

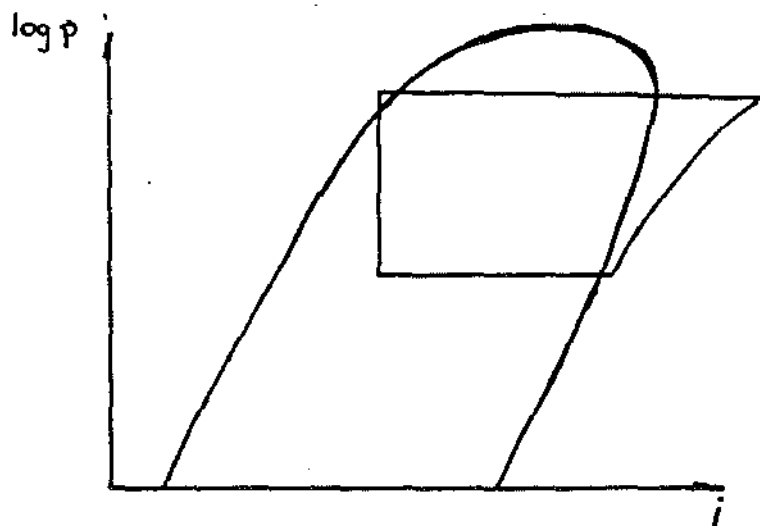
GASDRIVNA VÄRMEPUMPAR.

PROJEKTARBETE I KYL-TKN. HK.

av

LARS SANDBERG

PETER THOMSSON



FUD 87

FORSÖKNING • UTVECKLING • DEMONSTRATION



swedegas ab

FEB 1988

UPPVÄRMNINGSSYSTEM FÖR SMÅHUS

Innehållsförteckning

1. Inledning och förutsättningar
2. Beskrivning av olika systemlösningar
3. Styr- och reglerutrustning
4. Avgassystem
5. Installationsutrymme
6. Typanläggningar
7. Service
8. Investeringskostnader
9. Beräkningar

SAMMANFATTNING

Gasdrivna värmepumpar utgör ett alternativ till konventionellt eldrivna värmepumpar.

De system som behandlas är:

- Absorptionssystemet, som arbetar utan kompressor med enbart värmeenergi som drivkälla och därmed har låga underhållskostnader som en stor fördel.
- System med en konventionell kompressor som drivs av en stirlingmotor, ottomotor eller dieselmotor. Dessa har fördelen att vara kända tekniker och torde därmed kunna uppvisa en stor driftsäkerhet.

Gasdrivna värmepumpar uppvisar låga emissioner av NO_x , CO , SO_2 och sot. Detta gör att de lämpar sig väl i tät bebyggelse.

För samtliga typanläggningar som finns redovisade i rapporten erhålls värmefaktorer som är lägre än för de eldrivna värmepumparna. Nästan all den spillvärme som alstras av motorn (minst 75%) måste tas tillvara för att få ekonomi i anläggningarna. Detta är en orsak till att investeringskostnaderna blir något högre för de gasdrivna värmepumparna än för de eldrivna. Till detta kommer att priset på drivenheten är högre. Dock kan värmepumpens värmeeffekt dimensioneras till 2/3 av husets värmebehov, resterande tas direkt från motorns spillvärme.

Den högre anläggningskostnaden samt den lägre värmefaktorn medgör att det krävs stor prisdifferens mellan el och naturgas för att lönsamhet gentemot eldrivna värmepumpar skall uppnås.

1. INLEDNING OCH FÖRUTSÄTTNINGAR

I undersökningen om uppvärmningssystem för småhus, ingår som en fristående del detta projekt om gasdrivna värmepumpar.

Målet med studien var att undersöka de tekniskt ekonomiska förutsättningarna för små gasmotordrivna värmepumpar. Studien begränsas till att omfatta anläggningar i storleksordningen ca: 15 kW värmeeffekt för befintliga och ca 5 kW för tillkommande. I undersökningen studeras redan befintliga anläggningars ekonomi och teknik, olika typer av gasmotorer samt systemlösningar och dimensionering.

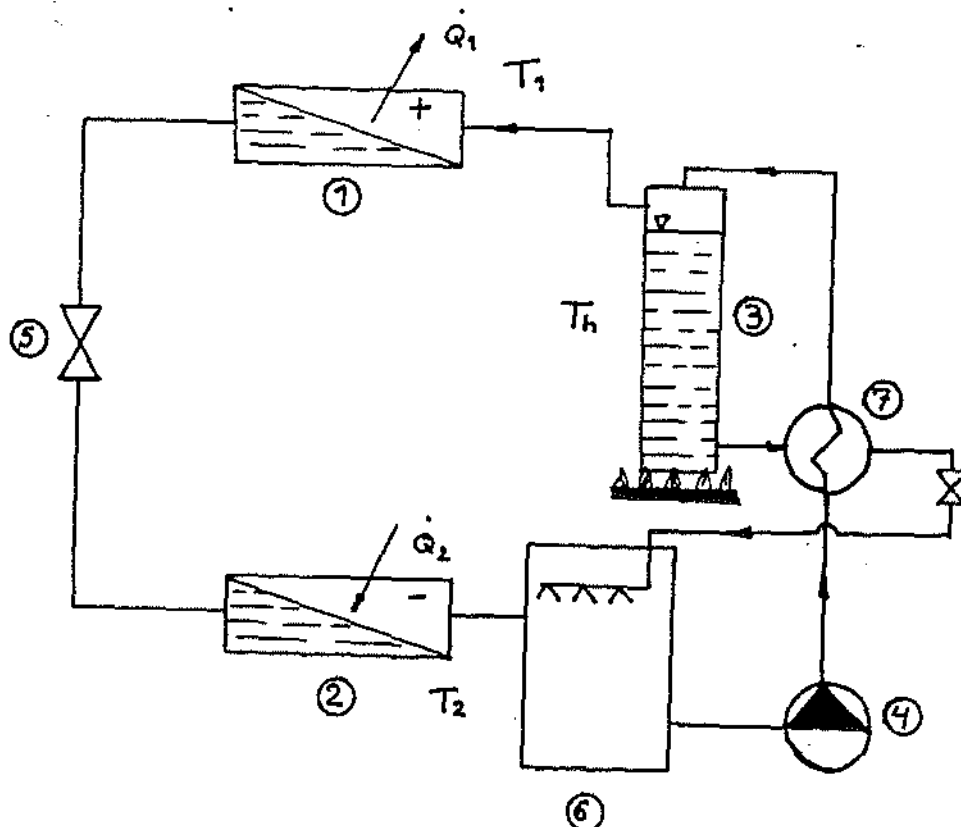
Vidare undersöks de kostnader som uppstår vid installation, specifika kostnader samt drift och underhåll.

Tyngdpunkten i projektet ligger därmed på en beskrivning av tekniken idag samt kostnadsläget.

2. BESKRIVNING AV OLIKA SYSTEMLÖSNINGAR

De närmast följande sidorna beskriver olika system som finns att tillgå för applicering i småhus. Denna genomgång är tänkt att ligga som grund för de fortsatta diskussionerna angående utformning av typanläggning, avgassystem, styr- och reglerutrustning samt investeringskostnader.

Absorptionsvärmepumpen



Figur 1a

I kokaren 3 urdrivs köldmediet ur absorptionsvätskan. Köldmedieången kondenserar i kondensorn 1, under värmeavgivning. Vätskan strömmar sedan vidare genom strypventilen 5 till förångaren 2, där ett lägre tryck än i kondensorn råder och avkokning sker. I absorbatorn 6 blandas köldmedieånga med fattig absorptionslösning från kokaren 3. Blandningen sker genom att absorptionslösningen strilas ner över köldmedieången. Den rika blandningen pumpas upp till kokaren med hjälp av pumpen 4. Kretsloppet är härmed fullbordat. 7 är en värmväxlare som växlar värme mellan kall rik lösning och varm fattig lösning.

Absorptionssystemets "kompressor" är alltså absorbatorn, 6, som suger avkokad köldmedieånga från förångaren 2. Pumpen 4 pumpar lösning från förångartrycket till det högre kokartrycket. Tack vare att tryckökningen sker i vätskefas är pumparbetet bara ca 10% av motsvarande kompressorarbete i kompressorvärmepumpen.

Värmepumpar enligt absorptionsprincipen är ett intressant alternativ som lämpar sig väl för naturgaseldning. Denna värmepump arbetar med hjälp av ett absorbat/absorbatörpar. Processen arbetar med få rörliga delar, endast cirkulationspumpar, därför borde systemet få hög tillförlitlighet och låga underhållskostnader. Värmepumpar av detta slag arbetar med en yttre förbränning, därför borde emissionstalen bli låga tack vare att en god kontroll över förbränningen kan hållas.

En nackdel med denna typ är begränsningen i temperaturlyft mellan värmekälla och värmesänka, vilket idag är ca 40 à 50°C. Denna något blygsamma temperaturhöjning innebär att absorptionsvärmepumpen arbetar med en lägre värmefaktor än eldrivna kompressorvärmepumpar med jämförbara värmeeffekter. Hur förhållandet blir till kompressoranläggningar som drivs med värmemotor, beror till stor del av hur mycket värme som kan tillvaratas från värmemotorns förluster, avgaser och kylvatten etc.

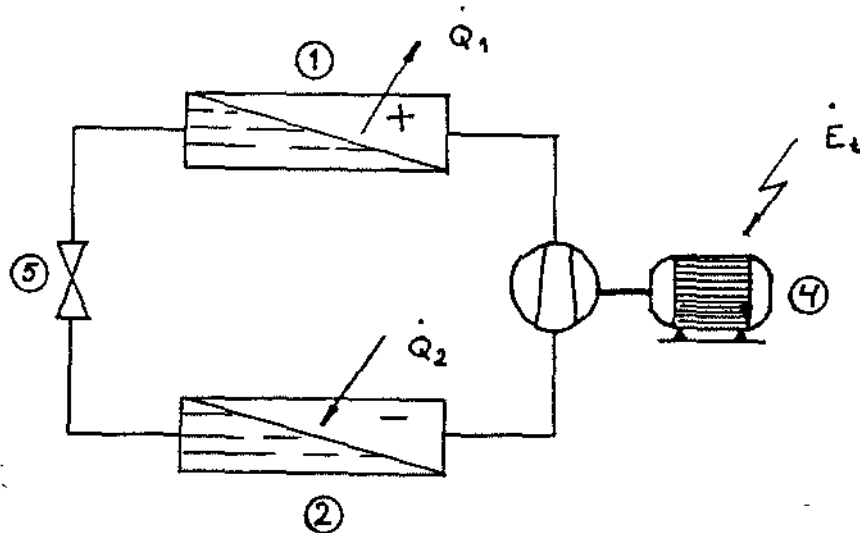
Som arbetsmediepar används i moderna absorptionsapparater vatten/litiumbromidlösning. Vattnet tjänar som köldmedium och litiumbromidlösningen som absorptionsmedium. En stor fördel med detta mediepar gentemot ammoniak/vatten, som också kan användas, är att de ingående komponenterna inte är giftiga samt att trycket i systemet kan hållas mycket lägre. Nackdelarna är att en lägre förångningstemperatur än 0°C inte kan åstadkommas samt att systemet är utsatt för korrosion, då främst kokaren, pga att litiumbromid är ett salt.

Trycket i förångaren och absorbatorn är vid +7°C förångning bara 0,01 bar. Risken med detta låga tryck är att luft kan sugas in i systemet och äventyra driften. Därför ställs stora krav på systemets täthet.

Värmefaktorn, Θ , anges genom $1 + \frac{T_0}{T_H}$ där T_0 = värmekällans temperatur och T_H = temperaturen som råder i kokaren. Värmefaktorn kan som högst uppgå till 2, men i praktiken uppgår den bara till omkring 1.2. Härledning av Θ se bilaga 1a och 1b.

Trots stora fördelar med absorptionsvärmepumpen, yttre förbränning, tyst och vibrationsfri, har den några vissa tungt vägande nackdelar. Jämfört med en kompressoranläggning måste förångarytorna dimensioneras större, pga den sämre värmefaktorn, för samma värmeeffekt samt att det ingår fler värmeväxlaytor än i konventionella system. Dessa fakta fördyrar absorptionsvärmepumpen.

