessa två gaspannor finns installerade. Mätningarna är gjorda under två olika driftlägen, max- respektive minlast. Då driftläget anses stabilt efter några minuter görs avläsningarna på instrumentets display.

Vid injustering av gaspannan används CO_2 –emissionerna som riktvärde. Värdet på CO_2 –emissionerna skall vara 9,5 % vid både min- och maxlast för att pannan skall anses vara injusterad.

10.2 Laborationsresultat

Mätningarna är gjorda med hjälp av två olika mätinstrument, dels av serviceman från Viessmann (mätning 1)och dels med Malmö Högskolas egen mätutrustning (mätning 2). Observera att rökgastemperaturen i Eurolan är betydligt lägre än i Pendolan. Detta p.g.a. att Eurolan är en kondenserande panna.

mätning 1					
Eurola	**maxlast**	**minlast**	**Pendola**	**maxlast**	**minlast**
gastryck mbar	95	95	gastryck mbar	95	95
rumstemp. C	19	20	rumstemp. C	20	20
rökgastemp. C	60	50	rökgastemp. C	150	91
O2 %	4,2	4	O2 %	7,4	14,7
CO ppm	10	20	CO ppm	34	6
CO mg/kWh	13	27	CO mg/kWh	46	8
CO2 %	9,5	9,5	CO2 %	7,6	3,5
verkningsgrad %	98	99	verkningsgrad %	92	92
Luftfaktor	1,24	1,23	Luftfaktor	1,54	3,32

mätning 2					
Eurola	**maxlast**	**minlast**	**Pendola**	**maxlast**	**minlast**
gastryck mbar	93	93	gastryck mbar	93	93
rumstemp. C	27	27	rumstemp. C	27	27
rökgastemp. C	60	51	rökgastemp. C	146	90
O2 %	4,1	4,1	O2 %	8,1	14,7
CO ppm	5	15	CO ppm	34	5
CO mg/kWh	7	20	CO mg/kWh	46	7
CO2 %	9,6	9,9	CO2 %	7,3	3,6
NOx ppm	1	2	NOx ppm	8	3
NOx mg/kWh	2	5	NOx mg/kWh	18	7
Luftfaktor	1,24	1,21	Luftfaktor	1,64	3,31

Tabell 10.2.1: Data från mätningar vid Malmö Högskolas gaslaboratorium.

För att kunna använda emissionsdata från mätningar för jämförelser mellan olika system görs en omvandling från enheten ppm till mg/kWh. Detta görs utifrån en s.k. bas vilket kan vara syrehalten i % eller luftfaktorn. Utifrån det analyserande ämnets densitet, gasens värmevärde och avgasvolymen kan omvandlingsberäkningen ske enligt ekvation 10.2.1 [ref 17]. Resultaten av omvandlingen kan studeras bland mätresultaten i tabell 10.2.1.

$$E = \rho * \frac{Got}{Hi} * \frac{20{,}93}{(20{,}93 - (O_2)t)} * (K1)t \qquad (10.2.1)$$

E = Emission i mg/MJ alt. mg/kWh
(K1)t = Uppmätt koncentration i torra avgaser, vol-ppm
(O2)t = Uppmätt syrehalt i torra avgaser, vol- %
ρ = Det analyserade ämnets densitet i kg/m3
Hi = Effektivt värmevärde MJ/m3 alt. KWh/m3
Got = teoretisk torr avgasvolym i m^3_n tA / m^3_nb

10.3 Effektberäkning

För att bestämma gaspannans tillförda effekt vid min- och maxlast krävs några olika uppgifter:

- Gasförbrukningen X
- Tiden τ
- Värmevärdet vid rådande tillstånd H_i

Den tillförda effekten beräknas enligt ekvation 10.3.1.

$$P = H_i * \frac{X}{\tau} \qquad (10.3.1)$$

För att få ett rättvist resultat beror värmevärdet på rådande gastryck och gastemperatur. Värmevärdet H vid rådande tryck och temperatur beräknas enligt ekvation 10.3.2 där Hi är värmevärdet vid normaltillståndet (T_1= 273 K, P_1 = 1013 mbar).

$$H = H_i * \frac{P_2}{P_1} * \frac{T_1}{T_2} \qquad (10.3.2)$$

P_2 = Gastrycket + P_1
T_2 = Gasens ingångstemperatur + T_1

Observera att ovanstående beräkningar avser tillförd effekt. Avgiven effekt bestäms med hjälp av totalverkningsgraden.

Vid mätning av gasförbrukningen för Eurolans maxläge under 10 minuter förbrukades 0,282 m3 gas. Rådande gastryck uppmättes till 93 mbar och gastemperaturen till 27 C. Värmevärdet vid normaltillståndet för naturgasen är Hi = 11,06 kWh/m3 enligt bilaga 8.

H = 11,06 * (93+1013) / 1013 * 273 / (27+273)

H = 10,99 kWh/m^3

P = 10,99 * 0,282 / 0,1666

P tillförd = 18,6 kW

Verkningsgrad (exkl. kondenseringsvärme) = 0,98

P avgiven = 18,2 kW

Eurola	tillförd	verkningsgrad exkl.kond.värme	avgiven exkl.kond.värme
max	18,6 kW	0,98	18,2 kW
min	11,8 kW	0,98	11,6 kW
Pendola	tillförd	tot.verkn.	avgiven
max	17,7 kW	0,92	16,2 kW
min	8,4 kW	0,92	7,7 kW

Tabell 10.3.2: Resultat från beräkningar av gaspannornas effekter.

10.4 Slutsatser av miljöanalys

Som kan ses i tabell 10.4.1 är utsläppet av kolmonoxid från gasenheten i Auto Term väldigt påtaglig. Kolmonoxid bildas vid ofullständig förbränning och kan vid större mängder påverka människor och djur negativt. Enligt Tord Henriksson [ref 18] har dessa enheter ofta en dålig förbränning eftersom lufttillförseln hindras av olika anledningar. Byggdamm som uppkommit under installationen kan hindra luftflödet till förbränningen

markant. Auto Term 660A är alltså en känslig produkt när det gäller just damm. I protokoll från Helsingborgs energi har 6 av 15 installationer ett för stort utsläpp av kolmonoxid jämfört med tillverkarens krav på 50 mg/kWh CO från 1998 [ref 19].

