

Rapport

R133:1981

**Ångmotordriven
värmepumpsprocess för
bostadsbebyggelse**

**Förstudie och jämförelse med
dieselmotordriven värmepump**

**Mats Collin
Mikael Palmgren**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	81-2246
Plac	<i>Ser</i>

K/1981

Bygghorskningsrådet

R133:1981

ANGMOTORDRIVEN VÄRMEPUMPSPROCESS FÖR
BOSTADSBEBYGGELSE

Förstudie och jämförelse med
dieselmotordriven värmepump

Mats Collin
Mikael Palmgren

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 800133-9
från Statens råd för byggnadsforskning till AF Energi-
konsult, Malmö.

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

R133:1981

ISBN 91-540-3604-6
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

INNEHÅLL

	Sid
1. SAMMANFATTNING	5
2. MÅLSÄTTNING	7
3. ÅNGMOTORN - DAGENS ÅNGMASKIN	9
3.1 Konstruktion och egenskaper	9
3.2 Jämförelse mellan ångmotor och ångturbin	9
3.3 Tillverkare och referenser	10
4. ÅNGMOTORNS ÅNGSYSTEM	11
4.1 Val av ångdata	11
4.2 Val av panntyp	11
5. VÄRMEPUMPANLÄGGNINGENS UPPBYGGNAD OCH EGENSKAPER	13
6. FÖRUTSÄTTNINGAR. BERÄKNINGSRESULTAT	17
6.1 Fjärrvärmenät	17
6.2 Uteluft som värmekälla	19
6.3 Avloppsvatten som värmekälla	19
6.4 Industriellt spillvärme som värmekälla	20
6.5 Värmepumpsaggregatet	20
6.6 Motorverkningsgrader	21
6.7 Dimensionering och beräkning av driftpunkter	24
7. EKONOMI	25
7.1 Allmänt	25
7.2 Energikostnadsbesparing	25
7.3 Drifts- och underhållskostnader	26
7.4 Täckningsbidrag	27
7.5 Investeringskostnader	30
7.6 Resultat	35
8. ALTERNATIVA BRÄNSLEN	45
8.1 Val av bränsle	45
8.2 Bränsleegenskaper och bränslepriser	45
8.3 Resultat av eldning med alternativt bränsle	45
Bilaga 1 Layout ångmotor	47
Bilaga 2 Ångmotorns uppbyggnadsprinciper	49
Bilaga 3 Kompressorverkningsgrader	51
Bilaga 4 Resultat av datorsimulering	53
Bilaga 5 Investeringskostnader	59

1. SAMMANFATTNING

Projektet har haft som avsikt att inom ramarna för en förstudie utvärdera den ångmotordrivna värmepumpen som värmeproducent för bostadsbebyggelse. Vidare har avsikten varit att jämföra den ångmotordrivna värmepumpen med den dieselmotordrivna.

Ångmotorn utgörs av en i jämförelse med äldre ångmaskiner snabbgående kolvångmaskin med varvtal vanligen mellan 1000 och 1500 varv/min. Med ång- och dieselmotordriven värmepump åsyftas en kompressordriven förångningsprocess där ång- eller dieselmotorn utnyttjas för själva kompressordriften.

Då verkningsgrad och anläggningskostnad har visat sig gynnsammare för ångmotorn gentemot ångturbinen vid axeleffekter under 1,5 MW har studien begränsats uppåt till denna effekt. Med avseende på total värmeeffekt har studien inriktats på effekter mellan 1 och 8 MW.

Då ekonomin i hög grad är beroende av värmekällans och värmesänkans temperatur har utvärderingen gjorts för flera alternativ. De värmekällor som tillämpningarna har baserats på är uteluft, avloppsvatten samt industriellt spillvärme. Även påverkan av värmesänkans temperatur har undersökts. I ett fall är temperaturen i det närmaste överensstämmande med förhållanden som gäller konventionell fjärrvärmeteknik. I ett annat fall sker värmedistribution vid en lägre temperatur.

I det effektområde som studerats kommer ångdata för ångmotorn att begränsas av ekonomiska skäl. Detta medför en lägre termisk verkningsgrad för ångmotorn i jämförelse med dieselmotorn. I tillämpning där anläggning dimensioneras för en given total värmeeffekt kommer härav andelen värme från värmekällan av total värmeproduktion, att bli ca femtio procent lägre för den ångmotordrivna värmepumpen i jämförelse med den dieselmotordrivna.

Vad avser lönsamhet så fås i jämförelse med konventionell värmeproduktion baserad på Eo4 payoff-tider mellan tre och tio år för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump i tillämpning med relativt gynnsamma värmekällor (avloppsvatten; industriellt spillvärme). Med uteluft som värmekälla blir payoff-tiden i regel mellan 10 och 20 år.

Beroende på värmekälla, temperatur för fjärrvärmedistribution och effektområde fås olika skillnader i lönsamhet mellan den ångmotordrivna och dieselmotordrivna värmepumpen. För anläggning med en total värmeeffekt över 4 MW samt i tillämpning med fjärrvärmedistribution vid den högre temperaturen fås inga markanta skillnader i lönsamhet mellan den ångmotordrivna och dieselmotordrivna värmepumpen. Ett undantag synes vara tillämpning med uteluft som värmekälla där den ångmotordrivna värmepumpen ger den bättre lönsamheten. Vid lägre effekter kommer dock den effektoberoende kostnaden för periodisk övervakning enligt Ångpannenormer i hög grad att försämra resultatet för den ångmotordrivna värmepumpen.

För det fall där fjärrvärmedistributionen sker vid den lägre temperaturen och industriellt spillvärme utnyttjas som värmekälla uppvisar den dieselmotordrivna värmepumpen en bättre lönsamhet. Detta framförallt i de fall där anläggningen dimensioneras för en given total värmeeffekt.

I tillämpningar där anläggningen dimensioneras för en given kyleffekt -vilket är fallet om effektuttaget från värmekällan är den begränsande faktorn vid dimensionering - ger den ångmotordrivna värmepumpen den bättre lönsamheten. Detta gäller vid kyleffekter från 2 MW och uppåt samt fjärrvärmedistribution vid den högre temperaturen.

Lönsamheten för den ångmotordrivna värmepumpen förbättras vid tillämpning i industri där ånga redan utnyttjas för den industriella produktionen. I detta sammanhang kan investeringskostnaden för själva ångmotoranläggningen komma att reduceras med 40 till 50 %. Dessutom elimineras kostnaden för den periodiska övervakningen av pannanläggningen.

Jämförelser mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump är i denna studie i första hand baserade på eldning med Eo4. Ångmotorsystemet ger den stora fördelen att samtliga i landet tillgängliga fasta bränslen är möjliga som primärenergikälla. Detta gör vidare ångmotorsystemet mycket lämpat för drift med inhemska bränslen som torv, flis, hushållsavfall m m. För lönsamheten betyder detta att den ångmotordrivna värmepumpen blir klart gynnsammare än den dieselmotordrivna.

2. MALSÄTTNING

Denna förstudie syftar till att genom jämförelse med konventionell värmeproduktion utvärdera den ångmotordrivna värmepumpen för bostadsbyggelse. I denna jämförelse ingår även den dieselmotordrivna värmepumpen.

Ångmotorer utnyttjas huvudsakligen i effektområdet upp till 1,5 MW axeleffekt vilket begränsar den totalt producerade värmeeffekten för en ångmotordriven värmepump till maximalt ca 10 MW. Den ångmotordrivna värmepumpen betraktas härav bli ansluten via fjärrvärmenät till bostadsområden med en sammanlagd anslutningseffekt i denna storleksordning.

Energibesparing och ekonomi utvärderas för olika tillämpningar med avseende på värmekällans och värmesänkans temperatur. Resultatet av uteluft, avloppsvatten och industriellt spillvärme som värmekälla undersöks. Vidare levereras fjärrvärme vid en i jämförelse med dagens fjärrvärmeteknik låg temperatur i ett fall och normal temperatur i annat fall.

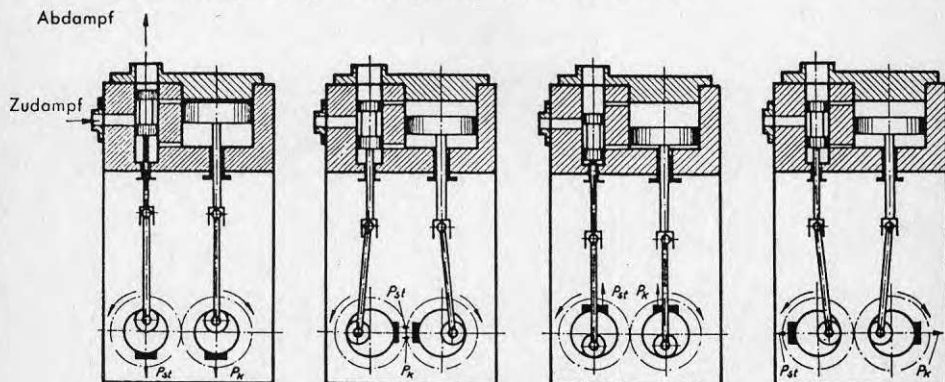
I det följande beskrivs inledningsvis ångmotorn och dess ångsystem. Den principiella uppbyggnaden av det ångmotordrivna och dieselmotordrivna värmepumpsystemet beskrivs därefter. Vidare ges de huvudsakliga förutsättningarna för datorsimulering av de olika tillämpningarna samt dess beräkningsresultat. Slutligen redovisas ekonomin.

3. ÅNGMOTORN - DAGENS ÅNGMASKIN

3.1 Konstruktion och egenskaper

Den äldre kolvångmaskinen karaktäriserades av låga varvtal - oftast 100-300 varv/min - och ett högt vikt-effektförhållande. Den främsta fördelen var dess driftsäkerhet och långa livslängd.

Dagens kolvångmaskin är kompaktare och arbetar med högre varvtal, vanligen 1000-1500 varv/min. Den är i princip uppbyggd som en dieselmotor, med cylinder- och vevhusdel, se figur 3.1.



Figur 3.1. Ångmotorns uppbyggnad och arbetsprincip.

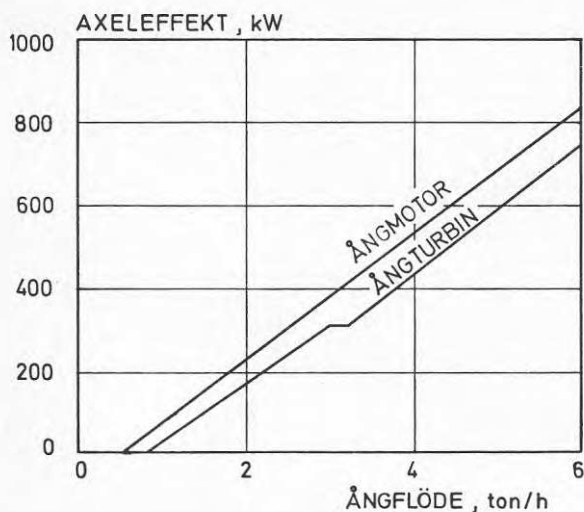
Till ett vevhusparti kan olika cylinderstorlekar anslutas vilket möjliggör en enkel anpassning av en standardmaskin till de för tillämpningen aktuella ångdata. Detta erbjuder också en möjlighet att på platsen konvertera en befintlig ångmotor för nya ångdata vilket kan bli aktuellt vid ändrade produktionsförhållanden. Beroende på tryckskillnad över ångmotorn sker expansionen i en enkel cylinder eller flera seriekopplade cylindrar.

Förutom variation av cylinderstorlek och antal expansionssteg kan även flera cylindrar kopplas parallellt på ångsidan. Effekttuttaget per cylinder är vanligen 100-200 kW. Uppbyggnad och konstruktion är vidare redovisad i bilagor 1 och 2.

3.2 Jämförelse mellan ångmotor och ångturbin

Alternativet till ångmotorn för kraftgenerering ur ånga är ångturbinen. Vid axeleffekter upp till ca 1,5 MW - vilket är aktuellt i denna studie - har emellertid ångmotorn en bättre termodynamisk verkningsgrad.

För en tillämpning med ångdata 30 bar (abs), 350°C (före reglerventil) och 1 bar (abs) mottryck samt ångflödet 6 t/h innebär detta att ångmotorn levererar ca 100 kW högre axeleffekt än ångturbinen enligt figur 3.2.



Figur 3.2. Axleffekt som funktion av ångflöde för ångmotor och ångturbin. Ångdata före reglerventil 30 bar (abs), 350°C. Ångdata utlopp 1 bar (abs).

Även kostnadsmässigt är ångmotorn att föredra i detta effektområde. För ovanstående tillämpning är priset för en ångmotor ca 1600 kr/kW inklusive generator och generatorställverk medan motsvarande pris för ångturbinen är ca 2100 kr/kW.