Kompressorvärmepump



Figur 1b

I kondensorn 1 råder ett högt tryck som åstadkommer kondensation av köldmediet, detta sker under värmeavgivning till omgivningen. Det är denna värme som tillvaratas vid värmepumpdrift. I förångaren 2 sker kokning av köldmediet under lågt tryck. Tryckskillnaden mellan förångare och kondensorn, upprätthålls av strypventilen 5 och alstras av kompressorn 3. Drivningen av kompressorn sker med någon form av motor 4. Värmefaktorn för detta system blir $\Theta = Q_1/E_t$.

Dagens värmepumpar är nästan uteslutande kompressoranläggningar, där kompressorn drivs med en elmotor. Vid gasdrift byts elmotorn ut mot någon lämplig värmemotor, otto, diesel eller Stirling. Alla dessa motorer har en relativt dålig verkningsgrad i förhållande till elmotorn, därför måste en stor del av den spillvärme som genereras av värmemotorerna tillvaratas för att anläggningen skall arbeta med en hyfsad värmefaktor.

Vid drift med otto- eller dieselmotor härstammar spillvärmets främst från avgas- och kylvattenförluster. Närmare 75% av dessa förluster måste tillvaratas för att värmepumpen skall närma sig acceptabla värden. Om värmepumpen i stället drivs med en Stirlingmotor, som arbetar med något högre verkningsgrad än de båda andra motortyperna, så minskar de värmeförluster som kan tillvaratas från motorn, då främst avgasförluster.

För att kunna tillvarata värmeförlusterna från motorn måste extra värmeväxlarytor införas, som komplicerar och fördyrar anläggningen. Dock blir investeringskostnaderna bara 10% - 15% högre, räknat per kW, jämfört med en eldriven värmepump. Detta beror bl a på att värmepumpens värmeeffekt kan reduceras, till följd av att stora värmemängder från drivmotorn "hjälp" värmepumpen.

Trots allt detta så är värmefaktorn för denna typ av värmepump bara ca 60% av elvärmepumpens värmefaktor, som är ungefär 2,3 då uteluft används som värmekälla. Värmefaktorn för en värmemotordriven värmepump blir alltså mellan 1,3 - 1,6.

Då elmotorer används till att driva värmepumpar, räknas det som att elektriciteten är genererad med 100% verkningsgrad, vilket inte är fallet. Om eleffekten är genererad med gasturbiner eller i kondenskraftverk, och dessa producentanläggningars termiska verkningsgrader medräknas. För den eldrivna värmepumpen en värmefaktor som närmar sig värmefaktorn för en värmemotordriven värmepump.

Ett helt annat alternativ är att bygga samman en elgenerator och en värmemotor till ett kombiaggregat. Detta system producerar både värme och elektricitet.

Detta koncept kan komma att spela en betydande roll i framtiden, då troligen antalet värmepumpar med hermetiska kompressorer ökar. I detta fall måste värmepumpen drivas med elenergi, eftersom kompressor och elmotor är sammanbyggda till en enhet.

Ottomotorn

Det enda kriterium som måste uppfyllas om motorn skall drivas med gas, är att den skall tåla att drivas med blyfri bensin. De ingrepp som måste göras i motorn är att en gas/luftblandare monteras i stället för den befintliga förgasaren. En gastrycksregulator måste monteras på gasledningen till motorn, så att rätt gastryck råder i förhållande till motorstorlek och effekt.

Kostnaden för dessa detaljer är i dagens läge ca 3.000 kr.

När naturgas används som bränsle i en bensinmotor, kan motorns kompressionsförhållande ökas avsevärt. Detta beror på att naturgas har ett högre "oktantal" än bensin. Genom denna höjning av kompressionstalet kan ottomotorns verkningsgrad ökas med ungefär 10%, från ca 23% till ca 25%, vilket ger en energibesparing med 10% vid samma effektuttag ur motorn.

Dieselmotorn

Dieselmotorer som skall drivas med naturgas kan konverteras på tre olika sätt.

Första sättet är att ersätta ca 35% dieselolja med gas. Gasen tillsätts genom en gas/luftblandare till motorns insugningsluft. Denna metod torde ge för höga avgasemissioner, för att vara ett bra alternativ till att driva en värmepump. De höga emissionstalen beror på den höga dieseloljeinblandningen.

Det andra sättet är att driva motorn med 85% gas som tillförs genom insugningsluften till motorn, sedan använda 15% dieselolja som tändbränsle. Detta sker genom att kolven i pumpen byts ut mot en korfare, samt att en gas/luftblandare monteras på insugningsröret.

Tredje sättet att konvertera dieselmotorer till gasdrift är att bygga om den efter Ottoprincipen. Genom att byta ut dieselpumpen till en tändfördelare, och spridarna ersätts med tändstift.

Generellt för dessa tre metoder är att kompressionsförhållandet måste sänkas från ca 16 till ca 12.

Konvertering av dieselmotorn lämpar sig bäst för stora värmepumpar då de befintliga bensinmotorerna är för små ur effektsynpunkt. I effektklassen runt 1-5 kW kan dock dieselmotorn konverterad till gasdrift vara ett intressant alternativ, genom att dessa små dieselmotorer går att erhålla med vätskekylning. Vätskekylningen underlättar tillvaratagandet av spillvärmets från motorn.

Verkningsgraden för den ombyggda dieselmotorn kommer troligen att sjunka till värden som för Ottomotorn.

Stirlingmotorn

Denna motor arbetar med yttre förbränning, vilket möjliggör god kontroll över förbränningen och därmed låga emissioner från motorn. Motorn är dessutom mycket tyst, i jämförelse med både otto- och dieselmotorn. Stirlingmotorn arbetar också mycket vibrationsfritt, samt med låg bränsleförbrukning. Alla dessa faktorer bidrar till att stirlingmotorn lämpar sig väl för värmepumpdrift.

Stirlingmotorns arbetssätt är att en arbetsgas, väte, kväve, luft eller helium beroende på motorns prestanda, upphettas och avkyls i ett slutet system i motorn. Principen är att arbetsgasen komprimeras av displacementkolven I i första takten och upphettas genom att cylindertoppen hålls varm av bränslet. När arbetsgasen sedan får strömma ner och expandera över arbetskolven II utträttar gasen ett arbete. Arbetsgasen pressas sedan tillbaka upp mot kolvtoppen där den ånyo komprimeras av displacementkolven och uppvärms, en arbetscykel är nu fullbordad. funktionssättet framgår av bilaga 2.

3. STYR- OCH REGLERUTRUSTNING

Att specificera den styr- och reglerutrustning som behövs till gasdrivna värmepumpar är lite svårt. Dels beror det på vilken typ av värmepump som väljs, dels är tekniken i Sverige så ny att dimensionerande förutsättningar kan vara svåra att få fram.

Detta medför att referensanläggningar i aktuell effektklass inte finns att tillgå.

Den känsligaste av de tre tidigare nämnda processerna är Stirlingprocessen. Stirlingmotorn behöver en kontrollenhet av den typ som figuren nedan visar.

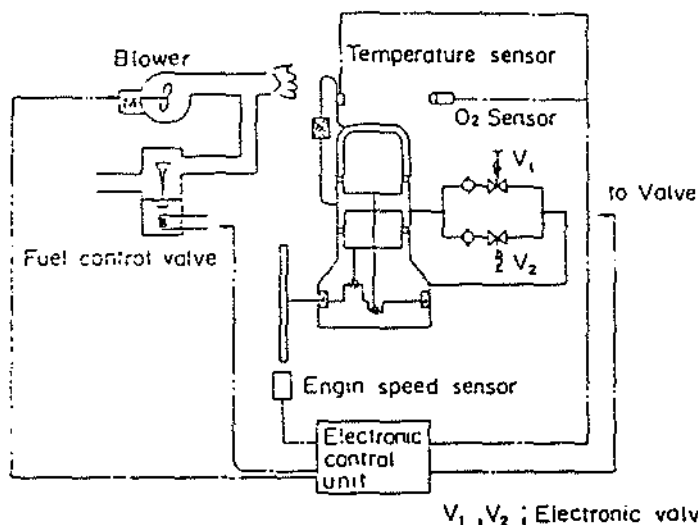


Fig. 2 Schematic diagram of power control

Utöver detta krävs några givare för ett konstanthållande av varmvattentemperaturen, mätning i uteluft kopplat till givare i värmebärare för styrning i förhållande till utetemperatur. Sedan krävs naturligtvis utrustning som garanterar ett konstant gastryck och flöde, dvs en gastrycksregulator.

Eftersom Stirlings-, otto- och dieselmotorn är lätta att varvtalsreglera bör detta kunna vara ett sätt att styra processen. Då radiatorvattnet uppnår en viss temperatur i returledning och/eller inomhus-temperaturen når ett förutbestämt maxvärde, stryps gasflödet till motorn.

Vid låg utomhustemperatur bör en spetsvärmekälla kunna kopplas in. En termostat finns då placerad i uppvärmningsutrymmet som känner av när temperaturen blivit för låg och spetsvärme måste kopplas in.

Vid gasdrift är det möjligt att åstadkomma den erforderliga spetsvärmen medelst en gasbrännare, placerad efter värmepumpens alla värmeavgivande delar.

Vad det gäller absorptionsprocessen framgår det av bilaga 3 hur mycket kringutrustning som ungefär krävs för att säkerställa processen. Även här krävs en gastrycksregulator som garanterar tryck och flöde. Detta gäller även för bensin/dieselkonceptet, där TOTEM-aggregatet kan tjäna som exempel, se bilaga 4

4. AVGASSYSTEM

Utformningen av avgassystemet vid gasdrift har stor betydelse eftersom förbränning av gas medför bildande av vissa ej önskvärda ämnen. Att utforma panna i villa som en väggpanna skulle vara den enklaste lösningen, det rör sig trots allt om små utsläpp. Pannor av detta slag finns godkända för bruk bl a i Danmark och Holland.

I Sverige anser sig Planverket och Naturvårdsverket inte ha tillräckligt med underlag för att kunna besluta huruvida dessa skall godkännas eller ej.

Den enda typ av avgassystem som idag finns är den konventionella skorstenen som då förses med filter för reduktion av utsläpp av bl a NO_x , SO_2 och sot.

4.1 Emissioner vid gasmotordrift

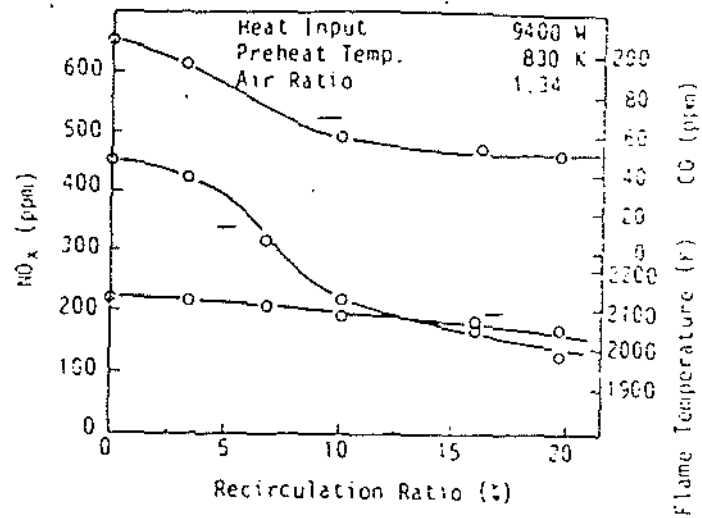
Vid en jämförelse mellan naturgas, olja och ved framstår gas som klart fördelaktig ur utsläppssynpunkt. Speciellt är utsläppen av SO_2 mycket lågt men även NO_x -utsläppen halveras minst vid gasdrift. Det är alltså helt klart att vid uppvärmning fås en markant reduktion av emissioner om naturgas får ersätta andra bränslen. Detta har även utredningen Naturgas-Hälsa-Miljö kommit fram till, där man anser att kväveoxidutsläppen minskar med mellan en tredjedel och hälften. Om naturgas däremot används i industriella processer kan däremot kväveoxidutsläppen såväl öka som minska beroende på produktionstekniska förhållanden. Vid eldning med fossila bränslen fås vid en jämförelse mellan gas- och dieseldrivna värmepumpar att de gasdrivna värmepumparna ger ett något högre NO_x -tal än de dieseldrivna, se bilaga 5

Däremot avger, vilket framgår av bilagan, de dieseldrivna värmepumparna betydligt högre halter av SO_2 , CO, sot samt oförbrända kolväten än de gasdrivna värmepumparna.