	O_2 %	Luftfaktor	CO ppm	CO mg/kWh
Auto Term 660A	5,6	1,33	273	401
Viessmann Mirola	4	1,21	54	72
Viessmann Eurola	3,9	1,2	40	53

Tabell 10.4.1: Studie av kolmonoxidutsläppen utifrån medelvärden från ett 50-tal mätningar.

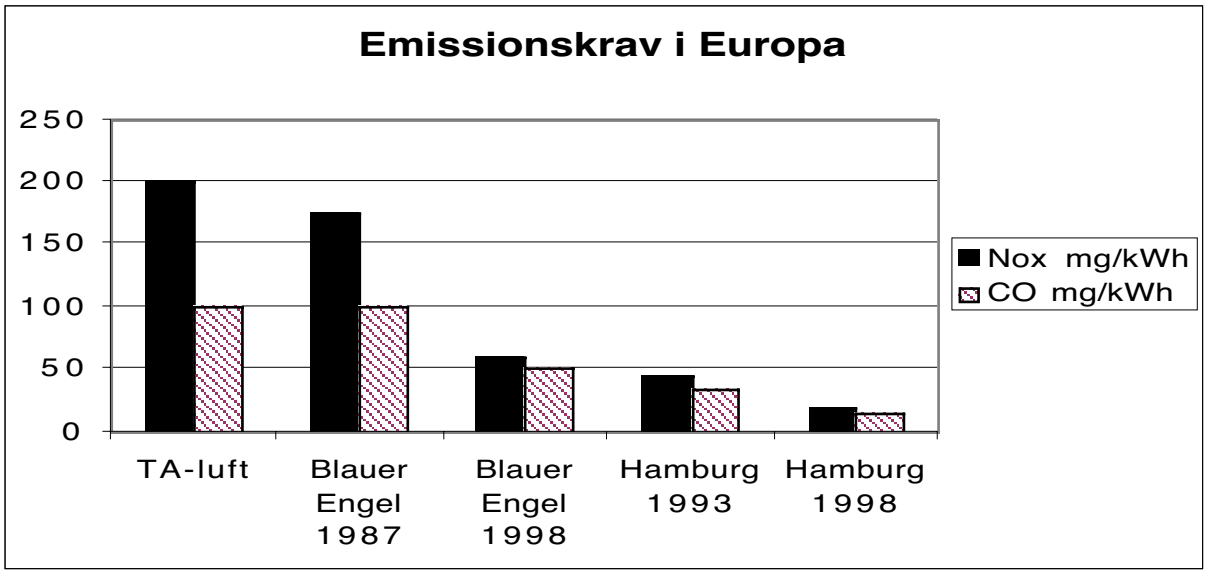


Diagram 10.4: Emissionskraven i Europa med mängder och tidsperspektiv.

För de olika pannorna är NO_x utsläppen oväsentliga i sammanhanget. Som bevis på detta kan NO_x-utsläppen från laborationen på 8 mg/kWh jämföras med tillverkarens krav på 60 mg/kWh [ref 19]. Eftersom Auto Term 660 A är en tysk produkt ställs det högre krav på emissioner än i Sverige.

11 INTERVJUER MED KUNDER

I utvärderingen av Auto Term 660 A har flera intervjuer med kunder i Helsingborg och Hjärup genomförts. Tillvägagångssättet för dessa intervjuer har varit föranmälda hembesök där även enklare mätningar och visuella kontroller gjorts vid intervjutillfället samt att kundernas allmänna uppfattning har kartlagts.

11.1 Kundens åsikt om komforten i huset

Värmepumpspannans möjligheter till förinställning av komfortområde när det gäller radiatorvärme och temperaturen på varmvattnet anses tillförlitlig. Kunden känner sig därmed sällan lockad till att ändra på dessa värden. Systemet har av kunderna uppfattats som något trögt. Då olika temperaturomslag över dygnet inträffat t.ex. vid kalla nätter eller soliga dagar har inomhustemperaturen ej klarat sig inom komfortområdet. Även vid

en höjning av det interna värmetillskottet har systemet ibland svårt att åstadkomma rätt inomhusklimat. Luftkvalitén i huset anses i allmänhet som torr.

Varmvattenförbrukningen varierar i olika familjer. Familjernas sammansättning och vanor är de faktorer som avgör den totala varmvattenförbrukningen. Exempelvis ansåg en ung familj med en liten baby att varmvattentemperaturen ofta sjönk under den komfortabla nivån, medan en familj på två vuxna och tre barn aldrig hade några problem med varmvattentemperaturen. I de flesta fall har varmvattenberedarens kapacitet ansetts tillräcklig. Självfallet kan temperaturen på varmvattnet i beredaren höjas med följden att energiförbrukningen ökar och därmed även kostnaderna. Då beredarens kapacitet är vald utifrån erfarenheter är tillverkans val av beredare svårt att klandra.

11.2 Tekniska problem

Vid hembesöken uppdagades några tekniska brister på Auto Term 660 A:

- Filtret vid frånluftsintaget sätts igen fortare än acceptabelt vilket leder till att värmepumpen inte arbetar på rätt sätt.

- Anoden, som förhindrar att korrosion kan uppstå i varmvattenberedaren förbrukas snabbare än vad som kan tolereras. Detta framkallar onödiga kostnader för kunden och kraftig förslitning av systemet på längre sikt.

- Flödesvakten till förbränningsluften har ej uppfyllt kraven vid den första 3-årskontrollen och har därefter byts ut. I 49 fall av 50 har flödesvakten byts ut enligt protokoll från gasleverantörerna.

- Dräneringen av förångardelen består av ett plaströr vilket gör att det fall man vill åstadkomma inte infinner sig om slangen är något för lång eller på något vis är feldragen. Detta kan leda till allvarliga problem vid eventuella läckage eftersom den elektroniska styrningen av enheten är fuktkänslig.