3.3 Tillverkare och referenser

Följande ångmotortillverkare finns i dag enligt författarnas kännedom:

Spilling Werke, Västtyskland

Halberg, Västtyskland

I Sverige finns en ångmotoranläggning i drift sedan oktober 1981 hos Örnköldsviks Skogsägareförening, Örnköldsvik. Anläggningen beskrivs av Nordström och Gabrielsson, 1981.

4. ÅNGMOTORNS ÅNGSYSTEM

4.1 Val av ångdata

Valet av ångdata måste ske genom en avvägning mellan systemets α -värde ($\alpha = \text{axeleffekt/värmeeffekt}$) och kostnaderna för ångsystemet.

Generellt gäller att högre panntryck och överhettningstemperatur samt lägre mottryck ger ett högre α -värde. Eftersom mottrycket begränsas nedåt av temperaturen i värmesystemet är ångkondensorns yta, panntryck och överhettningstemperatur de storheter som kan påverkas. I denna studie har skillnaden mellan utgående kylmedeltemperatur och ångans kondenseringstemperatur (kondensorns "Grädighet") satts lika med 5° .

Då valet av panntryck och överhettningstemperatur är intimt förknippat med val av panntyp bör detta först diskuteras.

4.2 Val av panntyp

För ångprodukten blir två panntyper aktuella. Dessa är eldrörspannan och vattenrörspannan. Eldrörspannan är begränsad av Ångpannenormer till ett driftryck av max 32 bar medan vattenrörspannan kan utföras praktiskt taget för vilka (rimliga) ångdata som helst.

En gräns i kostnadshänseende sätts av kraven på pannvattnet. Vid driftryck över 40 bar måste en totalavsaltning av vattnet tillgripas medan det vid lägre tryck oftast räcker med en enkel partialavsaltning.

Beträffande överhettningstemperatur bör denna av material- och driftshänsyn begränsas till ca 400°C . Denna gräns sätts bl a med anledning av att ångmotorns smörjolja ansamlas till viss del i pannvattnet. Huvuddelen av smörjoljan i kondensatet avskiljes dock i en speciell kondensattank och kan återanvändas för andra ändamål.

Då prisförhållandet i aktuellt effektområde är ca 1:4 mellan en eldrörpanna och en vattenrörpanna talar detta för att en eldrörpanna bör väljas för ångmotortillämpningar.

Med hänsyn till ovannämnda faktorer har panntryck och överhettningstemperatur satts till 32 bar (e), 380°C i denna förstudie.

5. VÄRMEPUMPANLÄGGNINGENS UPPBYGGNAD OCH EGENSKAPER

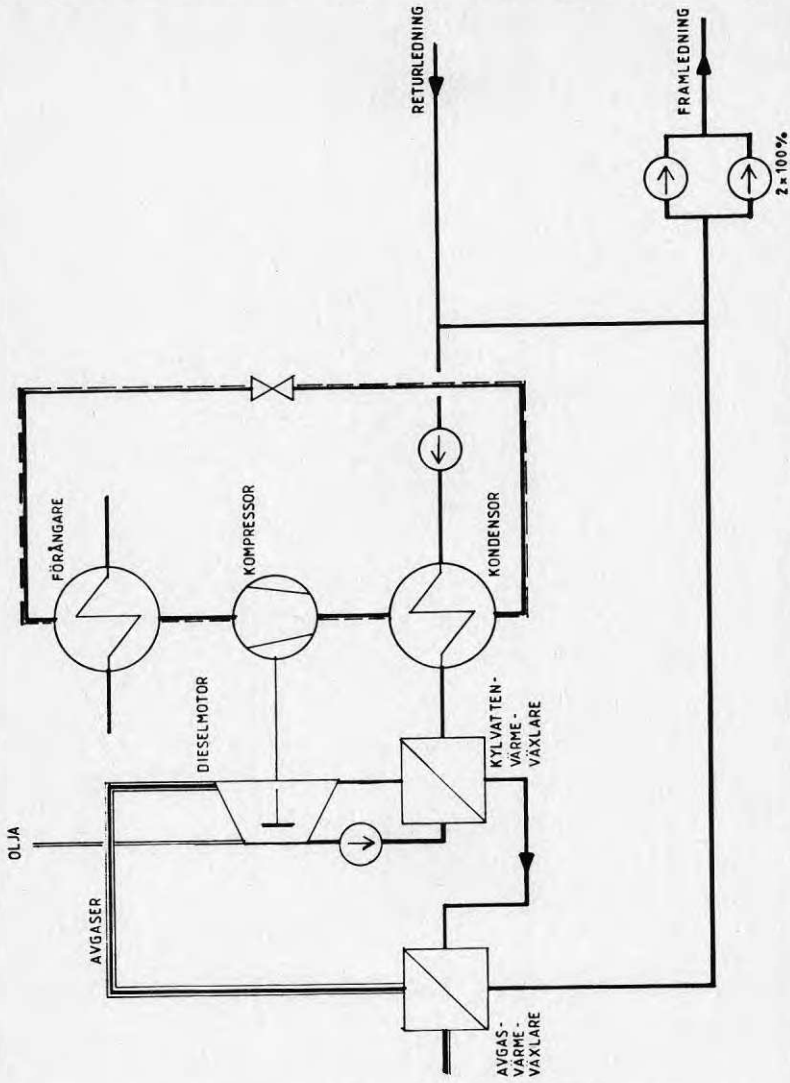
Den principiella uppbyggnaden av den ångmotordrivna och dieselmotordrivna värmepumpen framgår av figurer 5.1 och 5.2.

För båda dessa typer av värmepumpsystem gäller att det inkommande fjärrvärmevattnet värms först i värmepumpens kondensor. En fortsatt uppvärmning sker därefter med hjälp av det värme som inte kan omvandlas direkt till mekaniskt arbete i drivmotorn. Vid ångmotordrift sker detta genom kylning med fjärrvärmevatten för kondensering av utloppsången från ångmotorn. Dieselmotorns omvandlingsförluster överförs till fjärrvärmevattnet när detta kyler motor och avgaser.

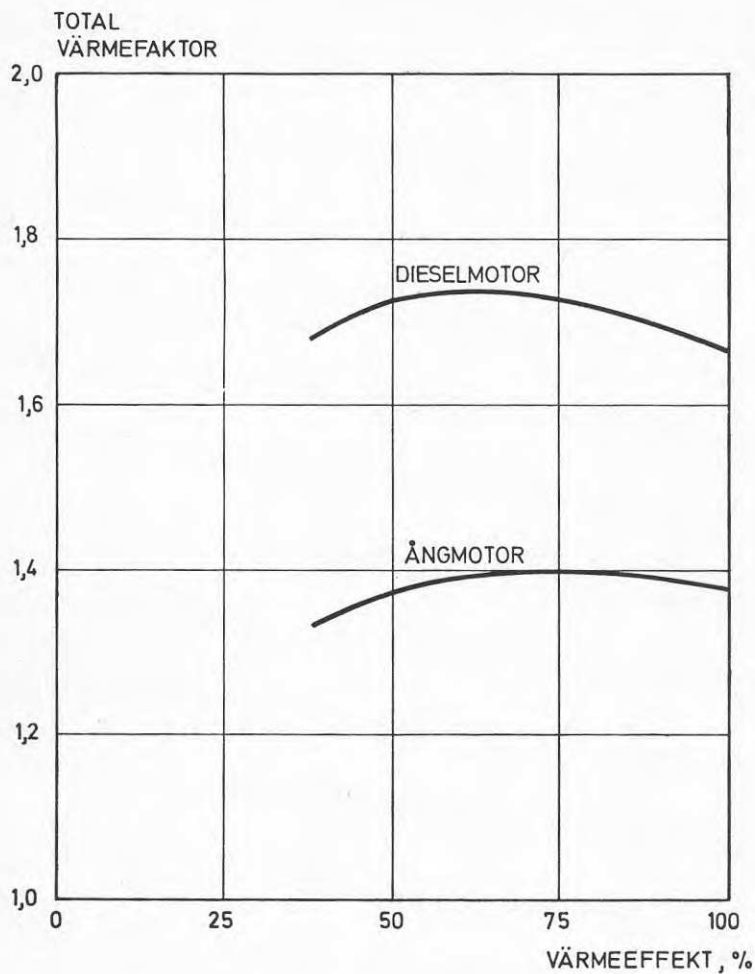
Ångsystemet med ångmotor är i princip uppbyggt som ett konventionellt mindre mottryckskraftverk med ångturbin. Skillnaden är den kraftproducerande enhetens arbetsprincip samt den - i ångmotortillämpningen - tillkommande kondensattanken för oljeavskiljning.

Med ångmotordriven värmepump utgör värmepumpens värmeavgivning 30-50 % av total värmeavgivning (värmepump + motor) beroende på värmefaktor. Med dieselmotordriven värmepump blir motsvarande andel 60-80 %.

Den principiella skillnaden i total värmefaktor - definierad som förhållandet mellan total värmeavgivning och energiförbrukning - mellan de olika drivsätten vid olika lastfall åskådliggörs i figur 5.3. Redovisade kurvor baseras på ett visst temperaturfall. Beroende på temperaturförhållanden fås 20-40 % högre värmefaktor vid dieselmotordrift.



Figur 5.2. Principschema dieselmotordriven värmepump.



Figur 5.3 Total värmefaktor för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump vid olika lastfall. Inkommande värmebärartemperatur 55°C ; utgående värmebärartemperatur (vid 100 %) 75°C ; inkommande köldbärartemperatur 10°C ; utgående köldbärartemperatur (vid 100 %) = 5°C .

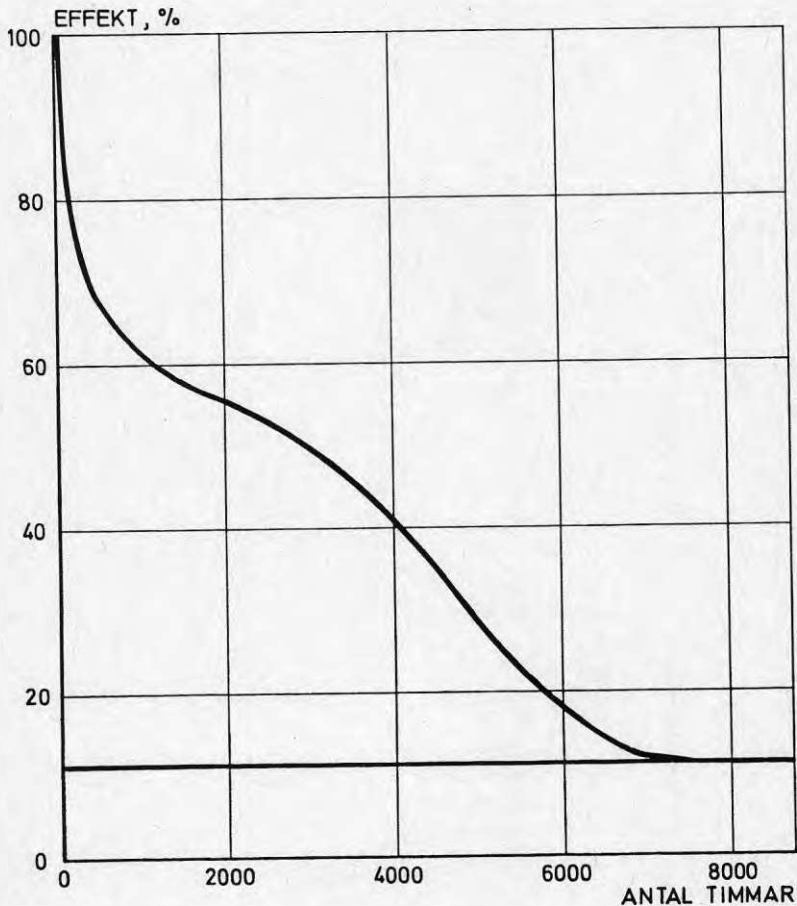
6. FÖRUTSÄTTNINGAR. BERÄKNINGSRESULTAT

I det följande beskrivs de förutsättningar som gäller för de studerade tillämpningarna och vilka ligger till grund för datorsimulering. Vidare redovisas simuleringsresultatet i form av tekniska data för det dimensionerande fallet samt de energikvantiteter och årsvärmefaktorer som erhålls för ett normalår.