De främsta orsakerna till kväveoxidens storlek är tre parametrar i själva flammen. Dessa tre är flamtemperatur, uppehållstid i flammen samt syrets partialtryck.

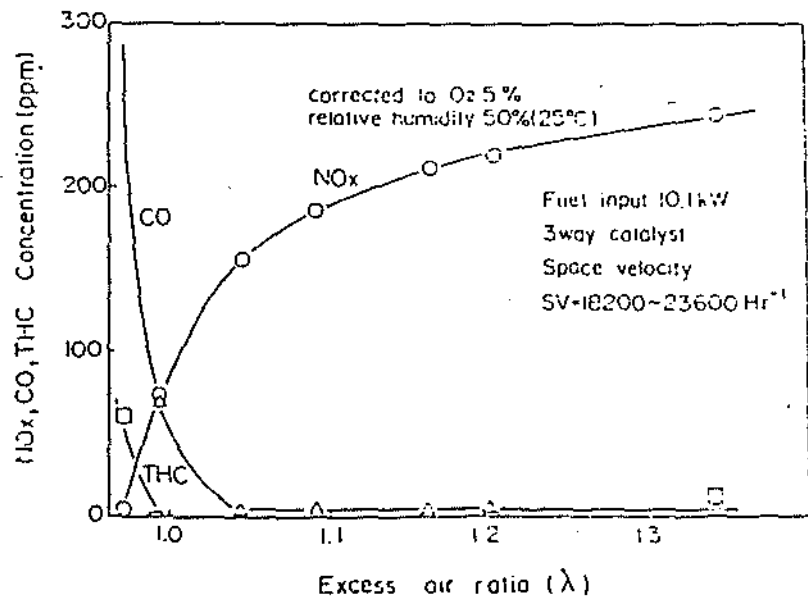
Den naturgas som fn importeras till Sverige innehåller ca 0,9 viktsprocent kvävgas. Kvävet är således inte bundet till bränslet utan har samma reaktionsmönster som luftens kväve under förbränningsprocessen. Kväveoxider bildas därför först vid höga temperaturer. Kväveoxidutsläppen vid användning av naturgas härrör sig därför huvudsakligen från förbränningsluftens kväve.

Förslag på hur framför allt en minskning av NO_x -utsläppen vid förbränning av naturgas behövs dock. En lösning presenteras av Toshiba, som vid utvecklandet av en 3 kW Stirlingmotor lät återföra en del av den förbrända gasen tillsammans med den inströmmande luften. Figuren visar att en åtminstone 10-procentig inblandning av förbränd gas skulle ge flera fördelar såsom lägre flamtemperatur samt lägre emissionstal för NO_x och CO.



Figur 3 Inverkan som viss procent återanvänd förbränd gas har på NO_x-utsläppen.

En annan metod är att installera en katalysator. Detta provades vid Mitsubishi's utvecklande av en 3 kW Stirlingmotor. Då installerades en trevägs katalysator av samma typ som nu används i bilar. Även denna metod fungerade tillfredsställande. Dessutom framkom som bilden nedan visar att luftöverskottsförhållandet bör hållas runt 1,0 för att nå låga värden på både NO_x och CO.

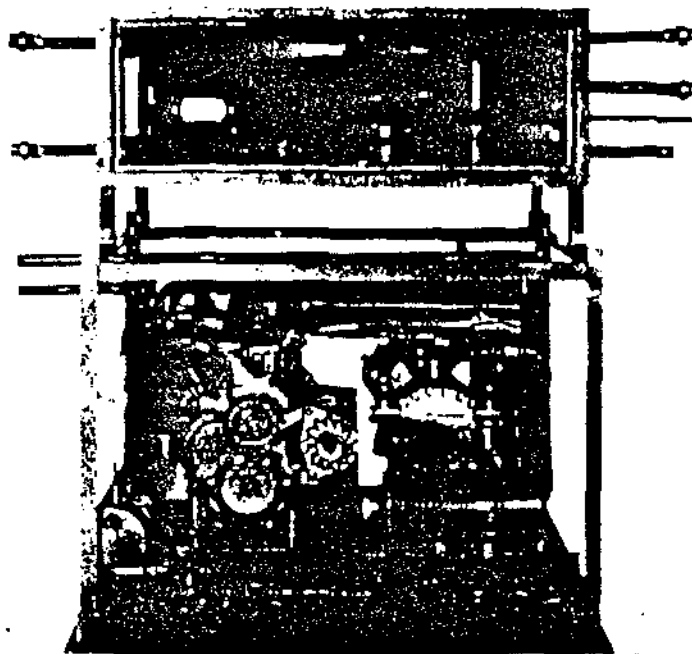


Figur 4 Luftöverskottsförhållandets påverkan på NO_x- och CO-koncentrationen i förbränd gas.

5. INSTALLATIONSUTRYMME

En naturgasdriven värmepump oavsett om det är en absorptions- eller kompressordriven anläggning kommer inte att ta något extra utrymme i anspråk jämfört med en konventionell eldriven värmepump. Det är också fullt genomförbart att bygga ihop anläggningarna i s k "rack" från fabriken, vilket underlättar installationsarbetet.

Mätten på ett sådant "rack" blir ca (l x b x h) 1,2 x 1,2 x 1,5 (m).



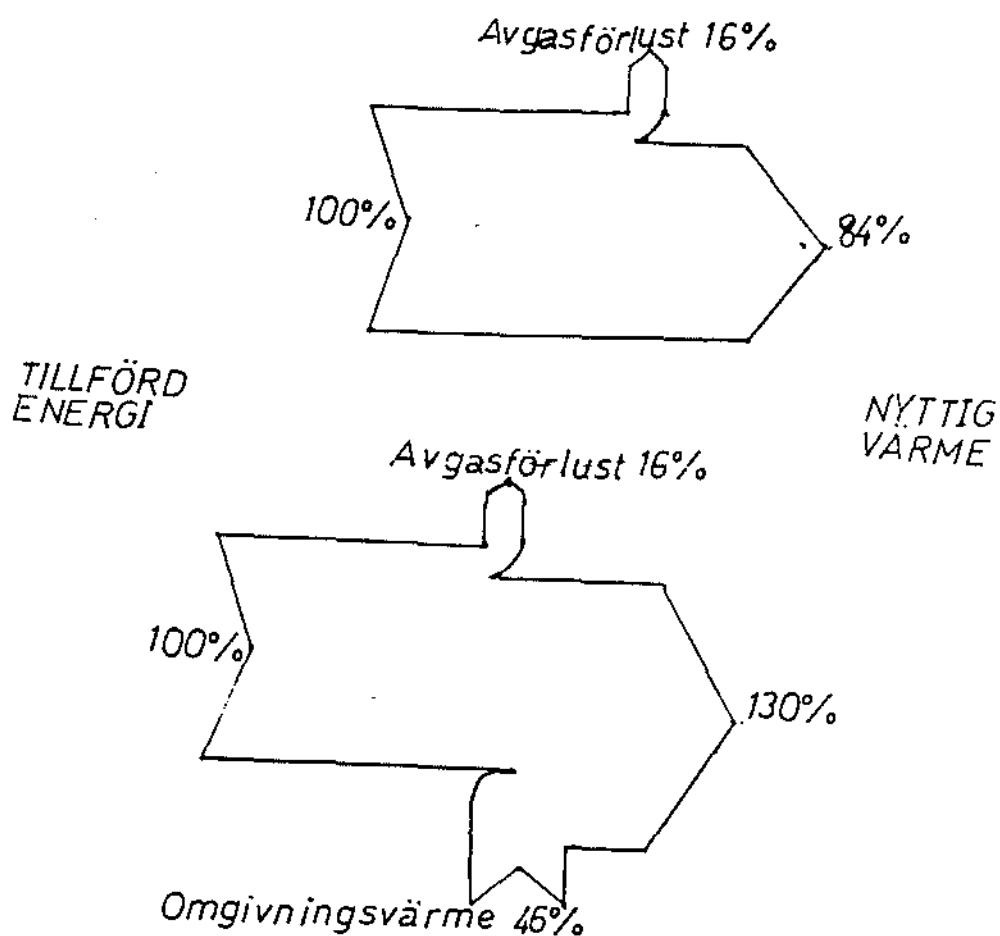
Figur 5 Exempel på en gasdriven värmepump inbyggd i ett rack för att minimera utrymmeskraven.

6. TYPANLÄGGNINGAR

Att idag hitta typanläggningar i storleksklassen 5-15 kW inom Sveriges gränser är svårt. Det beror mest på den goda tillgången på elenergi som gör att alla andra drivkällor än direktel ter sig ekonomiskt ointressanta.

Dessutom är gasnätet i Sverige fortfarande begränsat. Alternativet gas finns därför inte tillgängligt på så många platser i landet. Det land som troligen kommit längst vad gäller gasdrivna värmepumpar är Västtyskland.

Det mest intressanta användningsområdet är dock i industriella tillämpningar, genom att t ex utnyttja spillvärme för att via värmepumpen producera vattenånga, och på så sätt spara stora energimängder. Små anläggningar finns också för försäljning, dessa marknadsförs dock med utgångspunkt ifrån att en gaspanna redan finns i egnahemmet och att en tillkoppling av en värmepump då skulle ge en effektutökning från t ex 84% till 130%.

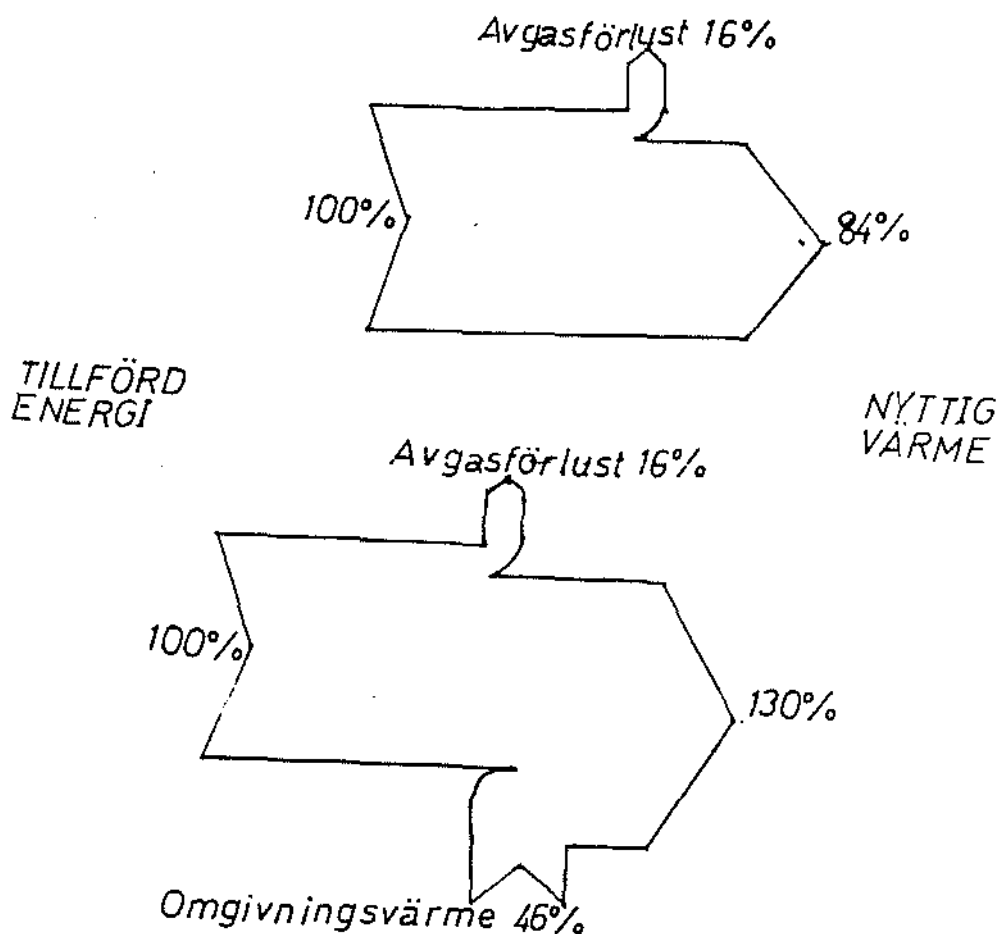


Figur 5 Visar ett sankey-diagram över hur en värmepump kopplas till en befintlig gaspanna.