- Bullret från installationen ligger som regel på en godtagbar nivå men vid något tillfälle har installationen fästs i väggen bakom, vilket har skapat ett kraftfullt buller.

- Den allmänna uppfattningen var att displayen med dess olika funktionstangenter kunde göras mer användarvänlig och översiktlig.

- Enligt serviceman [ref 1] har flera kompressorer i Auto Term 660 A skurit. Anledningen var att propanet löste upp oljan som skulle smörja kompressorns rörliga delar. Detta problem är nu åtgärdat av tillverkaren, som bytt ut oljan till en ny typ.

11.3 Övriga synpunkter

- Kunderna önskar en kollektivt anpassad utbildning på systemen, så att kunden kan tillgodose sina personliga behov när det gäller uppvärmningen av sin bostad.

- Serviceverksamheten i Hjärup uppfattas som klandervärd av kunderna. Situationen i kommunen är monopolartad. Kunderna upplever sig ofta fel behandlade och får betala för reparationer som anses som de anser vara konstruktionsfel. Branschen skulle förmodligen behöva en högre konkurrensgrad för att de allmänna kraven på servicen skulle öka. Även i Helsingborg är situationen monopolartad, men här verkar samarbetet mellan gasdistributör och servicebolag fungera väl. Kunderna i Helsingborg är mycket nöjda med servicen och endast en anser sig dåligt behandlad men i detta fallet är det snarare IVT Elektro Standard som ska klandras istället för serviceföretaget.

- Enligt BBR 99 kapitel 9 paragraf 3: "Byggnad vars energibehov för uppvärmning av ventilationsluften överstiger 2 MWh/år, skall förses med särskilda anordningar som begränsar energiförlusterna om värmeenergibehovet:
  1) i huvudsak tillgodoses med olja, kol, gas eller torv
  2) tillgodoses med el helt eller delvis under perioden november t.o.m. mars.
  Anordningarna skall medföra att byggnadens behov av energi minskas med minst 50% av den energimängd som behövs för uppvärmning av ventilationsluften."
  Dessa stadgar kommer att göra Auto Term 660 A till en ofta vald systemlösning i villor vid nybyggnation.