6.1 Fjärrvärmenätet

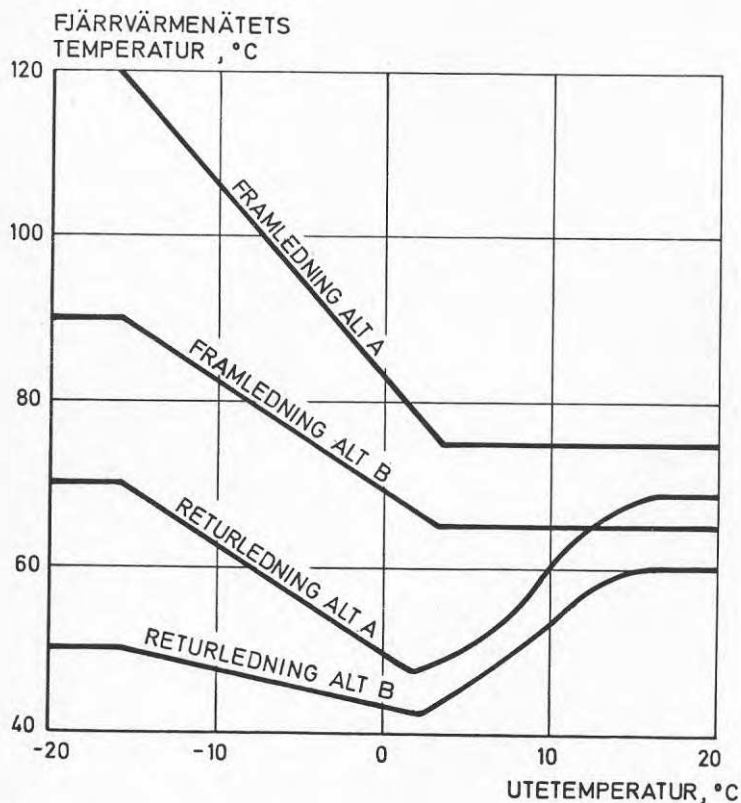
Den ångmotordrivna eller dieselmotordrivna värmepumpen betraktas anslutas till ett fjärrvärmenät för bostadsområden med ett maximalt effektbehov i intervallet 1,5 till 12 MW.

Effektbehovets variation under året har baserats på klimatdata för Malmö enligt Taesler, 1972. Effektbehovet i ett varaktighetsdiagram framgår av fig 6.1. Den erforderliga produktionseffekten är beräknad vid en utetemperatur av $LUT5-3^{\circ}\text{C}$, alltså -16°C för Malmö-klimat.



Figur 6.1. Effektbehov som funktion av antal timmar för Malmö-klimat.

Temperaturen i fjärrvärmenätet baseras på två alternativ, ett högtemperatur- och ett lågttemperaturalternativ enligt figur 6.2. I denna figur är framlednings- och returledningstemperaturen angivna som funktion av utetemperatur. Framledningstemperaturens brytpunkt ligger vid utetemperatur +2°C.



Figur 6.2. Temperaturer i fjärrvärmenät som funktion av utetemperatur för ett högttemperaturalternativ (A) och ett lågttemperaturalternativ (B).

6.2 Uteluft som värmekälla

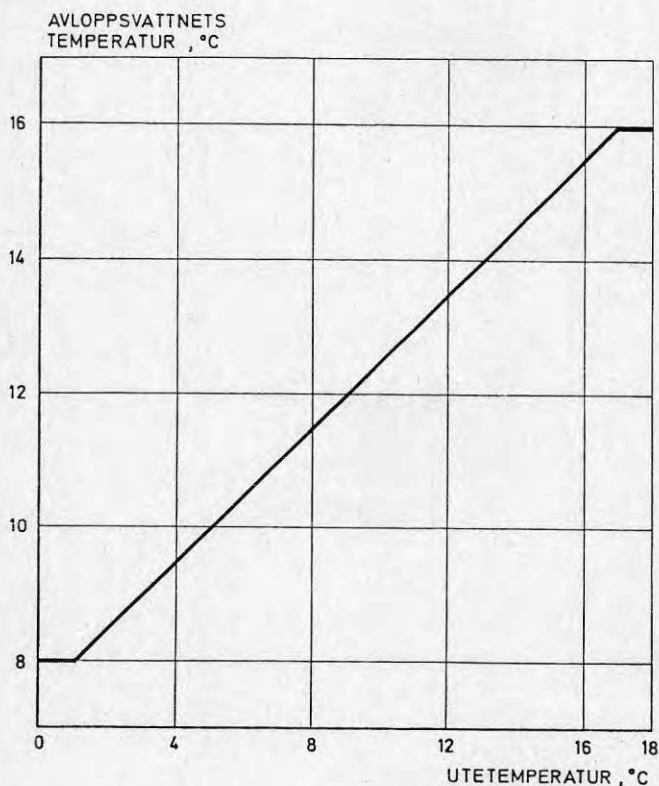
Utnyttjande av uteluft som värmekälla baseras på indirekt värmeöverföring via en köldbärare (vatten, glykol).

Temperaturdifferensen mellan uteluft och till den uteluftberörda värmeväxlaren inkommande köldbäraren sätts lika med 8°C i det dimensionerande fallet för värmepumpinstallationen.

Förlusten för avfrostning sätts lika med 5 % av värmeväxlarens värmeupptagning vid utetemperaturer under $+3^{\circ}\text{C}$ enligt Granryd, 1978.

6.3 Avloppsvatten som värmekälla

Avloppsvattnets temperatur relaterad till utetemperaturen betraktas ha ett förenklat förlopp enligt figur 6.3. Detta temperaturförlopp torde - åtminstone vad gäller tendens - kunna gälla för kommunalt avloppsvatten.



Figur 6.3. Avloppsvattnets temperatur som funktion av utetemperaturen.

Avloppsvattnet pumpas direkt genom förångarens tuber. Värmepumpinstallationen dimensioneras för en temperatursänkning hos avloppsvattnet av 4°C .

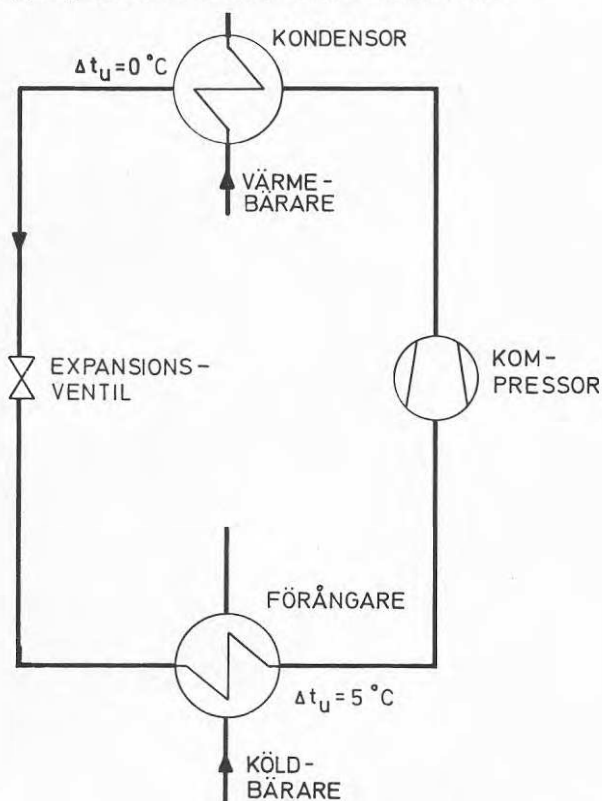
6.4 Industriellt spillvärme som värmekälla

Det industriella spillvärmets utgörs av värmeavgivning från en kylvattenkrets för processkyllning. Den erforderliga kylvattentemperaturen är $+20^{\circ}\text{C}$. Vid processkyllningen stiger kylvattentemperaturen till 30°C . Spillvärmeeffekten antas vara konstant under processdriften.

Värmepumpens förångare ansluts direkt till kylvattenkretsen vilket ger en inkommande kylvattentemperatur av 30°C . Värmepumpinstallationen dimensioneras för en temperatursänkning hos kylvattnet av 10°C .

6.5 Värmepumpsaggregatet

Värmepumpsaggregatet har beräkningsmässigt baserats på en enstegs kompressordriven förångningsprocess enligt figur 6.4. Kapacitets- och värmefaktorförbättrande utföranden som exempelvis economiserkoppling har alltså lämnats utanför denna studie.



Figur 6.4. Enstegs kompressordriven förångningsprocess.

De kompressorverkningsgrader som utnyttjas för datorsimulering följer samband för skruvkompressorer med R22 som köldmedium enligt Schibbye, 1975. Använda ekvationer är sammanställda i bilaga 3.

Ekvationen för totalverkningsgraden gäller för skruvkompressorer som är optimalt dimensionerade vid aktuellt tryckförhållande. För en given kompressor fås alltså en försämrade verkningsgrad vid tryckförhållanden som avviker från det dimensionerande i jämförelse med vad som erhålls vid optimering vid varje nytt tryckförhållande. Försämringen är dock marginell och påverkar ej tendensen i slutresultatet.

Enligt Ekroth, 1978 torde angivna ekvationer kunna tillämpas för andra köldmedier än R22. I denna studie baseras kylprocessen generellt på köldmedium R12.

Vidare gäller följande generella data:

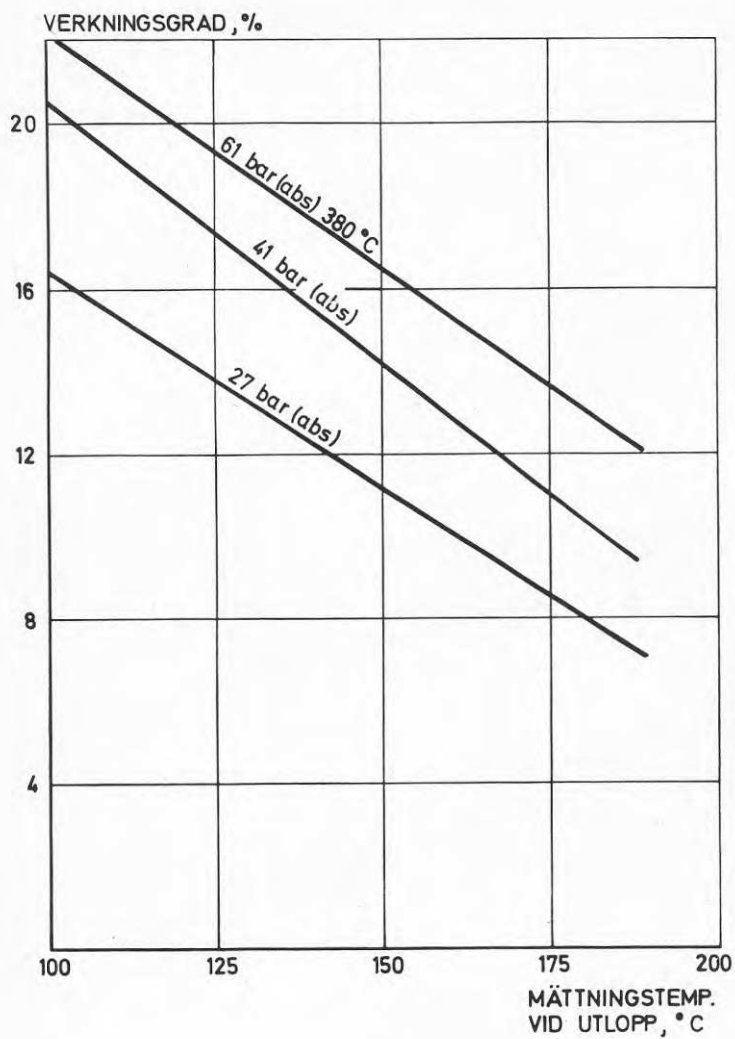
Tillåtet maximalt kondenseringstryck	21 bar
Utgående temperaturdifferens för kondensorn	2°C
Utgående temperaturdifferens för förångaren	5°C
Suggasens överhettning	5°C
Köldmedievätskans underkylning	0°C

Utgående temperaturdifferenser samt överhettning är angivna med avseende på köldmediets mätningstemperatur vid kompressorn.

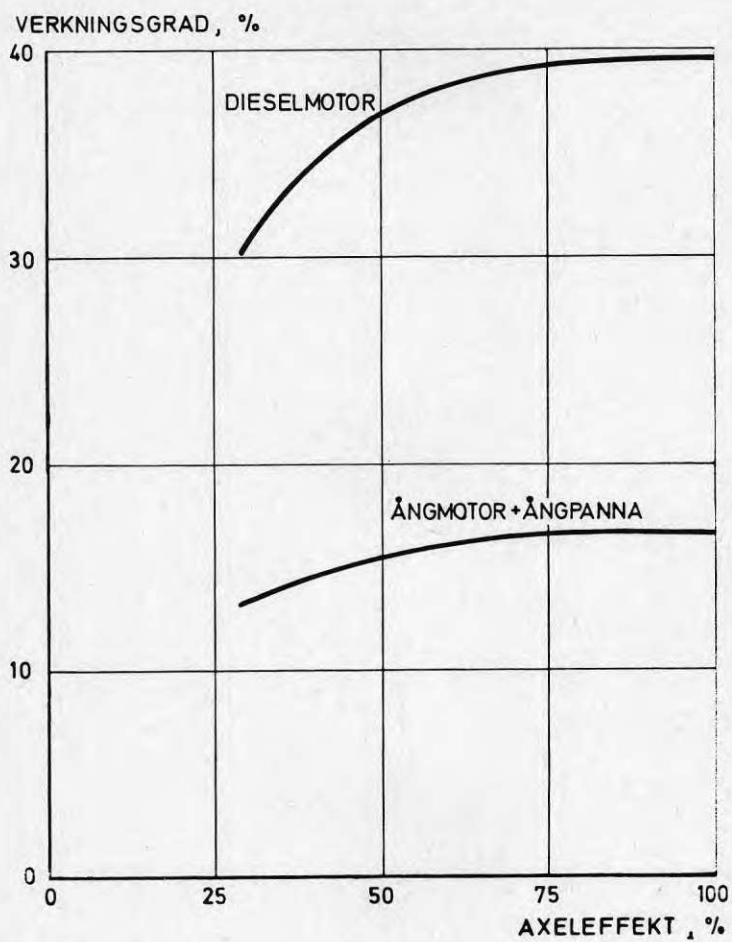
6.6 Motorverkningsgrader

Den termiska verkningsgraden för ångmotortillämpning är redovisad i figur 6.5. I den studerade tillämpningen med 30 bar (abs) och 380°C vid inloppet och 100°C vid utloppet fås en termisk verkningsgrad av 0,175.