Bilden gäller för en gasabsorptionsvärmepump. Ett exempel på inkopplad värmepump finns i bilaga 6 som visar hur en konventionell värmepump kopplats direkt till gaspannans turbin.

Värmepumpar som själva direkt drivs av naturgas finns också, där tre olika processer är aktuella. Dels den konventionella kompressorvärmepumpen som då drivs av en konverterad bensin- eller dieselmotor i stället för med direktel, dels Stirlingmotorn samt absorptionsprocessen, alla processer tidigare beskrivna i projektet.

De tre följande kapitlen kommer att ge exempel på befintliga anläggningar för varje process.

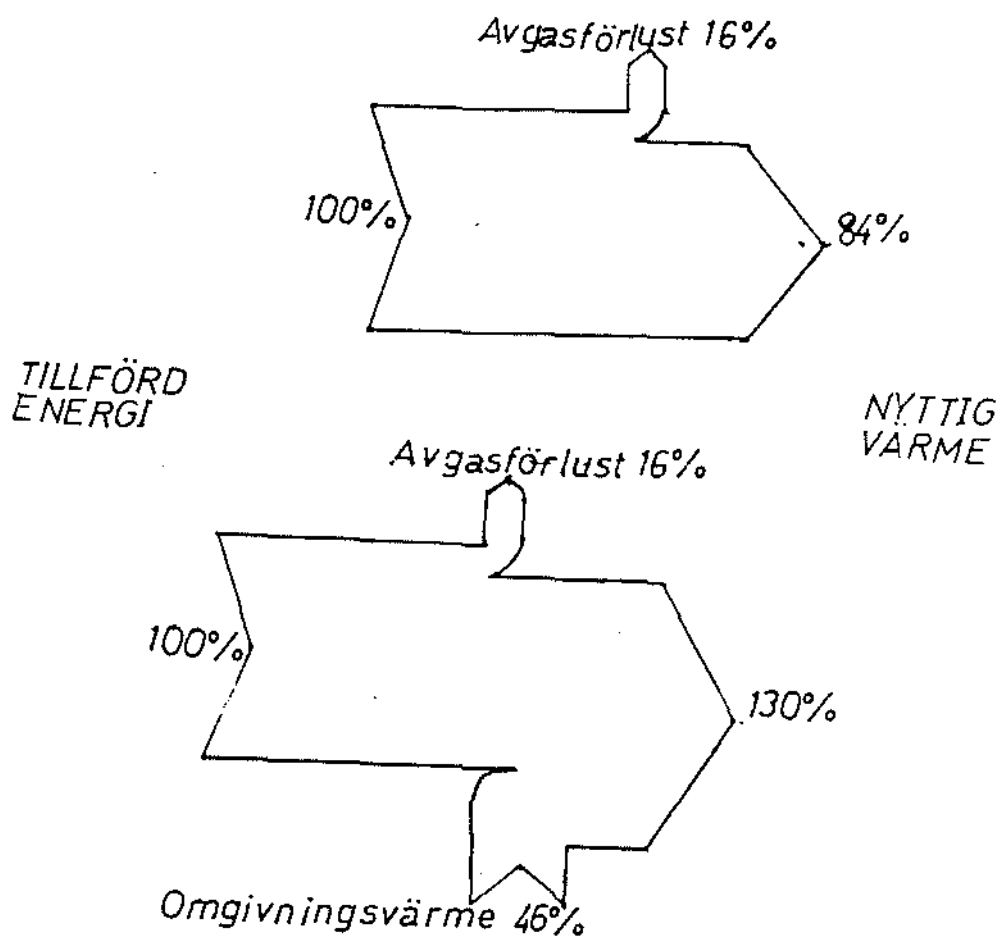


Figur 5 Visar ett sankey-diagram över hur en värmepump kopplas till en befintlig gaspanna.

Bilden gäller för en gasabsorptionsvärmepump. Ett exempel på in-kopplad värmepump finns i bilaga 6 som visar hur en konventionell värmepump kopplats direkt till gaspannans turbin.

Värmepumpar som själva direkt drivs av naturgas finns också, där tre olika processer är aktuella. Dels den konventionella kompressorvärmepumpen som då drivs av en konverterad bensin- eller dieselmotor i stället för med direktel, dels Stirlingmotorn samt absorptionsprocessen, alla processer tidigare beskrivna i projektet.

De tre följande kapitlen kommer att ge exempel på befintliga anläggningar för varje process.

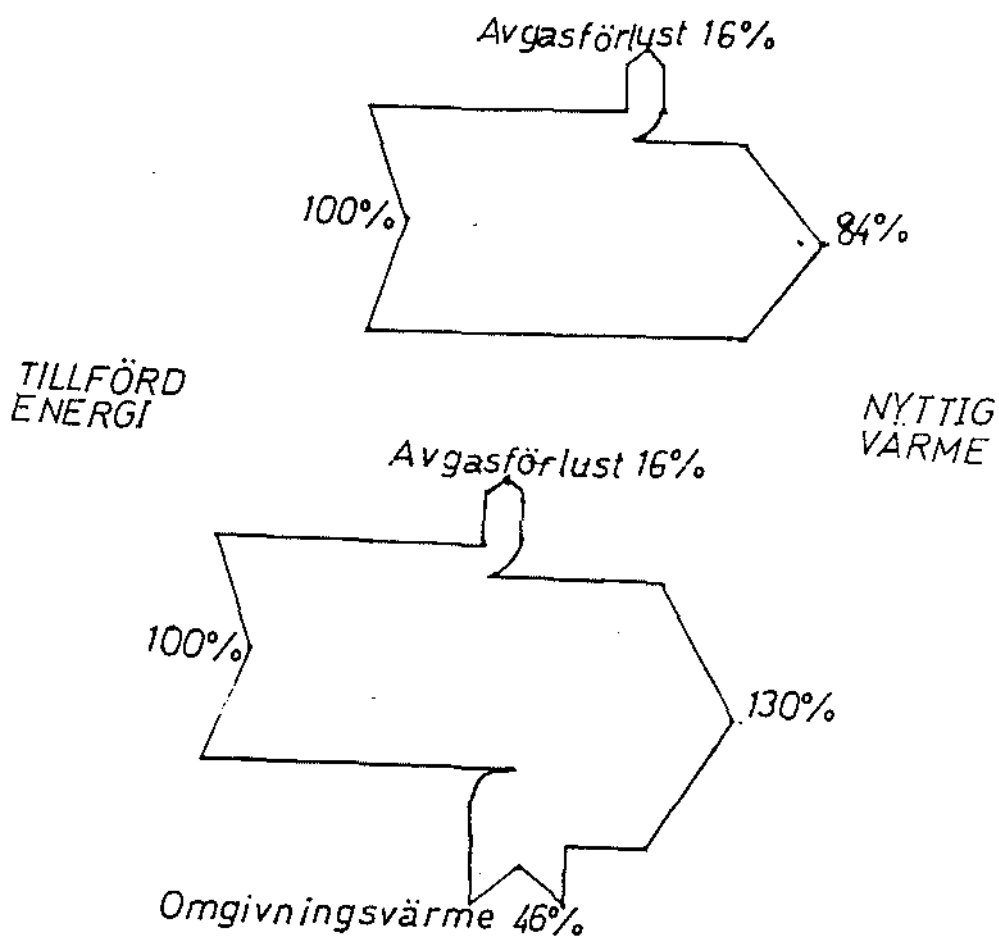


Figur 5 Visar ett sankey-diagram över hur en värmepump kopplas till en befintlig gaspanna.

Bilden gäller för en gasabsorptionsvärmepump. Ett exempel på in-kopplad värmepump finns i bilaga 6 som visar hur en konventionell värmepump kopplats direkt till gaspannans turbin.

Värmepumpar som själva direkt drivs av naturgas finns också, där tre olika processer är aktuella. Dels den konventionella kompressorvärmepumpen som då drivs av en konverterad bensin- eller dieselmotor i stället för med direktel, dels Stirlingmotorn samt absorptionsprocessen, alla processer tidigare beskrivna i projektet.

De tre följande kapitlen kommer att ge exempel på befintliga anläggningar för varje process.



Figur 5 Visar ett sankey-diagram över hur en värmepump kopplas till en befintlig gaspanna.

Bilden gäller för en gasabsorptionsvärmepump. Ett exempel på inkopplad värmepump finns i bilaga 6 som visar hur en konventionell värmepump kopplats direkt till gaspannans turbin.

Värmepumpar som själva direkt drivs av naturgas finns också, där tre olika processer är aktuella. Dels den konventionella kompressorvärmepumpen som då drivs av en konverterad bensin- eller dieselmotor i stället för med direktel, dels Stirlingmotorn samt absorptionsprocessen, alla processer tidigare beskrivna i projektet.

De tre följande kapitlen kommer att ge exempel på befintliga anläggningar för varje process.

Stirlingprocessen

En av de senast byggda gasdrivna Stirlingmotorerna är en 3 kW motor som byggts av Mitsubishi m h a MITI och NEDO. Motorn byggdes som encylindrig typ med displacementkolv och vevmekanism.

Under de tre första utvecklingsåren av detta projekt prioriterades den höga verkningsgraden. Effekten och verkningsgraden blev vid 800 rpm 3,2 kW respektive 0,316. Utan att gå in på detaljlösningar för hur detta kunde nås kan man dock notera den relativt enkla och kompakta konstruktionen.

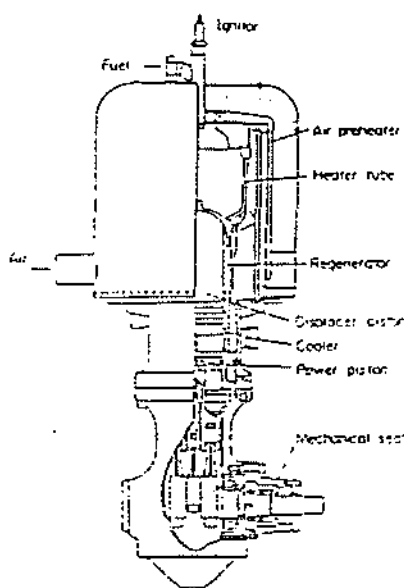


Fig. 6 Schematic view of NSO3M-26 engine

Dessutom nåddes låga värden på NO_x tack vare att en trevägs katalysator samt stoftavskiljare installerades. I bilaga 8 kan en komplett installerad anläggning studeras. Notera att anläggningen körs både som värmepump och kylsystem. Köldfaktorn uppges till 0,92 och värmefaktorn till 1,49. Dock är denna anläggning inte fullt utprovad, men Mitsubishi, Japanese Ministry of International Trade samt New Energy Development Organization, anser sig stå vid ett slutmål och räknar med en serietillverkning av konceptet inom snar framtid.

En liknande motor har även utvecklats av Toshiba Corporation, som dock var tvåcylindrig men i övrigt uppvisade liknande data som den tidigare redovisade.

Den under lång tid utvecklade och konverterade till gasdrift V160-motorn av United Stirling AB skulle i ett flerfamiljshus eller i ett radhusområde kunna utgöra ett alternativ. En sådan Stirlingmotor (ca 7,5 kW motoreffekt) skulle vid en ihopbyggnad till värmepump enligt systemlösning i bilaga 9 kunna ge en värmeeffekt på 42 kW med stadsgas som bränsle och R12 som köldmedia vid -40°C förångnings samt $+48^\circ\text{C}$ i kondenseringstemperatur. Andra gasbränslen och köldmedia går naturligtvis att använda.