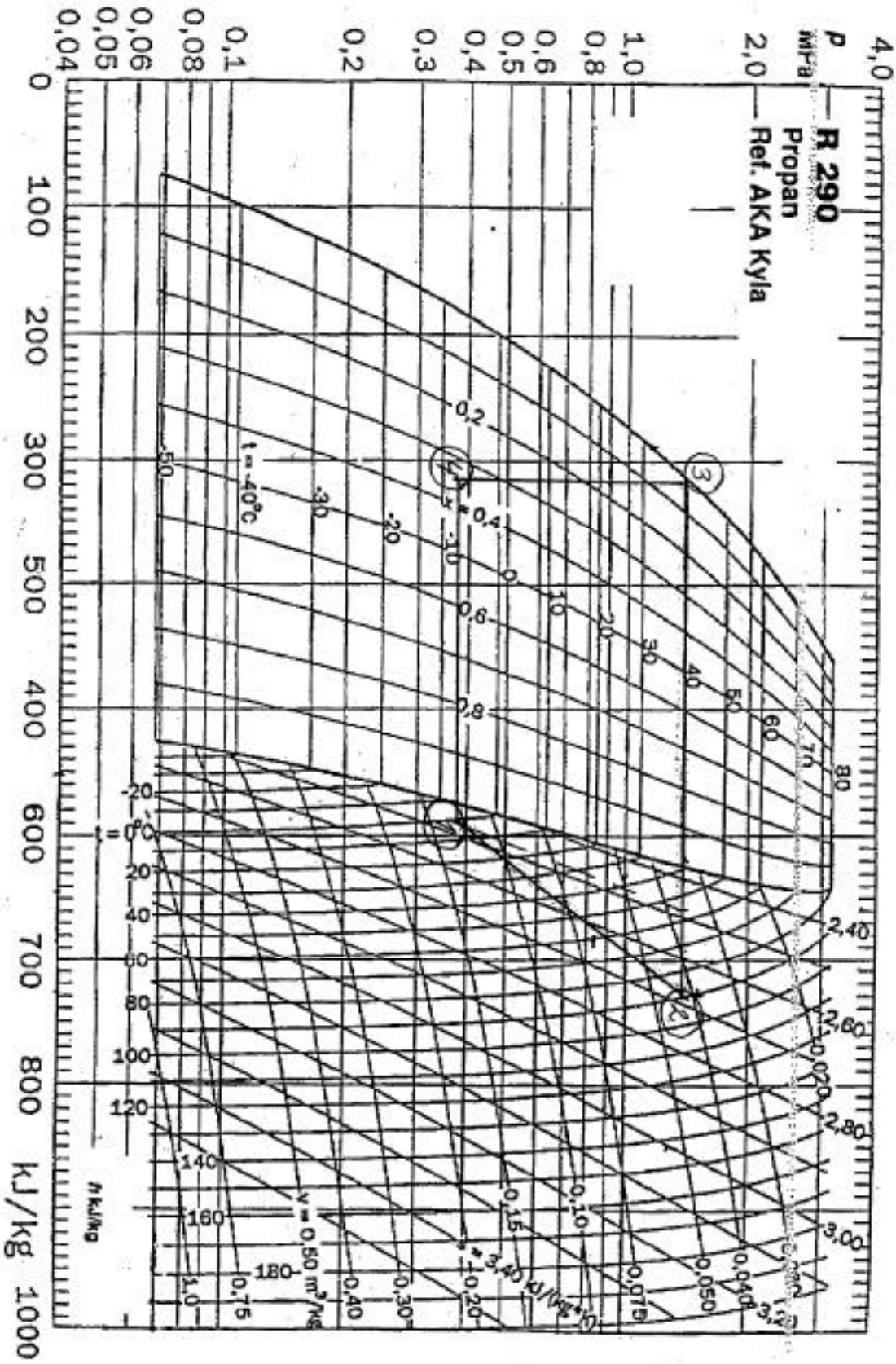
12 REFERENSER

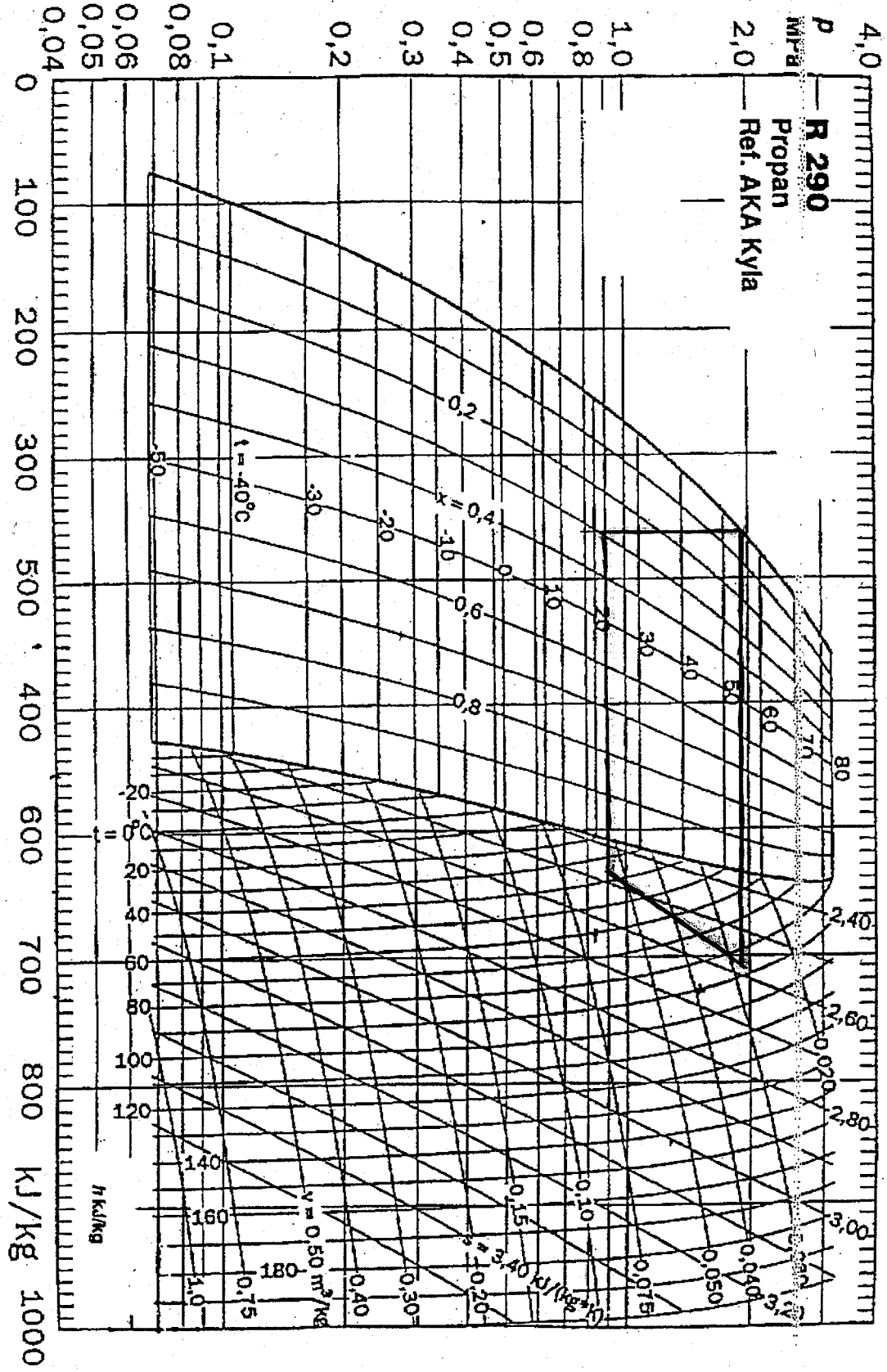
1. *Samtal med Olle Jönsson:* Electra i Helsingborg
2. *Projekteringsunderlag:* IVT Elektro Standard 660 A
3. *www.alfalaval.se*
4. *www.swep.se*
5. *Samtal med Mattias Nilsson:* IVT Elektro Standard
6. *Data och diagram:* Mörtstedt och Hellsten: Liber 1994, ISBN 91-6340-876-7
7. *Samtal med serviceman Ola:* Hemma maskiner i Malmö AB
8. *Samtal med Nils Sundström:* Älvsbyhus
9. *Programmet E-norm:* Svensk Byggtjänst
10. *Samtal med personal:* Sydkraft Försäljning
11. *Bygg Klimatanpassat:* Bruno Erat mfl, ISDN 91-7332-189-3
12. *Boverket byggnaders värmeenergibehov:* Boverket
13. *Gaseldade genomströmningsberedare för tappvarmvatten i småhus:* Jonas Forsman: SGC AB Rapport nr 36
14. *Naturgashandboken:* Sydgas AB
15. *Fjärrvärme, Teori, teknik och funktion*: Fredriksson & Werner: ISBN 91-44-38011-9
16. *Sören Dahlin's gasberäkningsprogram:* Sören Dahlin, Malmö Högskola
17. *Kurspärm Gasteknik:* Sören Dahlin
18. *Samtal med Tord Henriksson:* Viessmann
19. *Samtal med Mikael H Scott :* Kursledare i Industriell värmepumpsteknik vid Malmö Högskola

① h_1 ② h_{2verk}

③ kondenserings-temp. ④ förångnings-temp.