Dellastverkningsgraden för ångmotor och dieselmotor åskådliggörs i figur 6.6. I verkningsgraden för ångmotorn har hänsyn tagits till pannförluster för att få en jämförbar bild med dieselmotorn.



Figur 6.5. Termisk verkningsgrad med avseende på ångans värmeinnehåll för ångmotortillämpning.



Figur 6.6. Termisk verkningsgrad vid dellast för ångmotorn och dieselmotor.

6.7 Dimensionering och beräkning av driftpunkter

Den värmemotordrivna värmepumpen dimensioneras att täcka fjärrvärmenätets effektbehov vid utetemperaturen -2°C . Detta resulterar i en dimensionerande värmeeffekt för den värmemotordrivna värmepumpen som motsvarar 66 % av fjärrvärmenätets maximala effektbehov. Den tid under vilken tillsatsvärme erfordras utgör dock endast drygt 400 timmar under ett normalår.

För tillämpning med uteluft som värmekälla tas anläggningen ur drift vid alltför låga utetemperaturer. I alternativet med hög temperatur i fjärrvärmenätet sker detta vid utetemperaturer under -2°C och i alternativet med låg temperatur vid utetemperaturer under -10°C .

Resultatet av datorsimuleringen har sammanställts i bilaga 4. Redovisade effektuppgifter är erhållna data vid dimensioneringen. Energikvantiteterna avser ett års drift med hänsyn tagen till en tillgänglighetsfaktor av 0,95. Uppgifterna är relaterade till en anläggning med en producerad total värmeeffekt av 1 MW.

7. EKONOMI

7.1 Allmänt

Det ekonomiska resultatet för alternativ värmeproduktion med ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump bedöms utifrån jämförelse med konventionell värmeproduktion med oljebaserad hetvattencentral.

De olje- och energipriser som bedömningen av energikostnadsbesparingen baseras på framgår av tabell 7.1.

Tabell 7.1. Olje- och energipriser för Eo4 och dieselolja. Avser Malmö-området, augusti 1981.

Oljetyp	Oljepris, kr/m ³	Energipris, kr/MWh
Eo4	1671	154
Dieselolja	1846	187

7.2 Energikostnadsbesparing

Energikostnadsbesparingen beräknas enkelt utifrån redovisade energimängder i bilaga 4.

Exempelvis, producerar en ångmotordriven värmepump med avloppsvatten som värmekälla och värmeangivning till ett fjärrvärmenät med hög temperatur en värmemängd av 4520 kWh/år, kW till ett värde av (vid pannverkningsgraden 0,90):

$$4520 \text{ kWh/år, kW} \times 1/0,90 \times 154 \text{ kr/MWh} \times 10^{-3} = 773 \text{ kr/år, kW}$$

Energiförbrukningen är 3760 kWh/år, kW vilket ger en energikostnad av:

$$3760 \text{ kWh/år, kW} \times 154 \text{ kr/MWh} \times 10^{-3} = 579 \text{ kr/år, kW}$$

Energikostnadsbesparingen blir följaktligen:

$$773 \text{ kr/år, kW} - 579 \text{ kr/år, kW} = 194 \text{ kr/år, kW}$$

En dieselmotordriven värmepump i samma tillämpning producerar värmemängden 4420 kWh/år, kW till ett värde av:

$$4420 \text{ kWh/år, kW} \times 1/0,90 \times 154 \text{ kr/MWh} \times 10^{-3} = 756 \text{ kr/år, kW}$$

Energiförbrukningen är 3010 kWh/år, kW till en kostnad av:

$$3010 \text{ kWh/år, kW} \times 187 \text{ kr/MWh} \times 10^{-3} = 563 \text{ kr/år, kW}$$

Energikostnadsbesparingen blir i detta fall:

$$756 \text{ kr/år, kW} - 563 \text{ kr/år, kW} = 193 \text{ kr/år, kW}$$

Energikostnadsbesparingen för de olika tillämpningarna har sammanställts i tabeller 7.2 och 7.3.

Tabell 7.2. Specifik energikostnadsbesparing för ångmotor- och dieselmotordriven värmepump. Fjärrvärme vid hög temperatur.

Värmekälla	Specifik energikostnadsbesparing, kr/år, kW	
	Ångmotor	Dieselmotor
Uteluft	141	116
Avloppsvatten	194	193
Spillvärme	264	293

Tabell 7.3. Specifik energikostnadsbesparing för ångmotor- och dieselmotordriven värmepump. Fjärrvärme vid låg temperatur.

Värmekälla	Specifik energikostnadsbesparing, kr/år, kW	
	Ångmotor	Dieselmotor
Uteluft	182	182
Avloppsvatten	232	265
Spillvärme	312	377

7.3 Drifts- och underhållskostnader

Merkostnader för underhåll och periodisk tillsyn i jämförelse med hetvattenpanna sätts lika med 115 000 kr/år för ångmotordriven och 65 000 kr/år för dieselmotordriven värmepump. Förklaringen till denna stora skillnad mellan den ångmotordrivna och dieselmotordrivna värmepumpen är att medan en dieselmotoranläggning kräver en minimal övervakning fordrar Ångpannenormer, 1969 en tillsyn var tolfte timme för ångpanneanläggningar. Däremot torde underhållskostnaden för den ångmotordrivna värmepumpen bli lägre.

Specifika smörjoljeförbrukningen kan sättas lika med 0,51 g/h, kW för ångmotorn och 1,36 g/h, kW för dieselmotorn. Den större förbrukningen av smörjolja hos dieselmotorn har sin förklaring i att föroreningar som bildas bl a vid förbränningen uppslammas i smörjoljan. Dessutom förångas och förbränns delar av cylinderväggens oljefilm.

Ångmotorn förbrukar smörjolja kontinuerligt under drift. Smörjoljan är därefter förbrukad för ångmotorn, men kan användas för andra smörjbehov eller förbränning. För smörjning av ångmotorn erfordras en oljekvalitet motsvarande BP's cylinderolja CD-1000 vilken kostar 760 kr/100 kg. En turboöverladdad dieselmotor smörjs exempelvis med smörjolja SAE 30V vilken kostar 720 kr/100 kg.

Specifik smörjoljekostnad m a p total värmeeffekt (värmepump + motor) för olika tillämpningar redovisas i tabeller 7.4 och 7.5.

Tabell 7.4 Specifik kostnad m a p total värmeeffekt för smörjoljeförbrukning. Fjärrvärme vid hög temperatur.

Värmekälla	Specifik smörjoljekostnad, kr/år, kW	
	Ångmotor	Dieselmotor
Uteluft	4,4	25,1
Avloppsvatten	4,3	22,8
Spillvärme	3,8	18,9

Tabell 7.5. Specifik kostnad m a p total värmeeffekt för smörjoljeförbrukning. Fjärrvärme vid låg temperatur.

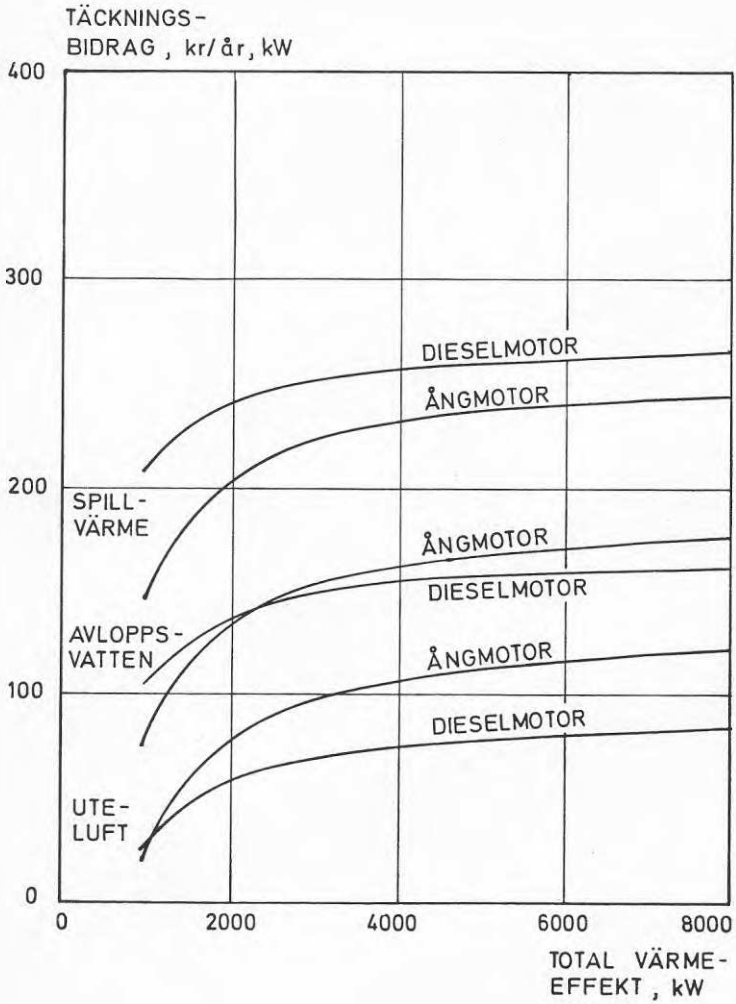
Värmekälla	Specifik kostnad, kr/år, kW	
	Ångmotor	Dieselmotor
Uteluft	4,4	23,4
Avloppsvatten	4,0	19,7
Spillvärme	3,4	15,6

7.4 Täckningsbidrag

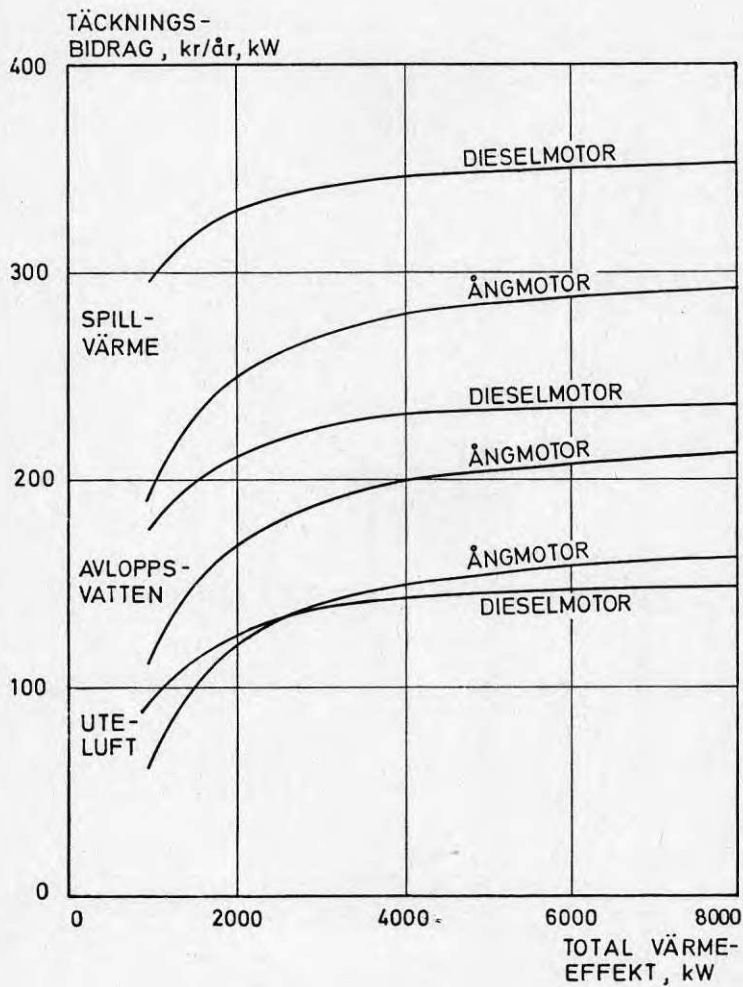
Täckningsbidraget för återbetalning av investeringskostnaden blir lika med energikostnadsbesparingen med avdrag för drifts- och underhållskostnader.