Den vattenkylda kompressortoppen enligt figuren i bilagan gör det möjligt att tillsammans med hetgasvärmväxlare producera värme vid en hög temperaturnivå för t ex tappvarmvatten. Utan denna principlösning värmer värmepumpen värmesystemet och förvärmer tappvarmvatten. Detta är det enklaste systemet vilket gör konceptet billigare.

Naturligtvis kan man även här som i fallet med bensinmotorn låta Stirlingmotorn driva en generator som sedan antingen driver en värmepump eller direkt används som el för husbehov. Detta skulle dock som med bensinmotorn försämra systemets prestanda till ca 80% av vad en direkt drift skulle kunna uppvisa.

Absorptionsvärmepump

En av de få serietillverkarna av absorptionsvärmepumpar är tyska AWT som i sitt program har en 25 kW gasabsorptionsvärmepump (GAWP). Denna har vatten eller luft som värmekälla och en utlovad värmefaktor i båda fallen på 1,3.

Som exempel tas ett enfamiljshus i Tyskland där en AWT-GAWP installerats med jordvärme som värmekälla. Absorptionslösning är vatten och NH_3 som köldmedium, vilket medför att låga förångningstemperaturer kan åstadkommas, samt att rostangrepp bör kunna undvikas och ge en lång livslängd. Nackdelen är dock det höga inloppstryck som råder, runt 20 bar, samt det obehag ett läckage av NH_3 skulle ge. Vid en placering av anläggningen utomhus skulle detta dock kunna undvikas. Se specifikationer och skiss i bilaga 3.

Kompressorvärmepump

Drivning av kompressorn sker med en diesel- eller bensinmotor.

För dessa motorer är det ett måste att tillvarata värmeförlusterna från motorn. Detta innebär att bensinmotorn troligen ej kan användas eftersom dessa är luftkylda i så här små storlekar. Det alternativ som återstår är att bygga om dieselmotorn som tidigare redovisats med tändning av gasen m h a tändstift. Detta skulle medföra en väldigt ren förbränning och därmed låga emissionsutsläpp. BERO har ett motordrivet koncept, vilket beskrivs och skissas i bilaga 7.

Som exempel på i Sverige existerande gasmotorer kan tas de TOTEM-aggregat som installerats i reningsverk. Motorn, en Fiat 127A på 903 cm^3 , är modifierad för gasdrift och har elektronisk tändning. Märkeffekt 16,5 kW vid 3070 r/min. Dessa motorer körs på rötgas och förbrukar ca 8 m^3 rötgas per timme och har ett ledningstryck på 20 mbar.

Den mekaniska kraften omvandlas till elektrisk ström av en 15 kW asynkronmotor, denna ström ansluts till nätet. Detta innebär att om den här typen av aggregat installeras i en villa skulle man åtminstone i teorin ha många alternativ att välja på. Första alternativet är att använda värmepumpen som i reningsverken, dvs omvandla den mekaniska kraften till ström som sedan körs ut på nätet eller används i hemmet direkt. Detta alternativ är dock i dagsläget varken lagligt eller ekonomiskt försvarbart. Om man i stället kopplar en eldriven värmepump till generatorn skulle målet att få en ekonomiskt försvarbar gasdriven värmepump nås.

Det andra alternativet är förstås att plocka bort generatorn och omvandla allt till värme. Oavsett vilket alternativ som väljs, tas spillvärmets från avgas- och kylvattnet tillvara för att uppnå acceptabla värden på värmepumpen.

Det ovan beskrivna TOTEM-aggregatet ger vid en förbrukning av 8 m³ rötgas per timme en eleffekt av ca 14 kW samt en värmeeffekt på 36,6 kW. Denna typ av anläggningar är vanligt förekommande i England.

7. SERVICE

Oljebytesintervallen för ottmotorn, utan någon som helst oljerening utom den som är standard monterad blir ca var 200:e timme. Om filter av något slag monteras in i systemet kan serviceintervallet troligen ökas till var 1000-2000:e timme.

Ett filter av intresse är Refiners (bilaga 10) electro-lube, detta filter arbetar både med mekanisk rening genom filtrering och avdunstning av vatten genom elektrisk uppvärmning. Detta filter förutsätter dock att motorn är utrustad med generator och batteri, vilket torde vara fallet i de flesta fall.

Tändstiften bör kontrolleras eller bytas var 500-1000:e timme, vartannat år bör en större genomgång av motorn göras.

Motor

Drifttid: 5000 timmar/år

Serviceintervall: 2000 timmar

Oljerymd: 2 liter

Oljepris: 15:-/liter

Oljeförbrukning = 0,4 l/100 timmar

$$K_0 = \frac{5000}{2000} \cdot 2 \cdot 15 + \frac{5000}{100} \cdot 0,4 \cdot 15 = 375 \text{ kr/år (Oljekostnad/år)}$$

Tändstift: 15:-/st

Bytesintervall: 1000 h

Antal stift: t

$$K_t = \frac{5000}{1000} \cdot 15 = 75 \text{ kr/år (tändstiftskostnad/år)}$$

Summa servicekostnader för motorn:

$$K_M = 375 + 75 = 450:-/år.$$

Kompressor

Drifttid: 5000 timmar/år

Serviceintervall: 5000 timmar

Oljepris: 30 kr/liter

$$K_0 = \frac{5000}{5000} \cdot 30 = 30 \text{ kr/år.}$$

Kompressorn ställer inte lika höga krav på oljebyte, så här kan serviceintervallet hållas till ungefär 5000 timmar mellan oljebytena. Detta pga att kompressorn arbetar under gynnsammare förhållanden än motorn, eftersom motorn är tvungen att ta hand om vissa förbränningsrester och vatten.

Totala servicekostnaden per år för en motordriven värmepump, inte absorption, blir i storleksordningen 500:-. För ett absorptions-system blir servicekostnaden troligen betydligt lägre.

8. INVESTERINGSKALKYL

Investeringskostnaden för en gasdriven värmepump, i effektområdet 4 kW värmeeffekt, blir 66 000:-. Detta skall jämföras med en eldriven värmepump i samma effektklass som kostar 50 000:-. Detta ger en merkostnad för gasvärmepumpen av ca 30%.

I sammanhanget skall dock nämnas att gasvärmepumpen producerar ca 30% mer värmeenergi, pga att motorns spillvärme kan tas till vara, än vad värmepumpsenheten är dimensionerad för.

Om hänsyn tas till ovanstående resonemang så presterar den gasdrivna värmepumpen ca 5,3 kW värme, för samma pris, 66 000:-, medan en eldriven värmepump med effekten 5,3 kW kostar i området 55 000:-.

Kostnad per kilowatt blir:

$$K_{\text{gas}} = 12\,400 \text{ kr/kW}$$

$$K_{\text{el}} = 10\,400 \text{ kr/kW}$$

Dessa värden gäller för uteluftvärmepump med 0°C som förångningstemperatur.

Som framgår, så är materialkostnaderna för gasvärmepumpen högre jämfört med eldriven värmepump, medan det inte skiljer lika mycket i kostnad per kW. Detta pga att stora värmemängder från förbränningsmotorn kan tillvaratas.

Stirlingmotorn kostar idag 20 000 kr/kW, medan enligt United Stirling, i ett längre perspektiv priset kommer att sjunka till 17 000 kr/kW, när tillverkning av dessa motorer sker i större skala. Priset kommer då att bli ca 18 000:- för en motor till värmepumpar i aktuell storleksklass. Detta skall jämföras med konventionella motorer som kostar ca 6 000:- i dagens läge.

Investeringskostnaden för en absorptionsvärmepump blir i storleksordningen $K_{\text{ab}} = 2\,800 \text{ kr/kW}$.

Prisuppgiften har hämtats från tyska tillverkare och gäller för år 1987.

I alla dessa presenterade fall är inte kostnaden för rör och rördragning medräknade. Detta pga att det är svårt att göra en generell uppskattning vad detta kostar. Men som jämförelse mellan de olika systemen spelar det ingen större roll att denna kostnad saknas.

Beräkningar (investeringskalkyl)

Totalpris = 1,6 · materialkostnad

Eldriven värmepump 4 kW: 50 000:-
9 kW: 70 000:-

Materialkostnad 4 kW: 31 250:-

Hermetisk kompressor, som används i mindre värmepumpar: 5 000:-

Extrautrustning för gasdriven värmepump.

Förbränningsmotor: 6 000:- (Otto), 18 000:- (Stirling)

Kompressor (semihermetisk): 6 000:-

Värmeväxlare, för avgaserna: 3 000:-

Gasdriven värmepump: 4 kW (värmepumpeff.) =
= (31 250 + 5 000 + 6 000 + 6 000 + 3 000) · 1,6 = 66 000:-.

$$K_{\text{gas}} = \frac{66\,000}{4 \cdot 1,33} = 12\,406\text{-/kW}$$

$$K_{\text{el}} = \frac{55\,000}{5,3} = 10\,377\text{-/kW}$$

$$K_{\text{Stirling}} = \frac{88\,400}{4 \cdot 1,33} = 16\,616\text{-/kW}$$

9. BERÄKNINGARVärmningssystem

Framledningstemperatur: 55°C

Radiatorvattentemperatur: 65°C

Detta medför att kondenseringstemperaturen måste hållas på 56°C. De resterande ca 9 °C utvinns ur avgas- och kylvattenförluster. Värmeeffekt 8 kW.

Värmepump

Köldmedium: R22

$t_1 = 56^\circ\text{C}$: $p_1 = 22$ bar

$t_2 = 0^\circ\text{C}$: $p_2 = 5$ bar

Antag 5°C överhettning och 6°C underkyllning.

$i_{1k} = 670$ (KJ/kg)

$i_{2k} = 634$ (KJ/kg)

$i_s = 482$ (KJ/kg)

Beräkningar (investeringskalkyl)

Totalpris = 1,6 · materialkostnad

Eldriven värmepump 4 kW: 50 000:-
9 kW: 70 000:-

Materialkostnad 4 kW: 31 250:-

Hermetisk kompressor, som används i mindre värmepumpar: 5 000:-

Extrautrustning för gasdriven värmepump.

Förbränningsmotor: 6 000:- (Otto), 18 000:- (Stirling)

Kompressor (semihermetisk): 6 000:-

Värmeväxlare, för avgaserna: 3 000:-

Gasdriven värmepump: 4 kW (värmepumpeff.) =
= (31 250 - 5 000 + 6 000 + 6 000 + 3 000) · 1,6 = 66 000:-.

$$K_{\text{gas}} = \frac{66\,000}{4 \cdot 1,33} = 12\,406\text{-/kW}$$

$$K_{\text{el}} = \frac{55\,000}{5,3} = 10\,377\text{-/kW}$$

$$K_{\text{Stirling}} = \frac{88\,400}{4 \cdot 1,33} = 16\,616\text{-/kW}$$

9. BERÄKNINGARVärmningssystem

Framledningstemperatur: 55°C

Radiatorvattentemperatur: 65°C

Detta medför att kondenseringstemperaturen måste hållas på 56°C. De resterande ca 9 °C utvinns ur avgas- och kylvattenförluster. Värmeeffekt 8 kW.

Värmepump

Köldmedium: R22

$t_1 = 56^\circ\text{C}$: $p_1 = 22$ bar

$t_2 = 0^\circ\text{C}$: $p_2 = 5$ bar

Antag 5°C överhettning och 6°C underkyllning.