Bilaga 1

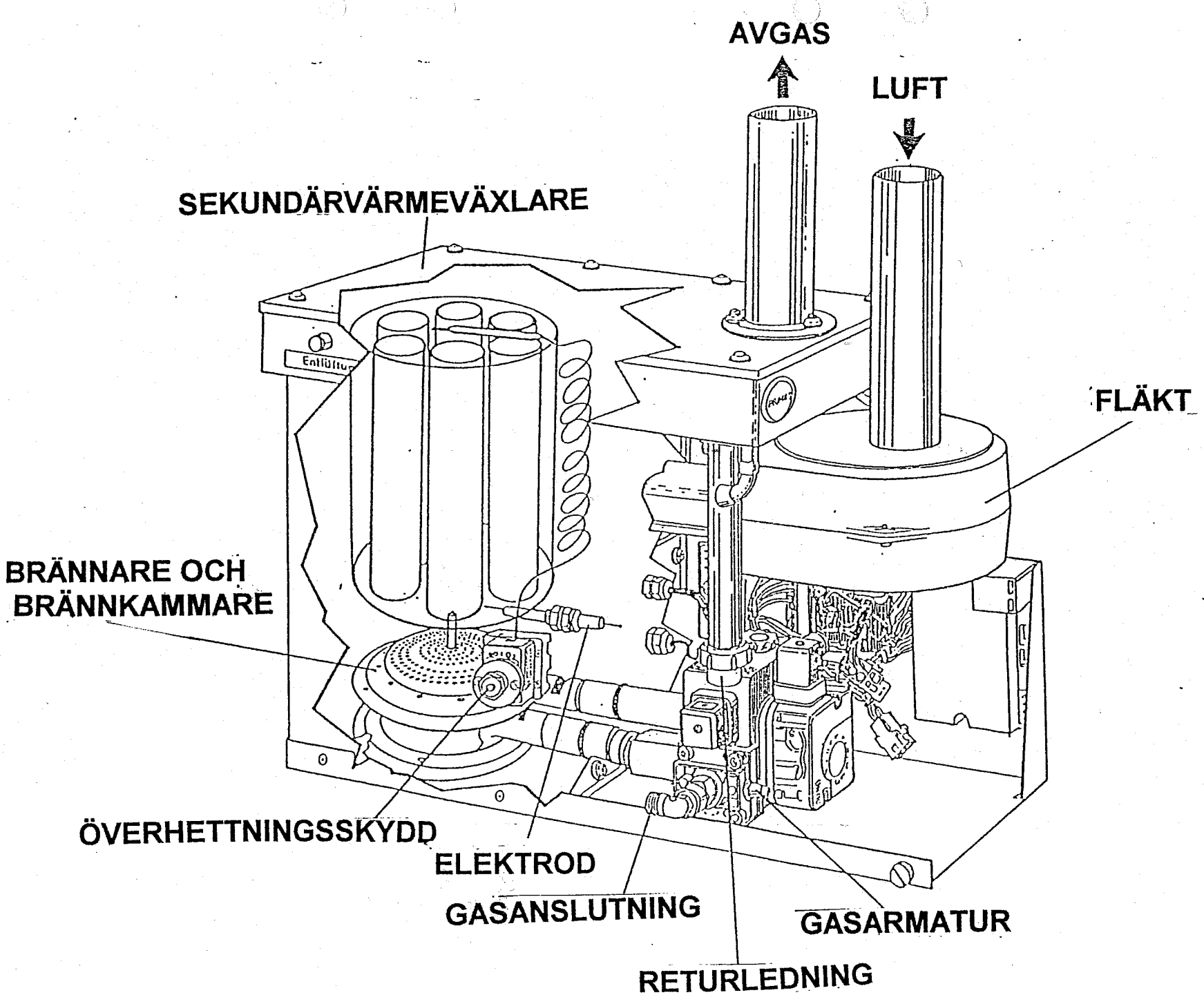



R 290
Propan
Ref. AKA Kyla
p
MPa
4,0
2,0
1,0
0,8
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,08
0,06
0,05
0,04
0
100
200
300
400
500
600
700
800
1000
kJ/kg
h kJ/kg
t = -40°C
t = 0°C
x = 0,4
0,2
0,6
0,8
v = 0,50 m³/kg
0,75
1,0
0,40
0,30
0,20
0,15
0,10
0,075
0,050
0,040
kJ/(kg·K)
3,40
3,20
3,00
2,80
2,60
2,40
80
70
60
50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-50
20
40
60
80
100
120
140
160
180