Täckningsbidraget för olika installerade värmeeffekter redovisas i figurer 7.1 och 7.2.

Av diagrammen i figurer 7.1 och 7.2 framgår att täckningsbidraget försämras markant vid låga installerade värmeeffekter (<2 à 3 MW). Detta beroende på att den effektoberoende delen av drift- och underhållskostnader får större relativt inflytande på täckningsbidraget vid låga effekter. Detta gäller framför allt för den ångmotor-drivna värmepumpen vilken har en hög kostnad för den periodiska övervakningen. Vidare visar diagrammen tendensen att den ångmotor-drivna värmepumpen i jämförelse med den dieselmotordrivna ger ett bättre täckningsbidrag vid "svårare" temperaturförhållanden (uteluft och avloppsvatten som värmekälla och fjärrvärmedistribution vid hög temperatur). Detta förklaras av att vid "svårare" temperaturförhållande och därmed sämre värmefaktor blir merkostnaden för dieseloljan gentemot Eo4 mer påtaglig.



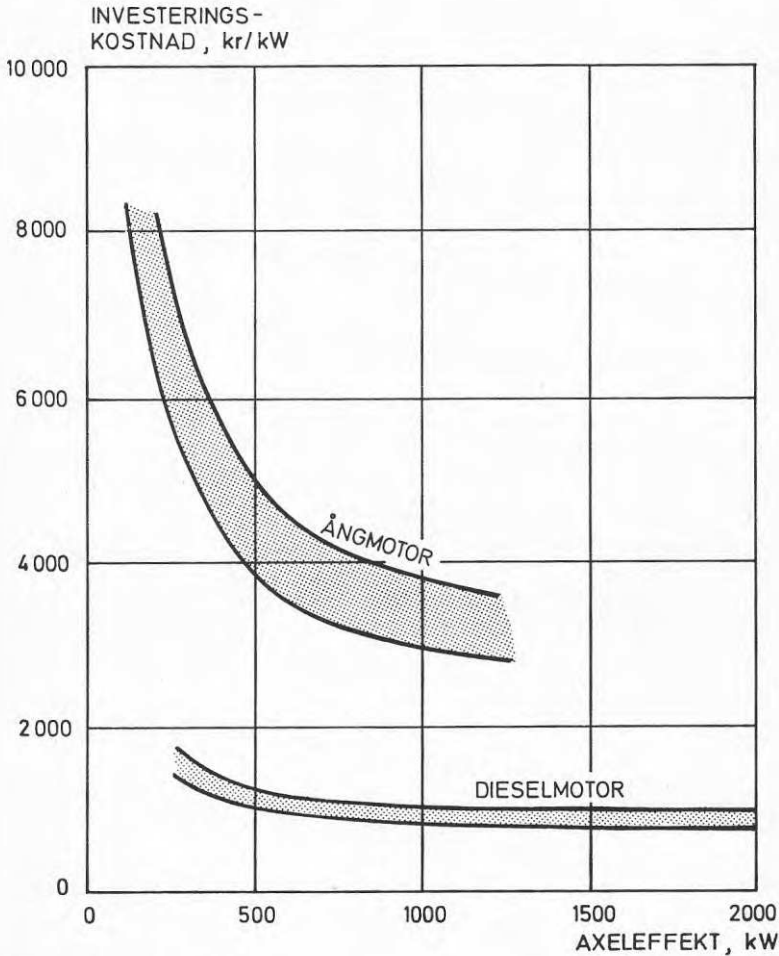
Figur 7.1. Täckningsbidraget för ångmotordriven och dieselmotor-driven värmepump som funktion av installerad total värmeeffekt. Fjärrvärme vid hög temperatur.



Figur 7.2. Täckningsbidrag för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump som funktion av installerad total värmeeffekt. Fjärrvärme vid låg temperatur.

7.5 Investeringsskostnader

Specifik investeringskostnad för komplett motoranläggning med utrustning för värmeåtervinning redovisas i figur 7.3. Den specifika kostnaden för ångmotoranläggningen är 3 till 5 gånger större än vad som gäller dieselmotoranläggningen.



Figur 7.3. Specifik investeringskostnad för motoranläggning med värmeåtervinning som funktion av axeleffekt. Motorvarvtal 1800 rpm för dieselmotor.

Investeringskostnader för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 4 MW redovisas i bilaga 5. För andra effekter har investeringskostnader sammanställts i figurer 7.4 till 7.6. Som framgår av redovisade kostnader uppträder inte samma markanta kostnadsskillnad mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump som mellan ångmotor- och dieselmotoranläggning. Större motor och värmepump vid dieselmotordrift verkar naturligtvis utjämnande på kostnadsskillnaden för anläggning dimensionerad för en given total värmeeffekt.

I tillämpningar med lägre temperatur hos värmekällan blir värmepumpen (i fallet med uteluft som värmekälla, värmepump inklusive uteluftvärmeväxlare) den alltmer dominerande kostnaden. Med avloppsvatten som värmekälla fås härav i jämförelse med spillvärme en minskad kostnadsskillnad mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump. Med uteluft som värmekälla fås en tendens att den dieselmotordrivna värmepumpen blir dyrare än den ångmotordrivna.

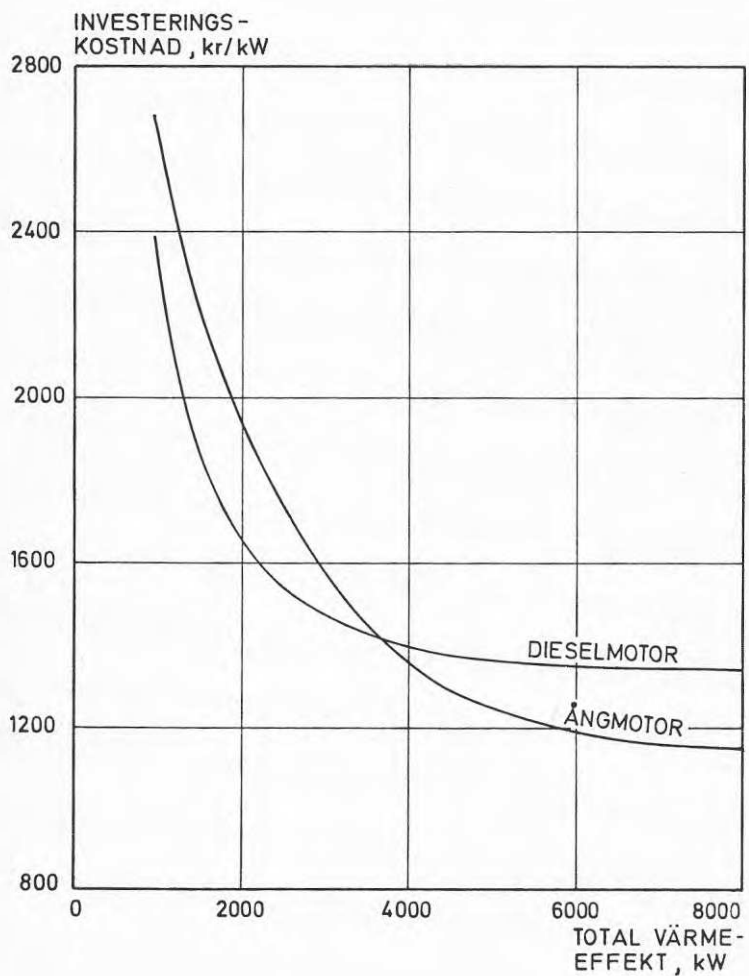
Ovanstående resonemang gäller endast i tillämpningar där anläggningen dimensioneras för en given total värmeeffekt. När dimensionering görs för en given kyleffekt fås dock en klar merkostnad för den ångmotordrivna värmepumpen i skisserade tillämpningar.

Exempelvis för tillämpning med avloppsvatten som värmekälla fås följande kostnader (m a p värmeeffekt) för en anläggning med en total värmeeffekt av 6 MW:

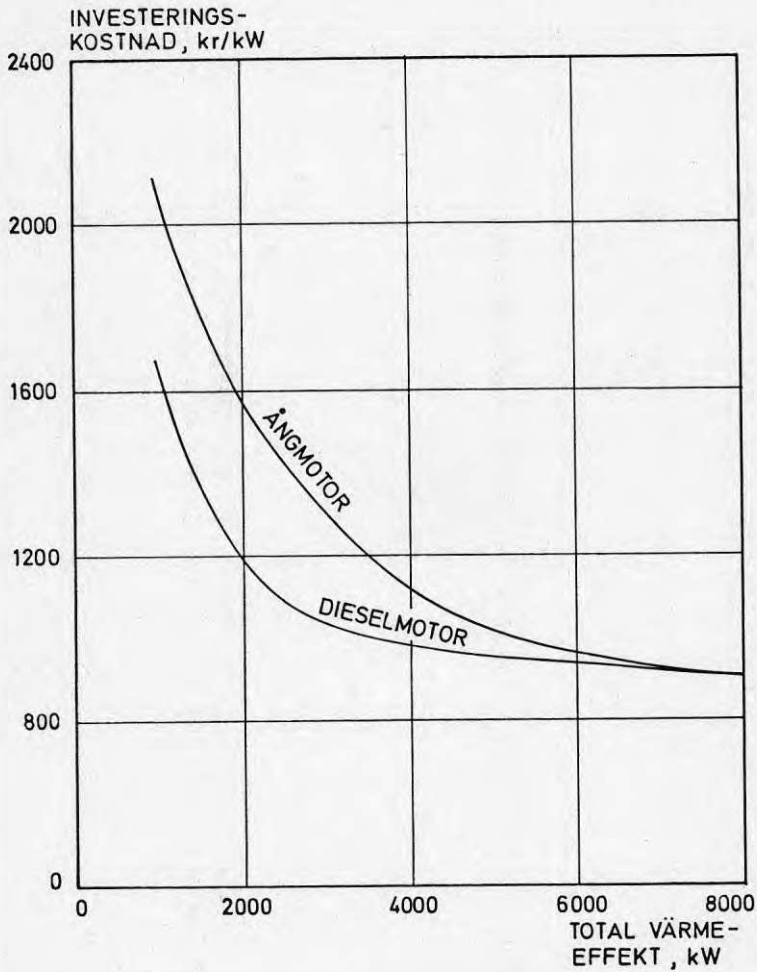
Ångmotordriven värmepump	960 kr/kW
Dieselmotordriven värmepump	940 kr/kW
Merkostnad för ångmotordriven värmepump	2 %

Om kostnaden i stället anges med avseende på kyleffekt fås, för anläggning med en kyleffekt lika med den som gäller den ångmotordrivna värmepumpen enligt ovan, följande:

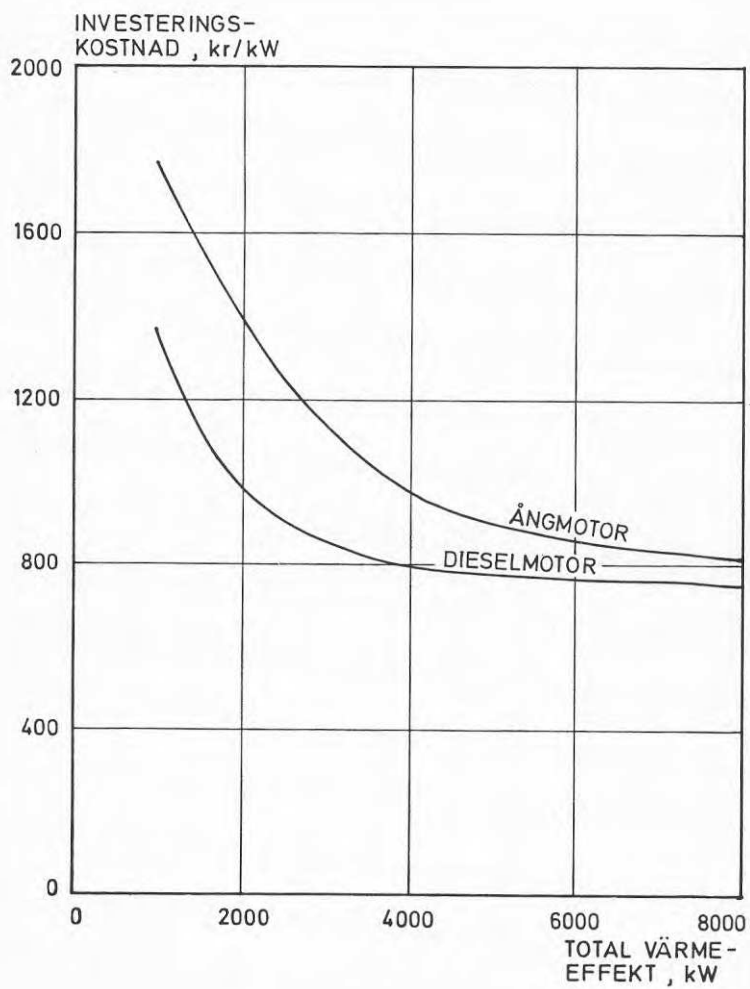
Ångmotordriven värmepump	3170 kr/kW
Dieselmotordriven värmepump	2040 kr/kW
Merkostnad för ångmotordriven värmepump	55 %



Figur 7.4. Investeringskostnad för ångmotordriven och dieselmotor-driven värmepump som funktion av total värmeeffekt. Värmekälla uteluft.