$i_{1k} = 670$ (KJ/kg)

$i_{2k} = 634$ (KJ/kg)

$i_s = 482$ (KJ/kg)

Verkningsgrader

$$\left(\frac{\eta_s}{\eta_i \cdot \eta_{mk}} \right) = \left(\frac{\eta_s}{\eta_i \cdot \eta_{mk}} \right) = e^{(-2,28 \cdot \frac{329}{273} + 2,67)} = 0,925$$

$$(-0,066 \cdot \frac{22}{5})$$

$$\eta_{s18} = 1,04 \cdot e = 0,778$$

$$\eta_s = (1 + 0,1 \cdot \frac{5-18}{100}) \cdot 0,778 = 0,768$$

$$\eta_i \cdot \eta_{mk} = \frac{0,768}{0,925} = 0,83$$

$$iik' = iik + (iik - i2k) / \eta_i \cdot \eta_{mk}$$

$$iik' = 670 + (670 - 634) / 0,83 = 713$$

$$iik' = 713 - \text{tryckrörstemperatur} = 120^\circ\text{C}$$

$$\Delta i1 = 713 - 482 = 231$$

$$\Delta i2 = 634 - 482 = 152$$

$$\Delta iE = 713 - 634 = 79$$

Ottomotor och dieselmotor för 100% gas

$$\eta_t = 25\%$$

$$\eta_{AF} = 36\%$$

$$\eta_{KF} = 34\%$$

$$\eta_s = 5\%$$

$$\eta_{\ddot{o}} = 94\% \text{ (remväxel)}$$

Antag att 75% av avgas- och kylvattenförluster tas till vara.

$$\dot{Q}_{vp} = \frac{2}{3} \cdot 8 = 5 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_R = \frac{5}{231} = 0,022 \text{ kg/s} = 77 \text{ kg/h}$$

$$\dot{E}_k = 79 \cdot 0,022 = 1,74 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_m = \frac{1,74}{0,94} = 1,85 \text{ kW (2,52 Hk)}$$

$$\dot{E}_t = \frac{1,85}{0,25} = 7,4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}'_{AF} = 0,75 \cdot 0,36 \cdot 7,4 = 2 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}'_{KF} = 0,75 \cdot 0,34 \cdot 7,4 = 1,9 \text{ kW}$$

$$\Sigma \dot{Q}_v = 5 + 2 + 1,9 = 8,9 \text{ kW}$$

$$\Sigma \dot{E} = 8,9 + 1,85 = 10,75$$

$$\phi = \frac{10,75}{7,4} = 1,45$$

Ur föregående beräkning kan ett generellt uttryck för ϕ härledas

$$\phi = \frac{\Sigma \dot{Q}_l}{\dot{E}_t} \text{ men } \Sigma \dot{Q}_l = \dot{Q}_{vp} + \eta_{wx} \eta_{AF} \cdot \dot{E}_t + \eta_{wx} \eta_{AF} \cdot \dot{E}_t + \\ + \eta_m \dot{E}_t =$$

$$= \Sigma \dot{Q}_l = \dot{Q}_{vp} + \dot{E}_t (\eta_{wx} \eta_{AF} + \eta_{wx} \eta_{KF} + \eta_m); \Rightarrow$$

$$\phi = \frac{\dot{Q}_{vp} + \dot{E}_t (\eta_{wx} \eta_{AF} + \eta_{wx} \eta_{KF} + \eta_m)}{\dot{E}_t} =$$

$$= \frac{\dot{Q}_{vp}}{\dot{E}_t} + (\eta_{wx} \eta_{AF} + \eta_{wx} \eta_{KF} + \eta_m);$$

$$\text{men: } \dot{Q}_{vp} = \dot{m}(i'_{1k} - i_s) \text{ och } \dot{E}_t = \frac{\dot{m}(i_{1k} - i_{2k})}{\eta_{m\ddot{o}} \cdot \eta_m}$$

$$\phi = \frac{\dot{m}(i'_{1k} - i_s)}{\dot{m}(i_{1k} - i_{2k})} + (\eta_{wx} \eta_{AF} + \eta_{wx} \eta_{KF} + \eta_m);$$

$$\phi = \eta_{m\ddot{o}} \cdot \eta_m \frac{i'_{1k} - i_s}{i_{1k} - i_{2k}} + (\eta_{wx} \eta_{AF} + \eta_{wx} \eta_{KF} + \eta_m);$$

$$\phi = \eta_{m\ddot{o}} \cdot \eta_m \cdot K + \eta_{wx} \eta_{AF} + \eta_{wx} \eta_{KF} + \eta_m$$

$$\phi = \eta_m (\eta_{m\ddot{o}} K + 1) + \eta_{wx} \eta_{AF} + \eta_{wx} \eta_{KF}$$

$$K = \frac{i'_{1k} - i_s}{i_{1k} - i_{2k}} = \frac{\dot{Q}_l}{\dot{E}_k}$$

$\eta_{m\ddot{o}}$ = överföringens verkningsgrad

η_m = drivmotorns verkningsgrad

η_{wx} = värmväxlarnas upptagningsprocent

η_{AF} = procent av motorns totala effektbehov som blir avgaser

η_{KF} = procent av motorns totala effektbehov som blir kylvatten-
värme

Diesel-motor

$$\Phi = m (\eta_{m\ddot{o}} \cdot 2,92 + 1) + \eta_{wx} \eta_{AF} + \eta_{wx} \eta_{KF}$$

$\eta_m = 28\%$ Det är möjligt att detta är väl optimistiskt tilltaget.

$\eta_{AF} = 28\%$

$\eta_{KF} = 34\%$

$\eta_{wx} = 75\%$

$\eta_{m\ddot{o}} = 94\%$

$$\Phi_0 = 0,28 (0,94 \cdot 2,92 + 1) + 0,175(0,28+0,34)$$

$$\Phi_0 = 1,51$$

Elmotor

$\eta_m = 80\%$

$\eta_{AF} = 0$

$\eta_{KF} = 0$

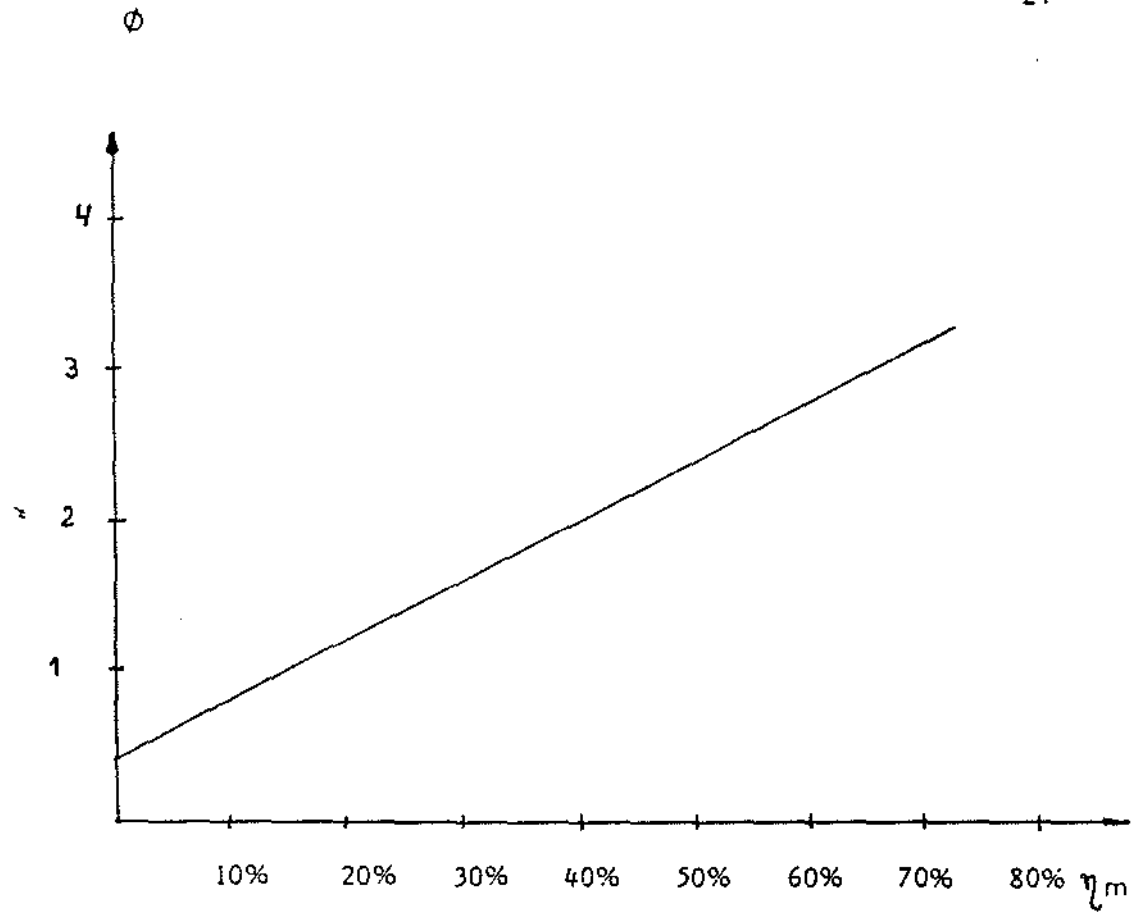
$\eta_{wx} = 0$

$\eta_{m\ddot{o}} = 94\%$

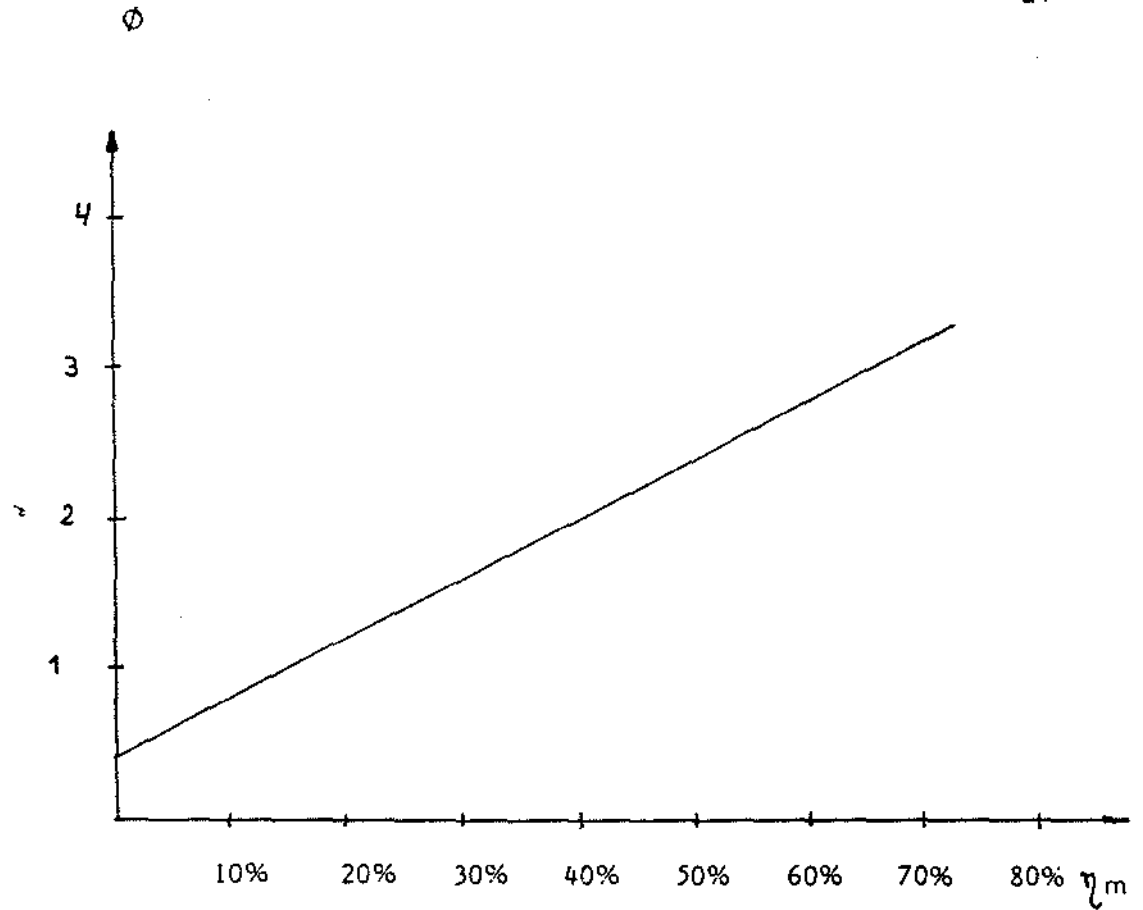
$$\Phi = \eta_m (\eta_{m\ddot{o}} \cdot 2,92 + 1) + \eta_{wx} \cdot \eta_{AF} + \eta_{wx} \cdot \eta_{KF}$$