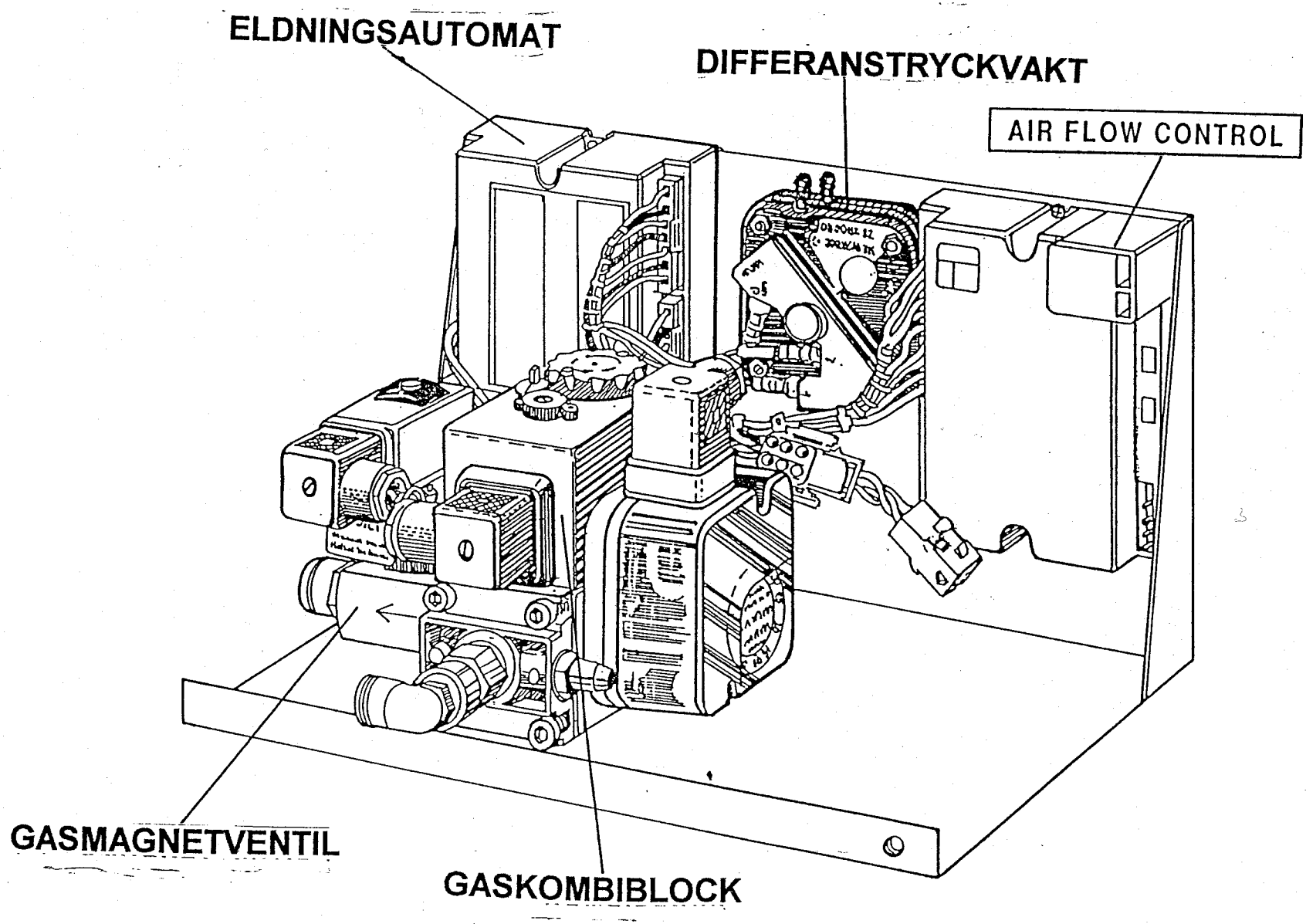
R 290 Propan

Temp. BP→DP t °C	Tryck p_{abs} bar	Specifik volym vätska v_{BP} m³/kg	Specifik volym ånga v_{DP} m³/kg	Specifik entalpi vätska h_{BP} kJ/kg	Specifik entalpi ånga h_{DP} kJ/kg
- 50	0,705	1,694	579,36	84,49	518,14
- 49	0,739	1,698	554,38	86,63	519,26
- 48	0,774	1,701	530,71	88,78	520,39
- 47	0,811	1,704	508,26	90,94	521,52
- 46	0,850	1,707	486,97	93,10	522,65
- 45	0,889	1,711	466,76	95,27	523,77
- 44	0,930	1,714	447,57	97,50	524,91
- 43	0,973	1,718	429,35	99,63	526,04
- 42	1,017	1,721	412,02	101,82	527,17
- 41	1,063	1,724	395,55	104,01	528,30
- 40	1,110	1,728	377,89	106,21	529,44
- 39	1,159	1,731	364,96	108,42	530,57
- 38	1,209	1,735	350,76	110,63	531,71
- 37	1,261	1,738	337,23	112,86	532,84
- 36	1,315	1,742	324,34	115,08	533,98
- 35	1,370	1,745	312,05	117,32	535,12
- 34	1,428	1,749	298,24	119,56	536,26
- 33	1,487	1,753	287,05	121,80	537,29
- 32	1,549	1,756	278,46	124,06	538,53
- 31	1,612	1,760	268,27	126,32	539,67
- 30	1,677	1,766	258,53	128,58	540,81
- 29	1,744	1,767	249,22	130,86	541,94
- 28	1,813	1,771	240,32	133,14	543,08
- 27	1,884	1,775	231,81	135,42	544,22
- 26	1,957	1,778	223,67	137,72	545,36
- 25	2,033	1,783	215,88	140,02	546,49
- 24	2,110	1,787	208,41	142,33	547,63
- 23	2,190	1,790	201,27	144,65	548,76
- 22	2,272	1,794	194,42	146,97	549,90
- 21	2,357	1,796	187,86	149,30	551,03
- 20	2,444	1,802	181,56	151,64	552,17
- 19	2,534	1,806	175,53	153,98	553,30
- 18	2,625	1,811	169,74	156,33	554,43
- 17	2,719	1,815	164,18	158,69	555,56
- 16	2,815	1,819	158,84	161,06	556,67
- 15	2,915	1,823	153,72	163,43	557,82
- 14	3,017	1,827	148,79	165,82	558,95
- 13	3,121	1,831	144,06	168,21	560,07
- 12	3,228	1,836	139,51	170,60	561,20
- 11	3,338	1,840	135,14	173,01	562,32
- 10	3,451	1,844	130,93	175,42	563,44
- 9	3,567	1,849	126,88	177,84	564,56
- 8	3,685	1,853	122,99	180,27	565,58
- 7	3,807	1,858	119,23	182,71	566,79
- 6	3,931	1,862	115,62	185,16	567,91
- 5	4,059	1,867	112,14	187,61	569,02
- 4	4,189	1,871	108,79	190,07	570,13
- 3	4,323	1,876	105,56	193,54	571,23
- 2	4,460	1,881	102,44	195,02	572,34
- 1	4,600	1,886	99,43	197,50	573,44
0	4,743	1,891	96,54	200,00	574,54
1	4,890	1,896	93,74	202,50	575,63
2	5,039	1,900	91,04	205,02	576,72
3	5,193	1,905	88,43	207,54	577,81
4	5,349	1,910	85,91	210,07	578,90
5	5,510	1,916	83,48	212,81	579,98
6	5,673	1,921	81,13	215,15	581,06
7	5,841	1,926	78,86	217,71	582,14
8	6,011	1,931	76,67	220,28	583,21
9	6,186	1,936	74,54	222,85	584,28
10	6,364	1,942	72,49	225,44	585,34
11	6,546	1,947	70,51	228,03	586,40
12	6,732	1,953	68,59	230,64	587,46
13	6,922	1,958	66,73	233,25	588,51
14	7,116	1,964	64,93	235,87	589,55
15	7,313	1,970	63,18	238,51	590,60
16	7,515	1,975	61,50	241,16	591,63
17	7,721	1,981	59,86	243,80	592,66
18	7,930	1,987	58,28	246,47	593,69
19	8,144	1,993	56,74	249,14	594,71
20	8,362	1,999	55,25	251,82	595,72
21	8,585	2,005	53,81	254,52	596,73
22	8,812	2,012	52,41	257,22	597,73
23	9,043	2,018	51,05	257,94	596,73
24	9,278	2,024	49,73	262,67	599,72
25	9,518	2,031	48,45	265,41	600,70
26	9,763	2,037	47,21	268,16	601,68
27	10,012	2,044	46,01	270,92	602,64
28	10,266	2,051	44,84	273,69	603,60
29	10,524	2,056	43,70	276,47	604,56
30	10,787	2,064	42,60	279,27	605,50
31	11,055	2,072	41,52	282,08	606,44
32	11,328	2,079	40,48	284,90	607,36
33	11,605	2,086	39,47	287,73	608,28
34	11,888	2,093	38,48	290,58	609,19
35	12,175	2,101	37,52	293,43	610,09
36	12,468	2,108	36,59	296,31	610,96
37	12,766	2,116	35,58	299,19	611,86
38	13,069	2,124	34,80	302,09	612,73
39	13,377	2,132	33,94	305,00	613,59
40	13,690	2,140	33,11	307,92	614,43
41	14,009	2,148	32,29	310,85	615,27
42	14,333	2,157	31,50	313,82	616,09
43	14,663	2,165	30,73	316,78	616,90
44	14,998	2,174	29,97	319,77	617,70
45	15,339	2,183	29,24	322,75	618,48
46	15,685	2,192	28,52	325,78	619,25
47	16,037	2,201	27,83	328,81	620,01
48	16,395	2,211	27,15	331,85	620,75
49	16,759	2,220	26,48	334,91	621,47
50	17,129	2,230	25,84	337,99	622,18
55	19,067	Provtryckning			
65	23,425	Provtryckning			