Figur 7.5. Investeringskostnad för ångmotordriven och dieselmotor-driven värmepump som funktion av total värmeeffekt. Värmekälla avloppsvatten.



Figur 7.6. Investeringskostnad för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump som funktion av total värmeeffekt. Värmekälla spillvärme.

7.6 Resultat

Payoff-tid redovisas i figurer 7.7 och 7.8. Som framgår erhålls inga markanta skillnader i payoff-tid mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump vid effekter över 4 MW. Ett undantag synes vara tillämpningen med uteluft som värmekälla och fjärrvärmedistribution vid hög temperatur. Vid lägre effekter ger den dieselmotordrivna värmepumpen den kortare payoff-tiden.

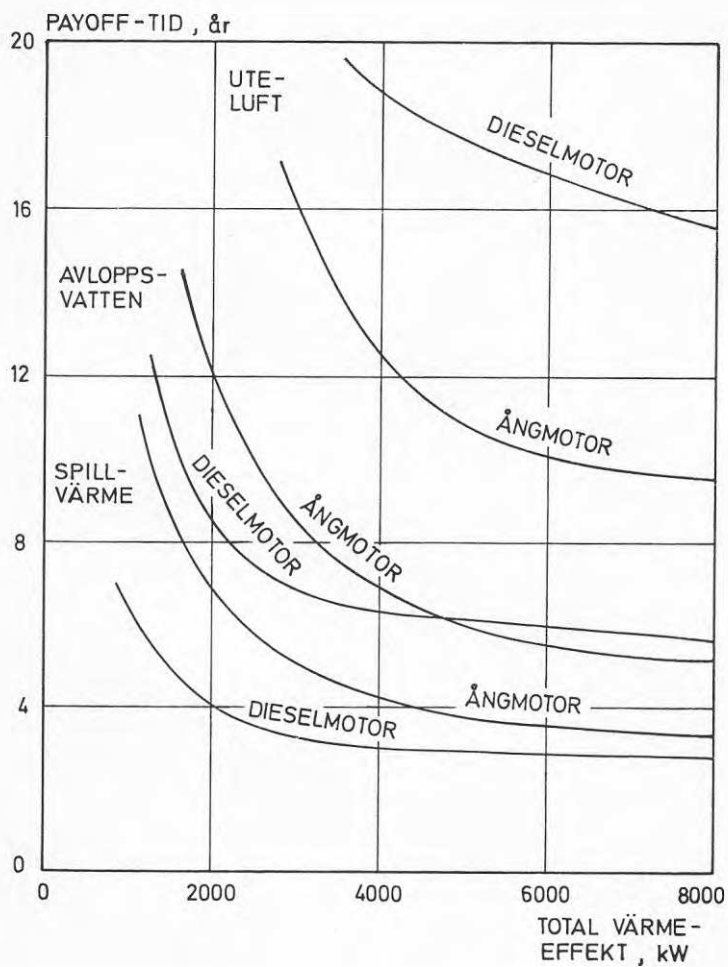
Ett annat sätt att redovisa det ekonomiska resultatet är att ange ett resulterande värmepris för en värmepumpinstallation. Detta värmepris beräknas då som summan av rörliga och fasta kostnader som erfordras för att producera en värmeenhet. Med en avskrivningstid av 15 år och ett förräntningskrav av 15 % per år - vilket även förutsätts vid den fortsatta betraktelsen - erhålls för tillämpning med avloppsvatten som värmekälla och fjärrvärmedistribution vid hög temperatur ett värmepris enligt figur 7.9.

Ett exempel på en jämförelse mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump i tillämpning med avloppsvatten som värmekälla redovisas i tabell 7.6. Jämförelsen avser ett fall där dimensionering görs för en given kyleffekt av 2,0 MW. Att kyleffekten är dimensionerande betraktas vara föranlett av att spillvärmeeffekten är först begränsad uppåt i effekt i jämförelse med fjärrvärmenätets effektuttag. Som framgår av tabellen fås här en vinst med den ångmotordrivna värmepumpen medan den dieselmotordrivna ger en förlust.

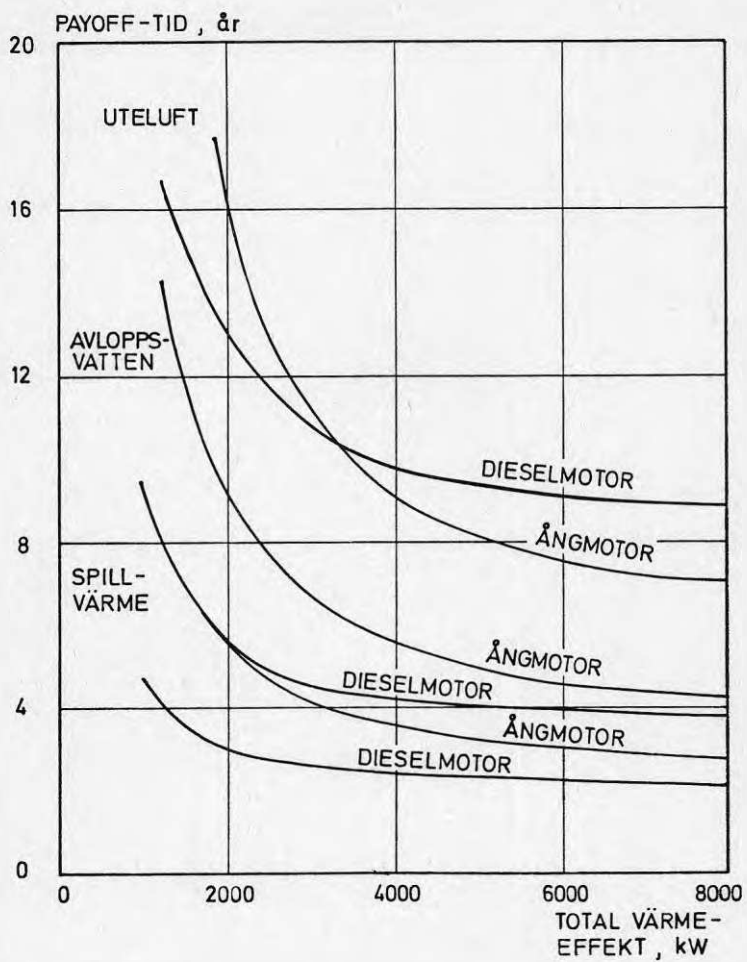
Tabell 7.6. Jämförelse mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump med en kyleffekt av 2,0 MW. Fjärrvärme vid hög temperatur.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, MW	8,0	5,0
Täckningsbidrag, kr/år	1 400 000	790 000
Investeringskostnad, kr	7 200 000	4 780 000
Annuitet, kr/år	1 230 000	820 000
Vinst, kr/år	170 000	-30 000

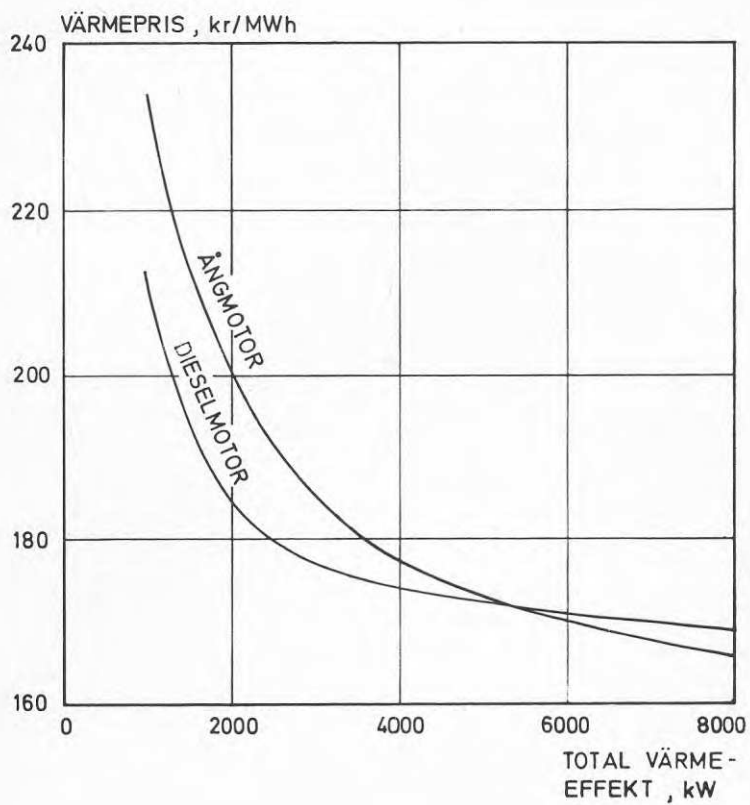
Om anläggningen istället dimensioneras för en total värmeeffekt av 8,0 MW - vilket skulle kunna vara fallet om fjärrvärmenätet först begränsar effekten uppåt i jämförelse med värmekällan - fås ett resultat enligt tabell 7.7. Härigenom ger även den dieselmotordrivna värmepumpen en vinst.



Figur 7.7. Payoff-tider för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump som funktion av total värmeeffekt. Fjärrvärme vid hög temperatur.



Figur 7.8. Payoff-tider för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump som funktion av total värmeeffekt. Fjärrvärme vid låg temperatur.



Figur 7.9. Resultande värmepris med ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värmekälla avloppsvatten.

Tabell 7.7. Jämförelse mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 8,0 MW. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värmekälla avloppsvatten.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, MW	8,0	8,0
Täckningsbidrag, kr/år	1 400 000	1 300 000
Investeringskostnad, kr	7 200 000	7 200 000
Annuitet, kr/år	1 230 000	1 230 000
Vinst, kr/år	170 000	70 000

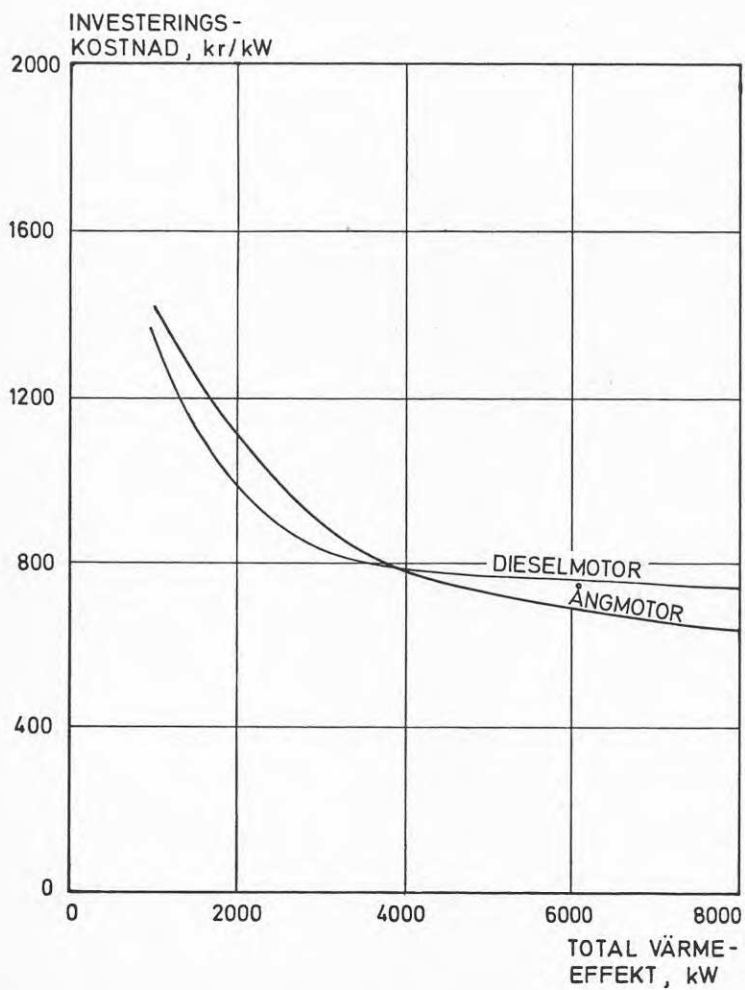
En intressant tillämpning för den ångmotordrivna värmepumpen synes vara i industri där ånga redan utnyttjas inom den industriella produktionen. En sådan tillämpning skulle kunna reducera investeringskostnaden för själva ångmotoranläggningen med 40 till 50 %. Dessutom drabbas ej den ångmotordrivna värmepumpen av merkostnad för periodisk övervakning. Investeringskostnad och täckningsbidrag för ångmotordriven värmepump i jämförelse med dieselmotordriven får då den tendens som framgår av figurer 7.10 och 7.11.