$$\Phi_E = 0,8 (0,94 \cdot 2,92 + 1) = 3$$

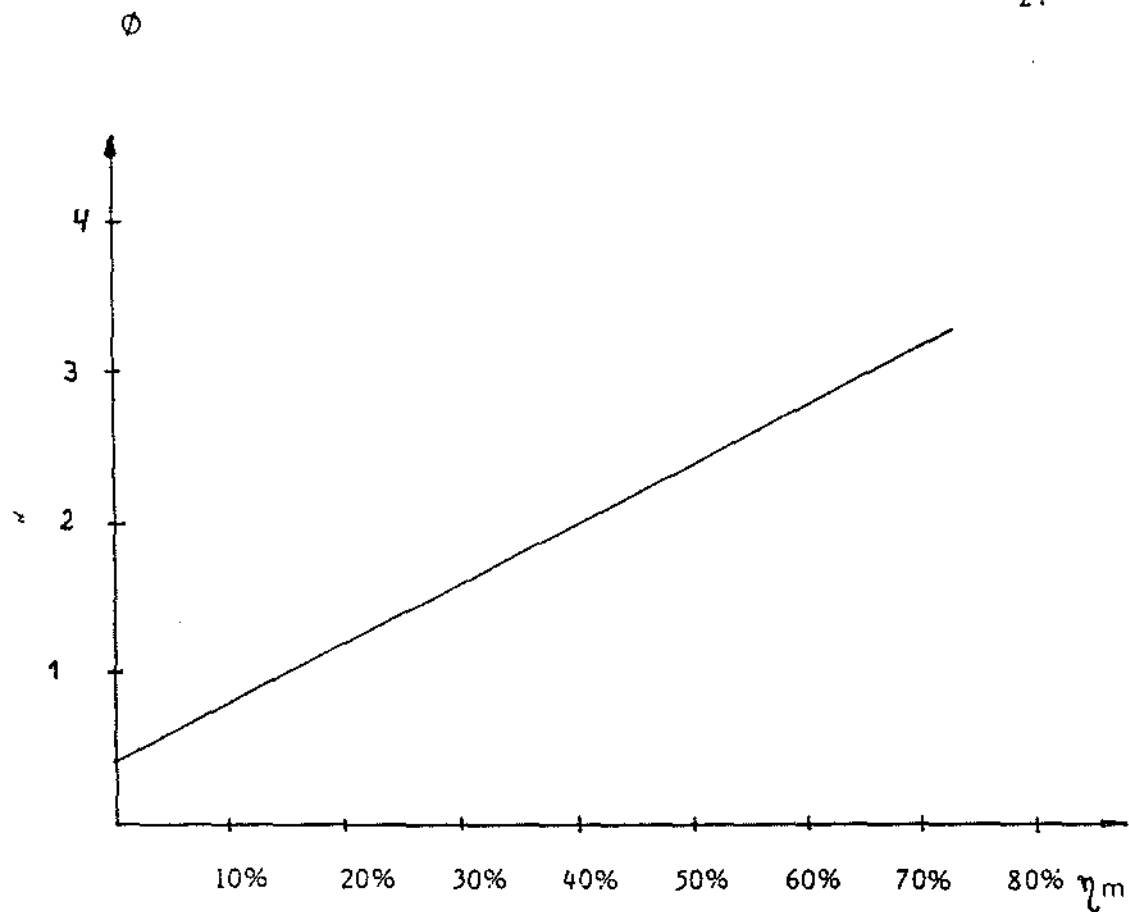
Elmotorn är den motor som ger den i särklass högsta värmefaktorn, ca dubbelt mot om värmepumpen drivs med Ottomotor.



Värmefaktorns variation med motorns verkningsgrad. Dieselmotor med $\eta_{wx} = 75\%$. -



Värmefaktorns variation med motorns verkningsgrad. Dieselmotor med $\eta_{wx} = 75\%$. -



Värmefaktorns variation med motorns verkningsgrad. Dieselmotor med $\eta_{wx} = 75\%$. -

KÄLLFÖRTECKNING

1. Heat Pump Technology
H Ludwig von Cube
Fritz Steimle
Edited by EGA Goddall
2. News letter
IEA HEAY PUMP CENTRE
Vol 3, No4 Dec '85
3. News letter
IEA HEAY PUMP CENTRE
Vol 4, No3 Oct '86
4. STU-Rapport 77-4960
Utveckling av totalenergisystem med
Stirlingmotor som drivkälla.
Installation i vaktbyggnad.
H-G Nelving - S Gummesson
5. Gasdrivna värmepumpar-
industriella tillämpningar
Ronny Nilsson (ex-jobb)
LUTMDN/(TMVK-5127)/1-94/(1983)
6. Gas-driven (Broschyr)
Absorption-type heat pumps
The energy saving solution
AWT: Absorptions- und Wärmetechnik GmbH
Gottlieb-Daimler-Strabe 1
6102 Pfungstadt.
7. Naturgas Hälsa Miljö
"State-of-the-art"-rapport, September 1984
Vattenfall
8. Gas Wärme Pumpen
Praxis
Wärmepumptechnologie Band IV
9. Muntlig konsultation av Tommy Hansson
Motorgasteknik Göteborg.
10. Energiomvandling med gaseldad Stirlingmotor.
Tekniska och ekonomiska systemförutsättningar.
Förstudie
Byggeforskningsrådet
Rapport R50:1987.
11. Newsletter
IEA HEAY PUMPL CENTRE
Vol 4, No1 March '8.6

HÄRLEDNING: ABSORPTIONSVÄRMEPUMPENS VÄRMEFAKTOR

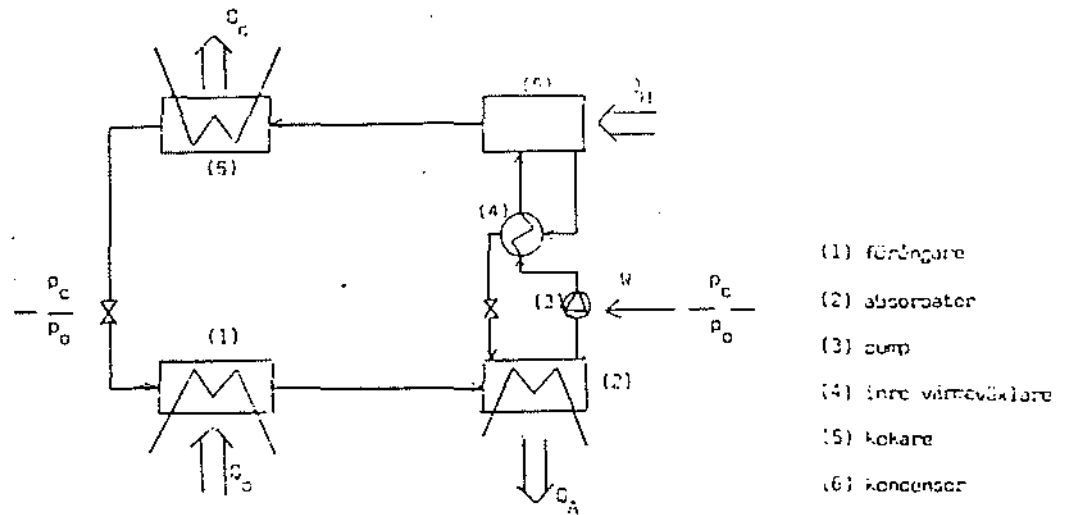


Fig. B.1. Absorptionsvärmepump.

Absorptionsvärmepumpens värmebalans är, med beteckningar enligt fig. B.1:

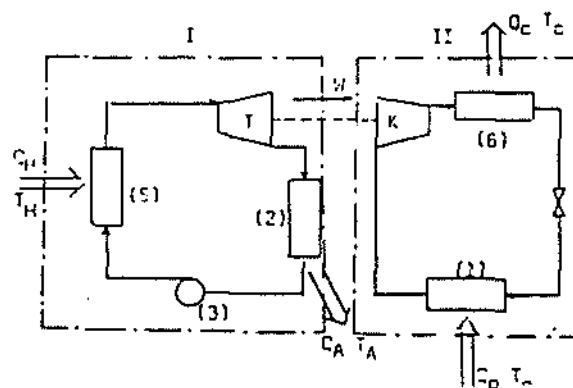
$$Q_H + Q_o + Q_p = Q_c + Q_A, \quad Q_p = \text{värmemängden som motsvarar pumparbetet } W.$$

Värmefaktorn fås som förhållandet mellan utvunnen värmeenergi och uppfört arbete.

$$\phi_{vp} = \frac{Q_A + Q_c}{Q_H + Q_p}, \quad Q_p \text{ antas litet, vilket ger:}$$

$$\phi_{vp} = \frac{Q_A + Q_c}{Q_H} \tag{1}$$

Absorptionscykeln kan jämföras med en krets som drivs av en termisk motor, enligt fig. B.2.



Termodynamikens andra huvudsats, tillämpad på de två kretsarna i fig. B.2, ger:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_A}{T_A} &= 0 \\ \frac{Q_O}{T_O} + \frac{Q_C}{T_C} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

I krets I kan relationen mellan arbete och värme för en termisk motor som arbetar reversibelt och adiabatiskt, uttryckas som:

$$W_I = -Q_H \frac{T_H - T_A}{T_H} \quad (3)$$

Om man antar att arbetsmedieången uppför sig som en perfekt gas kan arbetet som produceras av den adiabatiska expansionen fås som:

$$W_I = \frac{nR\kappa}{(\kappa-1)} (T_H - T_A) \quad (4)$$

$$(3) \text{ och } (4) \text{ ger: } Q_H = \frac{nR\kappa}{(\kappa-1)} T_H \quad (5)$$

Samma resonemang tillämpat på krets II ger:

$$\left. \begin{aligned} W_{II} &= Q_C \frac{T_C - T_O}{T_C} \\ W_{II} &= \frac{nR\kappa}{(\kappa-1)} (T_C - T_O) \end{aligned} \right\} Q_C = \frac{nR\kappa}{(\kappa-1)} T_C \quad (6)$$

Om vi sedan antar att överföringen av arbete mellan kretsarna I och II sker med verkningsgraden 1, fås:

$$T_C - T_O = T_H - T_A \Rightarrow T_H + T_O = T_A + T_C \quad (7)$$

Värmefaktorn fås som:

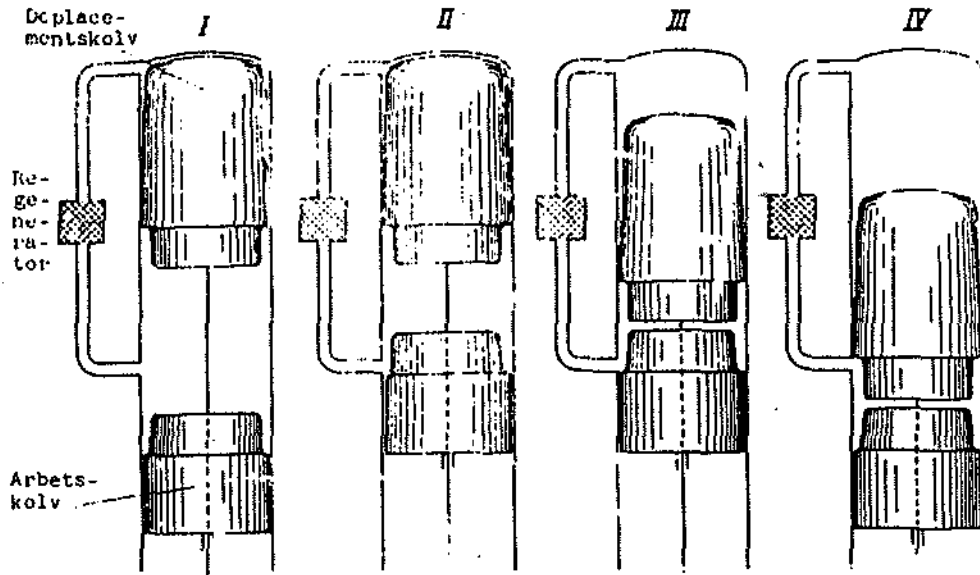
$$\phi_{VP} = \frac{Q_C + Q_A}{Q_H} = \frac{Q_C}{Q_H} + \frac{Q_A}{Q_H}$$

$$(2), (5) \text{ och } (6) \text{ ger: } \phi_{VP} = \frac{T_C}{T_H} + \frac{T_A}{T_H} = \frac{T_A + T_C}{T_H}$$