R 290 Propan


AVGAS
LUFT
SEKUNDÄRVÄRMEVÄXLARE
FLÄKT
BRÄNNARE OCH
BRÄNNKAMMARE
ÖVERHETTNINGSSKYDD
ELEKTROD
GASANSLUTNING
GASARMATUR
RETURLEDNING

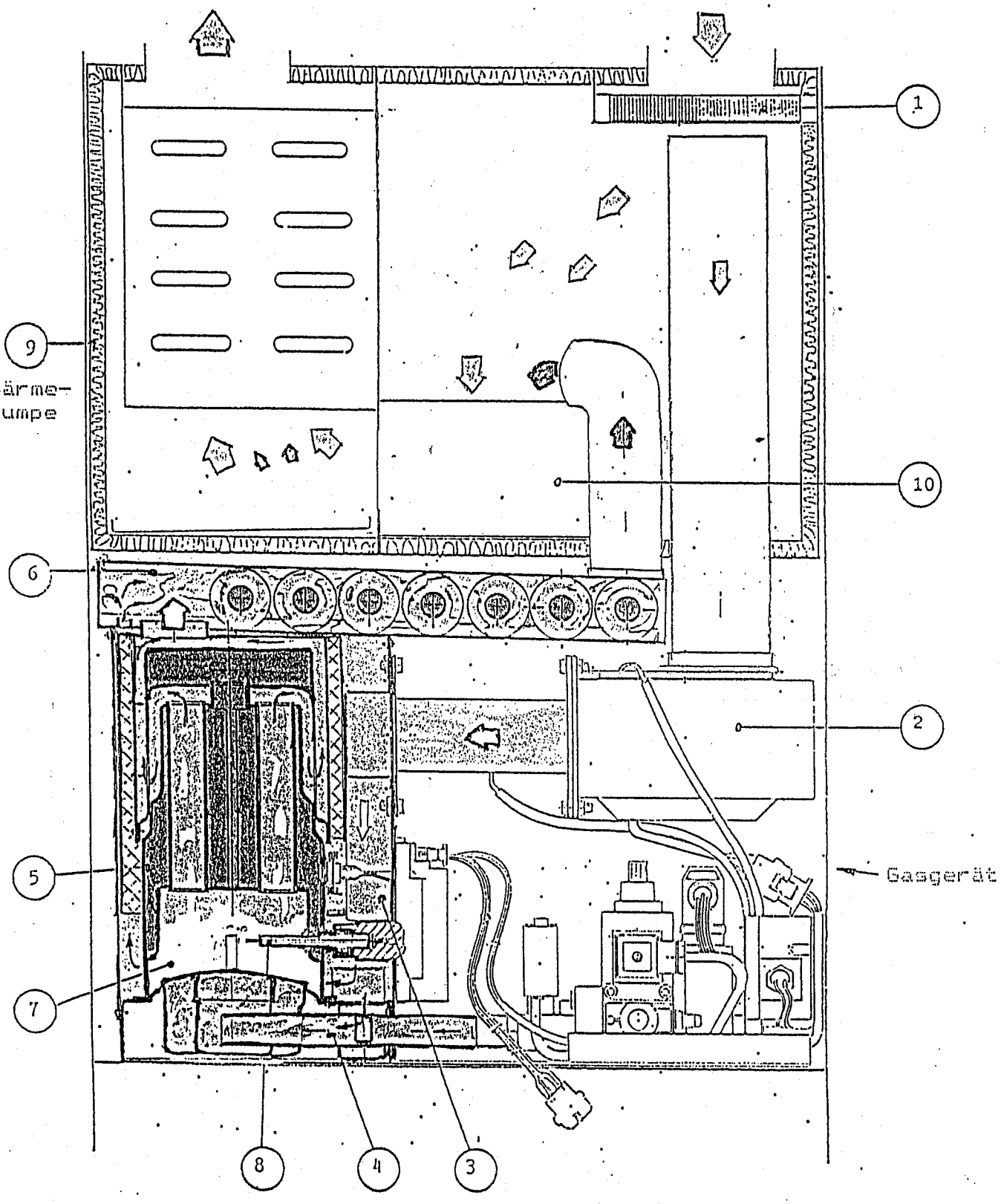
Bilaga 4


ELDNINGSAUTOMAT
DIFFERANSTRYCKVAKT
AIR FLOW CONTROL
GASMAGNETVENTIL
GASKOMBIBLOCK

Bilaga 5

PRIMUS AB

PRIMUS GASGERÄT 2600



910705 LL

Bilaga 6b

1. Filter
2. Förbränningsluftfläkt
3. Förvärmningsyta
4. Luft och gas blandas
5. Primärvärmeväxlare
6. Sekundärvärmeväxlare
7. Förbränningsutrymme
8. Tändelektrod
9. Förångardelen till värmepumpen
10. Frånluftsfläkt