En jämförelse mellan en ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump i denna tillämpning framgår av tabell 7.8.

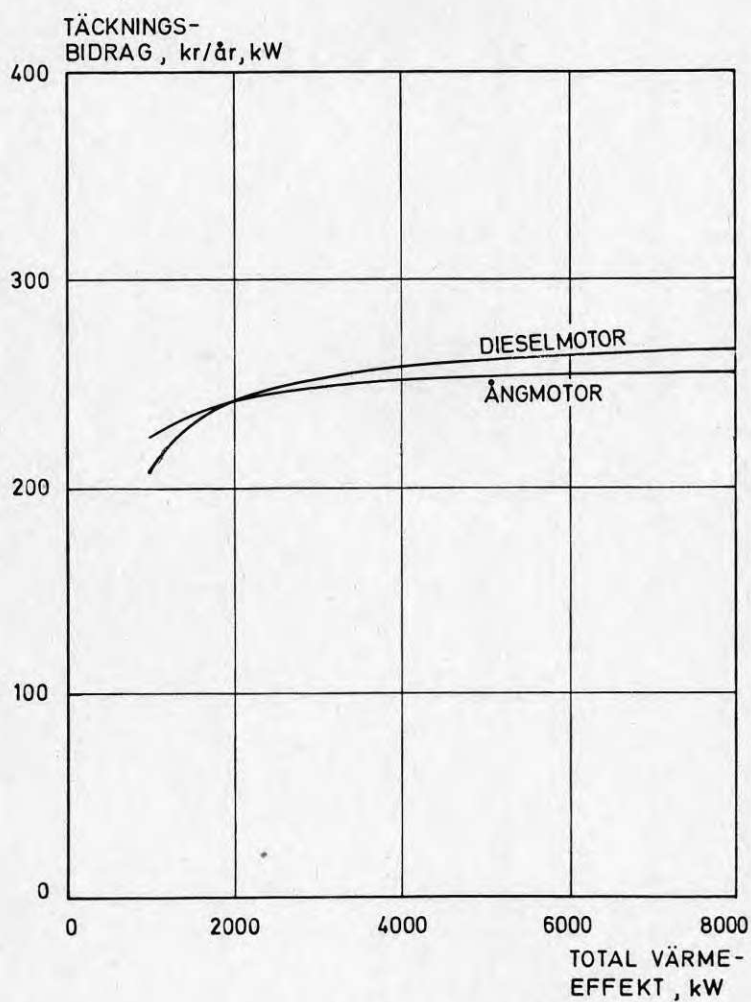
Tabell 7.8. Jämförelse mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump med en kyleffekt av 2,0 MW i tillämpning där del av ångsystem är befintlig. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värmekälla spillvärme.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, MW	6,0	4,0
Täckningsbidrag, kr/år	1 520 000	1 030 000
Investeringskostnad, kr	4 140 000	3 100 000
Annuitet, kr/år	710 000	530 000
Vinst, kr/år	810 000	500 000

Om anläggningen istället kan dimensioneras för en given total värmeeffekt av 6,0 MW fås ett resultat enligt tabell 7.9.



Figur 7.10. Investeringskostnad för ångmotordriven och dieselmotor-driven värmepump där del av ångsystem är befintlig. Värmekälla spillvärme.



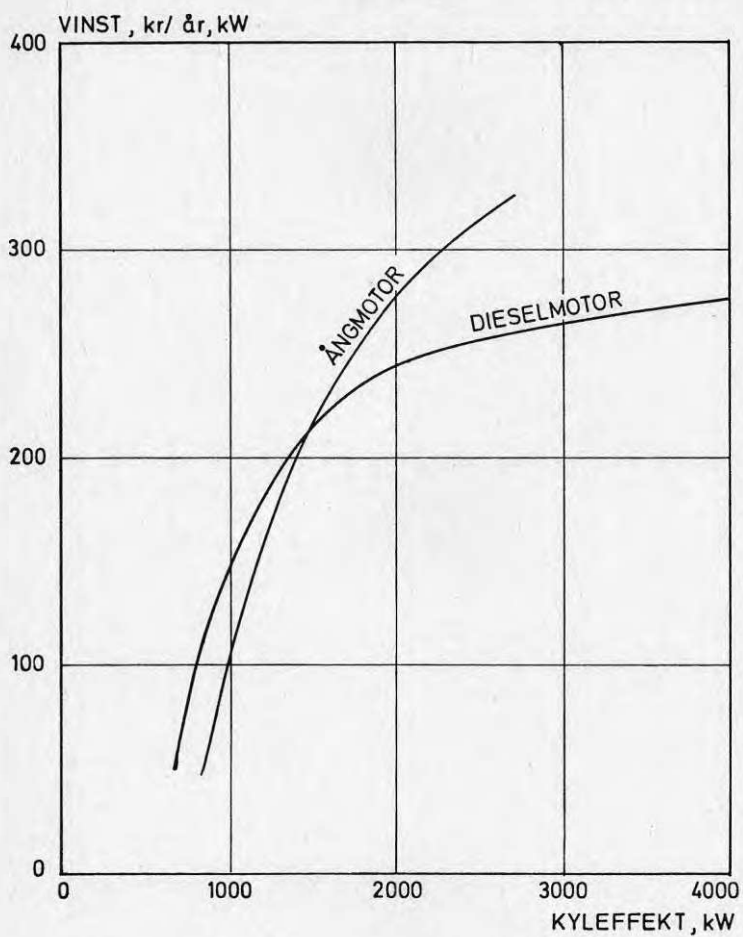
Figur 7.11. Täckningsbidrag för ångmotordriven och dieselmotor-driven värmepump där del av ångsystem är befintlig. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värmekälla spillvärme.

Tabell 7.9. Jämförelse mellan ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 6,0 MW i tillämpning där del av ångsystem är befintlig. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värme-källa spillvärme.

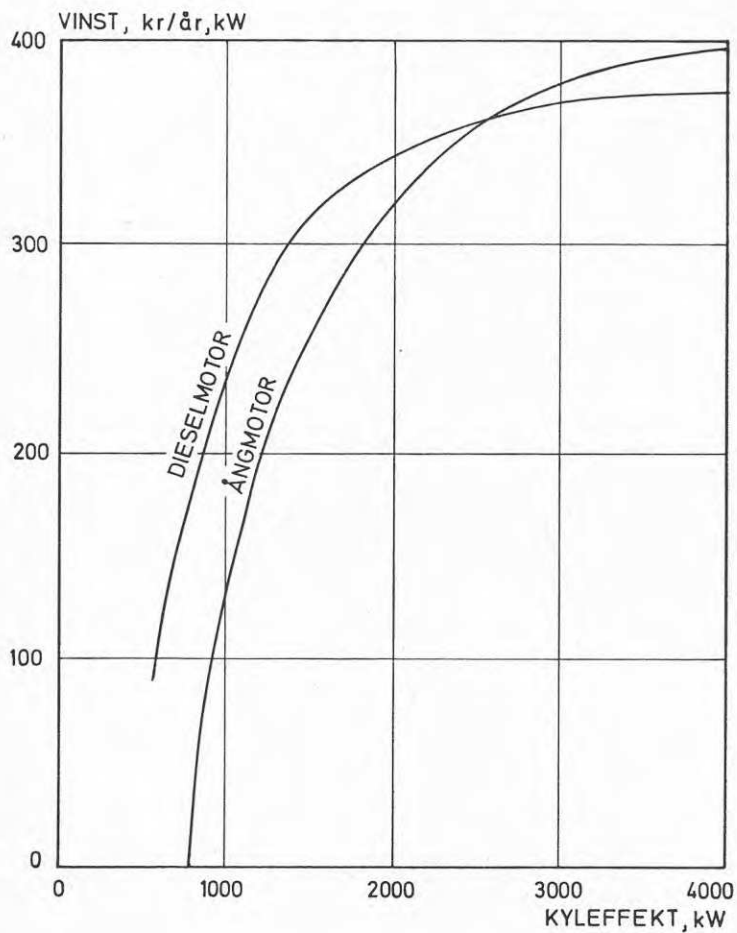
	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, MW	6,0	6,0
Täckningsbidrag, kr/år	1 520 000	1 580 000
Investeringskostnad, kr	4 140 000	4 560 000
Annuitet, kr/år	710 000	780 000
Vinst, kr/år	810 000	800 000

Om den tänkta industrin ej har befintligt ångsystem reduceras vinsten för den ångmotordrivna värmepumpen till 560 000 kr per år.

Slutligen redovisas de vinster som erhålls med ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump i tillämpning med spillvärme som värmekälla i figurer 7.12 och 7.13. Vinsterna är framräknade för anläggningar dimensionerade för en given kyleffekt. Med fjärrvärmedistribution vid hög temperatur erhålls en bättre vinst med den ångmotordrivna värmepumpen vid kyleffekter från 1,5 MW och uppåt. Med fjärrvärmedistribution vid låg temperatur ger däremot den dieselmotordrivna bättre lönsamhet vid kyleffekter under 2,5 MW.



Figur 7.12. Vinst för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump som funktion av kyleffekt. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värmekälla spillvärme. Avskrivningstid 15 år; kalkylränta 15 %.



Figur 7.13. Vinst för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump som funktion av kyleffekt. Fjärrvärme vid låg temperatur. Avskrivningstid 15 år; kalkylränta 15 %.

8. ALTERNATIVA BRÄNSLEN

8.1 Val av bränsle

Eftersom ångmotorn drivs med en ångpanna är det möjligt att utnyttja samtliga i landet förekommande fasta bränslen. Det är också möjligt att utnyttja kombinationer mellan ett fastbränsle och t ex olja eller gas.

Från krisbränslesynpunkt är det fullt möjligt att bygga ångmotordrivna värmepumpscentraler som är helt klara eller förberedda för krisbränsleeldning.

I regioner där det finns gott om torv, flis eller avfall från skogsindustrin är det idag säkert lönsamt att direkt bygga den ångmotordrivna värmepumpen för ett inhemskt bränsle.

I tillämpningen med avloppsvatten som värmekälla kan man använda kombinationseldning med rötgas, rötslam och något annat primärbränsle.

8.2 Bränsleegenskaper och bränslepriser

I tabell 8.1 visas en sammanställning på de viktigaste egenskaperna hos några av de vanligaste fasta bränslena.

Tabell 8.1. Bränsledata

Bränsletyp	Densitet, kg/m ³ (s)	Värmevärde, kWh/kg
Kol	(900)	7,6
Torv, stycke	300-400	3,5
Flis	300	2,9

Bränslepriser gällande i augusti 1981 är sammanställda i tabell 8.2.

Tabell 8.2. Bränslepriser

Bränsletyp	Bränslepris, kr/MWh
Kol	64
Torv, stycke	65
Flis	78

8.3 Resultat av eldning med alternativt bränsle

För att belysa hur de bränslepriser som fås med alternativa (inhemska) bränslen inverkar på det ekonomiska resultatet för ångmotordriven och dieselmotordriven värmepump redovisas ett exempel.

Jämförelse görs med en fastbränsleanläggning vilken baseras på ett bränsle med ett pris av 65 kr/MWh. Anläggningens pannverkningsgrad kan anses vara 0,80 vilket ger ett värmepris av 81 kr/MWh.

Ett fall där den dieselmotordrivna värmepumpen uppvisar den bättre lönsamheten gentemot den ångmotordrivna är tillämpning med spillvärme som värmekälla (detta baserat på E_{04}). Med ångmotordriven värmepump fås i detta fall - om produktionen baseras på det alternativa bränslet - en värmeproduktion med ett värde av:

$$4530 \text{ MWh/år, kW} \times 1/0,80 \times 65 \text{ kr/MWh} \times 10^{-3} = 368 \text{ kr/år, kW}$$

Energiförbrukningen ger en kostnad av:

$$3010 \text{ MWh/år, kW} \times 0,90 \times 1/0,80 \times 65 \text{ kr/MWh} \times 10^{-3} = 220 \text{ kr/år, kW}$$

Energikostnadsbesparingen blir följaktligen:

$$368 \text{ kr/år, kW} - 220 \text{ kr/år, kW} = 148 \text{ kr/år, kW}$$

För en anläggning med en total värmeeffekt av 4 MW blir alltså energikostnadsbesparingen

$$4 \text{ MW} \times 148 \text{ kr/år, kW} \times 10^{-3} = 590 \text{ 000 kr/år}$$

Den dieselmotordrivna värmepumpen ger en värmeproduktion med samma värde som för den ångmotordrivna, alltså 368 kr/år, kW.

Energikostnaden är däremot:

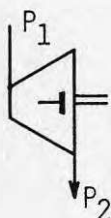
$$2130 \text{ MWh/år, kW} \times 187 \text{ kr/MWh} \times 10^{-3} = 398 \text{ kr/år, kW}$$

Den dieselmotordrivna värmepumpen ger alltså en förlust vad avser värmeproduktion och energiförbrukning med 30 kr/år, kW. Detta ger för en anläggning med en total värmeeffekt av 4 MW en förlust av 120 000 kr/år.