Kalkyl och ekonomisk jämförelse mellan gas, direktel och Auto Term 660A **Bilaga 7**

Fasta kostnader GAS		Rörliga kostnader GAS		Fasta kostnader EL	
gaspanna	45 000	gaspris	0.41	radiator el	15000
Auto term	54000	grundpris/besök	250	install el	10000
Anslutning gas	7500	övrig/besök	810	**Rörlig kostnad EL**	
nyinstall. Gas	10 000	besiktn 3 år	130	elpris	0.7
exploatering	6000				
fast/år	850				
service fast/år	450				
radiator gas	6000				
radiator install	4000				

Referenshusets förbrukning

Gasförbrukning	3990
Drivel till värmepump	3672
El till fläktar och pumpar	710
Hushålls- och fastighetsel	5065
tot	13437

Gaspanna				**Direkt El**	**Auto Term**		
grundinvest ny	65 000			25000	75 300		
grundinvest.	58 500						
grundinvest..	57 000						
	GAS	**EL**	**tot**	**tot**	**GAS**	**EL**	**tot**
årlig kostnad	4790	4042.5	8832	9 406	2151	6613	8764
år 1	4790	4042.5	73832	34 406	2150.9	6612.9	84 064
år 2	4790	4042.5	82665	43 812	2150.9	6612.9	92 828
år 3	4790	4042.5	91497	53 218	2150.9	6612.9	101 591
år 4	4790	4042.5	100329	62 624	2150.9	6612.9	110 355
år 5	4790	4042.5	109161	72 030	2150.9	6612.9	119 119
år 6	4790	4042.5	117994	81 435	2150.9	6612.9	127 883
år 7	4790	4042.5	126826	90 841	2150.9	6612.9	136 647
år 8	4790	4042.5	135658	100 247	2150.9	6612.9	145 410
år 9	4790	4042.5	144490	109 653	2150.9	6612.9	154 174
år 10	4790	4042.5	153323	119 059	2150.9	6612.9	162 938
år 11	4790	4042.5	162155	128 465	2150.9	6612.9	171 702
år 12	4790	4042.5	170987	137 871	2150.9	6612.9	180 466
år 13	4790	4042.5	179819	147 277	2150.9	6612.9	189 229
år 14	4790	4042.5	188652	156 683	2150.9	6612.9	197 993
år 15	4790	4042.5	197484	166 089	2150.9	6612.9	206 757
år 16	4790	4042.5	206316	175 494	2150.9	6612.9	215 521
år 17	4790	4042.5	215148	184 900	2150.9	6612.9	224 285
år 18	4790	4042.5	223981	194 306	2150.9	6612.9	233 048
år 19	4790	4042.5	232813	203 712	2150.9	6612.9	241 812
år 20	4790	4042.5	241645	213 118	2150.9	6612.9	250 576

Bilaga 8

Naturgasens sammansattning och dess tekniska data

NATURGAS					
Komponent	vol-andelar	vikts-andelar	Förbr. Beräkn. torr förbr luft		
Metan, CH4	*0,88700*	*0,7679*	v(O2)o	*2,215*	m3 O2/m3 B
Etan, C2H6	*0,06050*	*0,0982*	v(CO2)o	*1,153*	m3 CO2/m3 B
Propan, C3H8	*0,02600*	*0,0619*	v(H2O)o	*2,137*	m3 H2O/m3 B
i-Butan,C4H10	*0,00400*	*0,0125*	v(N2)o	*8,365*	m3 N2/m3 B
n-Butan	*0,00510*	*0,0160*	lot	*10,579*	m3 tL/m3 B
Pentan, C5H12	*0,00360*	*0,0140*	lot	*0,956*	m3n tL/kWh
Koldioxid,CO2	*0,01000*	*0,0237*	got	*9,518*	m3 tA/m3 B
Kväve, N2	*0,00380*	*0,0057*	got	*0,860*	m3n tA/kWh
Syre, O2	*0,00000*	*0,0000*	go	*11,655*	m3 fA/m3 B
Väte, H2	*0,00000*	*0,0000*	go	*1,053*	m3n fA/kWh
Kolmonoxid,CO	*0,00000*	*0,0000*	(CO2)ot	*12,11*	vol-%
Vattenånga,H2O	*0,00000*	*0,0000*			
Summa	*1,0000*	*1,0000*	Avgasernas sammansättning, λ = 1,00		
Molmassa	*18,53*		CO2	*9,89*	vol-%
Densitet	*0,832*	kg/m3n	H2O	*18,34*	vol-%
Relativ dens	*0,644*		N2	*71,77*	vol-%
Kalorimetriskt	*44,025*	MJ/m3n	SUMMA	*100,00*	
värmevärde, Hs *	*12,23*	kWh/m3n	Vattendaggpunkt	*58,6*	°C
Effektivt	*39,828*	MJ/m3n	* Referenstemperatur 25 °C		
värmevärde, Hi *	*11,06*	kWh/m3n			
Wobbeindex, Ws	*54,88*	MJ/m3n	*tDagg*	58,6	°C (Metod 2)
Ws	*15,24*	kWh/m3n			
Wi	*49,64*	MJ/m3n			
Wi	*13,79*	kWh/m3n			
Förbränningsluftens relativa fuktighet					
RH	*30*	% vid 20 °C	wl	*0,00697654*	m3H2O/m3tL