BILAGA 2. Ängmotorns uppbyggnadsprinciper.

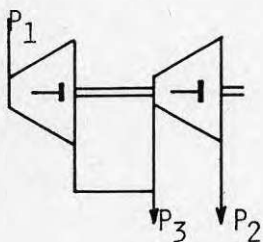
1. ENKEL EXPANSION

- SMA TRYCKSKILLNADER $P_1 - P_2 < 10$ BAR



2. KOMPAUND EXPANSION

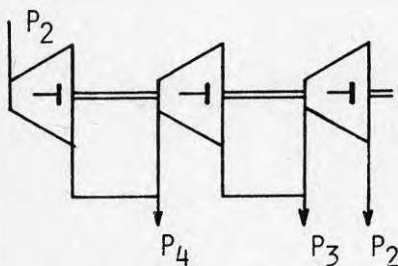
- MEDELSTORA TRYCKSKILLNADER $10 < P_1 - P_2 < 20$ BAR
- AVTAPPNING MÖJLIG VID $P_3 \sim P_1 - (P_1 - P_2) / 2$



3. TRIPPEL EXPANSION

- STORA TRYCKSKILLNADER $P_1 - P_2 > 20$ BAR
I KOMBINATION MED LÅGA MOTTRYCK

- AVTAPPNINGAR MÖJLIGA VID $\left\{ \begin{array}{l} P_3 \sim P_1 - (P_1 - P_2) / 2 / 3 \\ P_4 \sim P_1 - (P_1 - P_2) / 3 \end{array} \right.$



BILAGA 3. Kompressorverkningsgrader.

Följande samband för kompressorverkningsgrader har redovisats av Schibbye, 1975.

Totalverkningsgraden η_{ad} som funktion av tryckförhållandet π :

$$\eta_{ad} = A_5 + B_5 \pi + C_5 \pi^2 + D_5 \pi^3$$

$$A_5 = 0,870561$$

$$B_5 = 3,1605 \times 10^{-2}$$

$$C_5 = 8,363 \times 10^{-4}$$

$$D_5 = -9,94725 \times 10^{-6}$$

Volymetriska verkningsgraden η_{vol} som funktion av tryckförhållandet π med kondenseringstrycket p_1 (kp/cm²) och kondenseringstemperaturen t_1 (°C) som parametrar:

$$\eta_{vol} = (C + D \times p_1) \times e^{(E + F \times t_1)\pi}$$

$$C = 0,959551$$

$$D = -1,46957 \times 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{kp}$$

$$E = -6,17716 \times 10^{-3}$$

$$F = -1,96922 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

BILAGA 4. Resultat av datorsimulering

Effekt- och energiuppgifter för 1 MW-anläggning. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värmekälla uteluft.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, kW	1000	1000
Total effektförbrukning, kW	906	812
Värmepumpens kondensor- effekt, kW	328	631
Motorns värmeeffekt, kW	672	369
Motorns mekaniska effekt, kW	143	323
Total värmeproduktion, MWh/år	4030	4010
Total energiför- brukning, MWh/år	3560	3050
Värmepumpens kondensor- värme, MWh/år	1350	2550
Motorvärme, MWh/år	2690	1490
Mekanisk energi, MWh/år	510	1100
Total årsvärmefaktor	1,13	1,32
Värmepumpens årsvärmefaktor	2,64	2,32

Effekt- och energiuppgifter för 1 MW-anläggning. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värmekälla avloppsvatten.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, kW	1000	1000
Total effektförbrukning, kW	833	707
Värmepumpens kondensor- effekt, kW	381	680
Motorns värmeeffekt, kW	619	320
Motorns mekaniska effekt, kW	131	280
Total värmeproduktion, MWh/år	4520	4420
Total energiför- brukning, MWh/år	3760	3010
Värmepumpens kondensor- värme, MWh/år	1690	2960
Motorvärme, MWh/år	2830	1460
Mekanisk energi, MWh/år	550	1100
Total årsvärmefaktor	1,20	1,47
Värmepumpens årsvärmefaktor	3,01	2,69

Effekt- och energiuppgifter för 1 MW-anläggning. Fjärrvärme vid hög temperatur. Värmekälla spillvärme.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, kW	1000	1000
Total effektförbrukning, kW	738	585
Värmepumpens kondensor- effekt, kW	451	735
Motorns värmeeffekt, kW	549	265
Motorns mekaniska effekt, kW	116	232
Total värmeproduktion, MWh/år	4510	4370
Total energiför- brukning, MWh/år	3300	2430
Värmepumpens kondensor- värme, MWh/år	2020	3190
Motorvärme, MWh/år	2490	1190
Mekanisk energi, MWh/år	480	880
Total årsvärmefaktor	1,37	1,80
Värmepumpens årsvärmefaktor	4,18	3,61

Effekt- och energiuppgifter för 1 MW-anläggning, Fjärrvärme vid låg temperatur. Värmekälla uteluft.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, kW	1000	1000
Total effektförbrukning, kW	859	725
Värmepumpens kondensor- effekt, kW	362	671
Motorns värmeeffekt, kW	637	328
Motorns mekaniska effekt, kW	135	288
Total värmeproduktion, MWh/år	4440	4410
Total energiför- brukning, MWh/år	3750	3060
Värmepumpens kondensor- värme, MWh/år	1630	2970
Motorvärme, MWh/år	2830	1480
Mekanisk energi, MWh/år	550	1120
Total årsvärmefaktor	1,18	1,44
Värmepumpens årsvärmefaktor	2,98	2,66

Effekt- och energiuppgifter för 1 MW-anläggning. Fjärrvärme vid låg temperatur. Värmekälla avloppsvatten.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, kW	1000	1000
Total effektförbrukning, kW	774	610
Värmepumpens kondensoreffekt, kW	425	723
Motorns värmeeffekt, kW	575	276
Motorns mekaniska effekt, kW	122	242
Total värmeproduktion, MWh/år	4530	4530
Total energiförbrukning, MWh/år	3540	2730
Värmepumpens kondensorvärme, MWh/år	1870	3210
Motorvärme, MWh/år	2660	1310
Mekanisk energi, MWh/år	520	1010
Total årsvärmefaktor	1,28	1,66
Värmepumpens årsvärmefaktor	3,60	3,19

Effekt- och energiuppgifter för 1 MW-anläggning. Fjärrvärme vid låg temperatur. Värmekälla spillvärme.

	Ångmotordriven värmepump	Dieselmotordriven värmepump
Total värmeeffekt, kW	1000	1000
Total effektförbrukning, kW	662	482
Värmepumpens kondensor- effekt, kW	509	782
Motorns värmeeffekt, kW	491	218
Motorns mekaniska effekt, kW	104	191
Total värmeproduktion, MWh/år	4530	4530
Total energiför- brukning, MWh/år	3010	2130
Värmepumpens kondensor- värme, MWh/år	2270	3500
Motorvärme, MWh/år	2270	1030
Mekanisk energi, MWh/år	440	780
Total årsvärmefaktor	1,51	2,12
Värmepumpens årsvärmefaktor	5,14	4,46

BILAGA 5. Investeringskostnader.

Investeringskostnader för ångmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 4 MW. Värmekälla uteluft.

Tubångpanna (Eo4) inkl mavatank, mavapumpar, avh.filter samt utblåsningsbrunn	610 000 kr
Ångmotor inkl normaltillbehör, kondensattank med oljeavskiljare, kond-pumpar, reglerutrustning samt fundament	1 010 000 kr
Ångkondensator samt rörinstallation (ångsystem)	540 000 kr
Värmepump inkl värmeväxlare för uteluft	1 810 000 kr
Rörinstallation inkl pumpar, ventiler (köldbärar- samt värmebärarsystem)	490 000 kr
Byggnadsarbeten	600 000 kr
Projektering	500 000 kr
Avdrag för hetvattenpanna (Eo4)	<u>- 140 000 kr</u>
Totalt	5 420 000 kr
Specifik kostnad	1 360 kr/kW

Investeringskostnader för dieselmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 4 MW. Värmekälla uteluft.

Dieselmotor inkl bränslesystem, avgassystem, reglerutrustning samt fundament	820 000 kr
Utrustning för värmeåtervinning med avgasvärmväxlare, kylvattenvärmväxlare etc.	210 000 kr
Värmepump inkl värmväxlare för uteluft	3 020 000 kr
Rörinstallation inkl pumpar, ventiler (köldbärar- samt värmebärarsystem)	540 000 kr
Byggnadsarbeten	600 000 kr
Projektering	500 000 kr
Avdrag för hetvattenpanna (Eo4)	<u>- 140 000 kr</u>
Totalt	5 550 000 kr
Specifik kostnad	1 390 kr/kW

Investeringskostnader för ångmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 4 MW. Värmekälla avloppsvatten.

Tubångpanna (Eo4) inkl mavatank, mavapumpar, avh.filter samt utblåsningsbrunn	620 000 kr
Ångmotor inkl normaltillbehör, kondensattank med oljeavskiljare, kond.pumpar, reglerutrustning samt fundament	1 030 000 kr
Ångkondensator samt rörinstallation (ångsystem)	540 000 kr
Värmepump	980 000 kr
Rörinstallation inkl pumpar, ventiler (köldbärar- samt värmebärarsystem)	560 000 kr
Byggnadsarbeten	450 000 kr
Projektering	400 000 kr
Avdrag för hetvattenpanna (Eo4)	<u>- 140 000 kr</u>
Totalt	4 440 000 kr
Specifik kostnad	1 110 kr/kW

Investeringskostnader för dieselmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 4 MW. Värmekälla avloppsvatten.

Dieselmotor inkl bränslesystem, avgassystem, reglerutrustning samt fundament	770 000 kr
Urustning för värmeåtervinning med avgasvärmväxlare, kylvattenvärmeväxlare etc.	200 000 kr
Värmepump	1 630 000 kr
Rörinstallation inkl pumpar, ventiler (köldbärrar- samt värmebärrarsystem)	580 000 kr
Byggnadsarbeten	450 000 kr
Projektering	400 000 kr
Avdrag för hetvattenpanna (Eo4)	<u>- 140 000 kr</u>
Totalt	3 890 000 kr
Specifik kostnad	970 kr/kW

Investeringskostnader för ångmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 4 MW. Värmekälla spillvärme.

Tubångpanna (Eo4) inkl mavatank, mavapumpar, avh.filter samt utblåsningsbrunn	560 000 kr
Ångmotor inkl normaltillbehör, kondensattank med oljeavskiljare, kond.-pumpar, reglerutrustning samt fundament	940 000 kr
Ångkondensator samt rörinstallation (ångsystem)	490 000 kr
Värmepump	760 000 kr
Rörinstallation inkl pumpar, ventiler (köldbärar- samt värmebärarsystem)	440 000 kr
Byggnadsarbeten	450 000 kr
Projektering	400 000 kr
Avdrag för hetvattenpanna (Eo4)	<u>- 140 000 kr</u>
Totalt	3 900 000 kr
Specifik kostnad	975 kr/kW

Investeringskostnader för dieselmotordriven värmepump med en total värmeeffekt av 4 MW. Värmekälla spillvärme.

Dieselmotor inkl bränslesystem, avgassystem, reglerutrustning samt fundament	610 000 kr
Utrustning för värmeåtervinning med avgasvärmväxlare, kylvattenvärmväxlare etc.	160 000 kr
Värmepump	1 170 000 kr
Rörinstallation inkl pumpar, ventiler (köldbärar- samt värmebärarsystem)	460 000 kr
Byggnadsarbeten	450 000 kr
Projektering	400 000 kr
Avdrag för hetvattenpanna (Eo4)	<u>- 140 000 kr</u>
Totalt	3 110 000 kr
Specifik kostnad	780 kr/kW

LITTERATUR

Teasler, R, 1972, Klimatdata för Sverige. (SMHI & BFR.) p 634-657. Stockholm.

Ekroth, I, 1978, Bilaga 1 till Värmepumpen i industri och kommun. (NEFOS.) 1978:1, p 10 (bilaga 1). Stockholm.

Granryd, E, 1978, Villavärmepump med regenerativ förågningsprocess. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport 100:78, p 15. Stockholm.

Schibbye, H, 1975, Skruvkompressornas egenskaper, Examensarbete vid Institutionen för mekanisk värmeterori och kylteknik, (KTH.). Stockholm.

Ångpannenormer, 1969. (Tryckkärlskommissionen.) Skriftserie E nr 1, p 44. Stockholm.

Nordström, S & Gabrielsson, G, 1981, Kraftvärmearläggning med kolvångmaskin i sågverk. (Förlags AB VVS.) VVS, 5, maj, p 67-68. Katrineholm.

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 800133-9
från Statens råd för byggnadsforskning till ÅF Energi-
konsult, Malmö.**

R133: 1981

ISBN 91-540-3604-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700433

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirka pris: 30 kr exkl moms