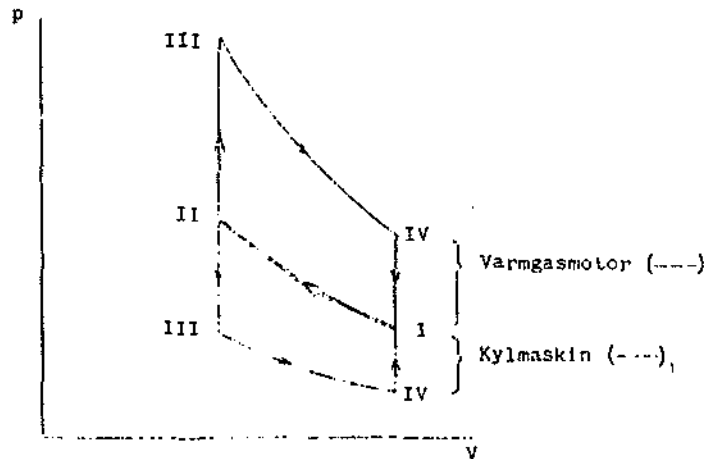
$$(7) \text{ ger: } \phi_{VP} = \frac{T_H + T_O}{T_H} = 1 + \frac{T_O}{T_H}$$

Arbetsätt för varmgasmotor resp. kylmaskin arbetande

enligt Stirling-cykeln



Stirling-cykeln i V,p-diagram:



Den idealiserade Stirling-cykeln består av två isochorer (II--III resp. IV--I) samt två isotermer (I--II resp. III--IV)

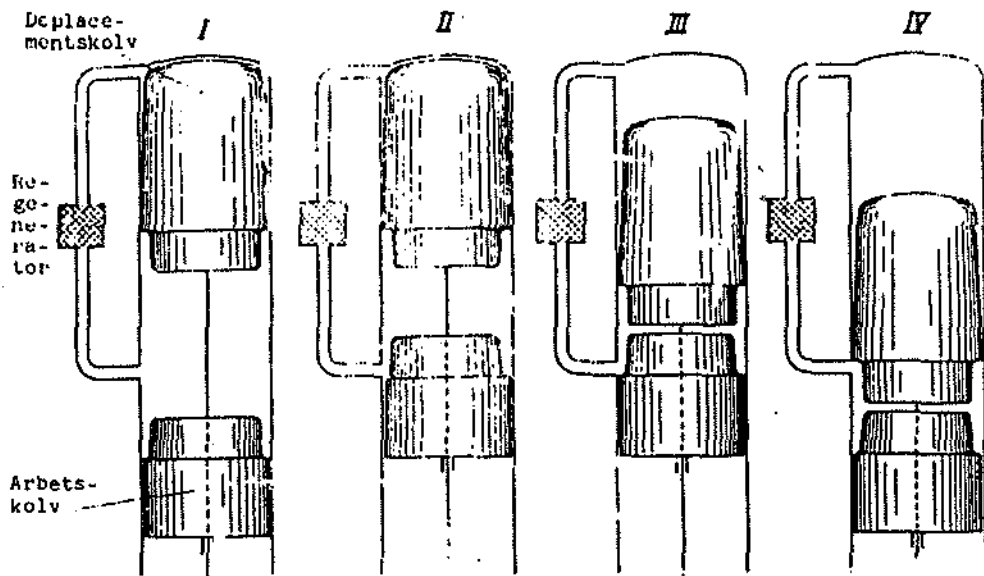
Arbetsätt för varmgasmotor resp. kylmaskin

arbetande enligt Stirling-cykeln

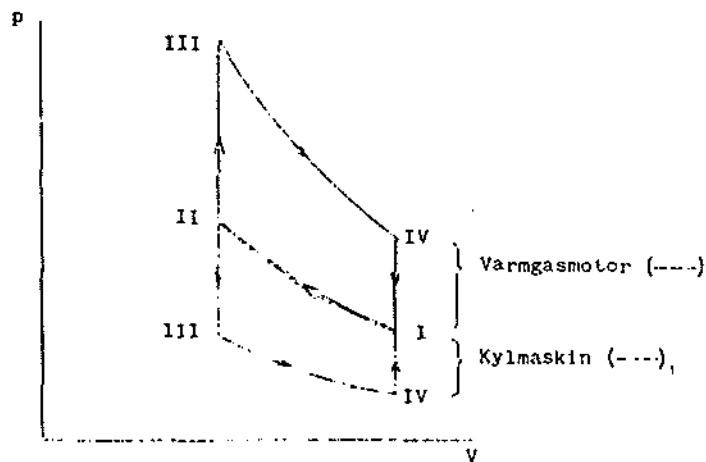
	Varmgasmotor (övre delen av cylindern är "varm" och uppvärms utifrån genom förbränning av bränsle el. motv.)	Kylmaskin (övre delen av cylindern är "kall" och upptar värme från omgivningen.)
I	Arbetskolven i sitt nedersta läge; displacementskolven i sitt översta läge.	
	Gasen komprimeras	Gasen komprimeras
II	Arbetskolven liksom displacementskolven är i sina översta lägen.	
	Gasen uppvärms genom att den förflyttas via kylare; regenerator (där gasen upptar värme) och uppvärmningsanordning till den varma delen av cylindern.	Gasen avkyles genom att den förflyttas via kylare (vattenkyld) och regenerator (där luften avkyles ytterligare) till den kalla delen av cylindern.
III	Arbetskolven i sitt övre läge; displacementskolven har förflyttat gasen till den övre delen av cylindern.	
	Den varma gasen expanderar och avger arbete.	Den kalla gasen expanderar och avger arbete varigenom dess temperatur sjunker. Gasen avkylar cylindern.
IV	Arbetskolven och displacementskolven har nått sina nedersta lägen.	
	Den varma gasen avkyles genom att den förflyttas via uppvärmningsanordning, regenerator (där gasen avger värme) och kylare till den kalla delen av cylindern.	Den kalla gasen uppvärms genom att den förflyttas via regenerator (som avkyles av gasen) och kylare till den varmare delen av cylindern.
I	Arbetskolven i sitt nedersta läge; displacementskolven i sitt översta läge.	

Arbetsätt för varmgasmotor resp. kylmaskin arbetande

enligt Stirling-cykeln



Stirling-cykeln i V,p-diagram:



Den idealiserade Stirling-cykeln består av två isochorer (II--III resp. IV--I) samt två isotermer (I--II resp. III--IV)

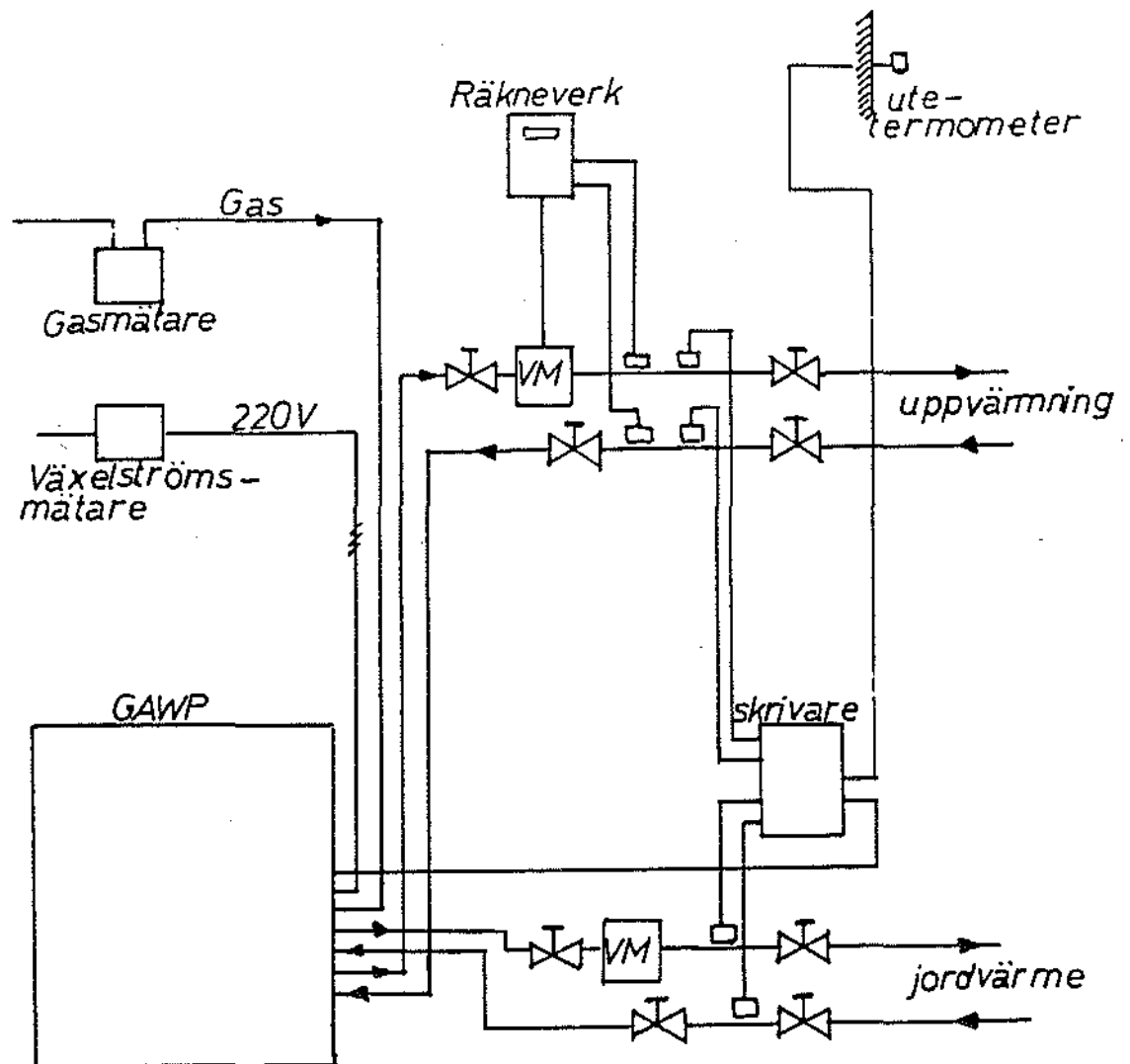
Arbetsätt för varmgasmotor resp. kylmaskin

arbetande enligt Stirling-cykeln

	Varmgasmotor (övre delen av cylindern är "varm" och uppvärms utifrån genom förbränning av bränsle el. motv.)	Kylmaskin (övre delen av cylindern är "kall" och upptar värme från omgivningen.)
I	Arbetskolven i sitt nedersta läge; deplacementskolven i sitt översta läge.	
	Gasen komprimeras	Gasen komprimeras
II	Arbetskolven liksom deplacementskolven är i sina översta lägen.	
	Gasen uppvärms genom att den förflyttas via kylare; regeneratör (där gasen upptar värme) och uppvärmningsanordning till den varma delen av cylindern.	Gasen avkyles genom att den förflyttas via kylare (vattenkyld) och regeneratör (där luften avkyles ytterligare) till den kalla delen av cylindern.
III	Arbetskolven i sitt övre läge; deplacementskolven har förflyttat gasen till den övre delen av cylindern.	
	Den varma gasen expanderar och avger arbete.	Den kalla gasen expanderar och avger arbete varigenom dess temperatur sjunker. Gasen avkyles i cylindern.
IV	Arbetskolven och deplacementskolven har nått sina nedersta lägen.	
	Den varma gasen avkyles genom att den förflyttas via uppvärmningsanordning, regeneratör (där gasen avger värme) och kylare till den kalla delen av cylindern.	Den kalla gasen uppvärms genom att den förflyttas via regeneratör (som avkyles av gasen) och kylare till den varmare delen av cylindern.
I	Arbetskolven i sitt nedersta läge; deplacementskolven i sitt översta läge.	

Gas-Absorptionsvärmepump GAWP

Data: Uppvärmningsyta 244m³
 Värmehälla, jordvärme 550m²
 Värmedistribution: golvvärme
 Fram- och returtemperatur 45/35°C
 Värmebehov: 23,5 kW vid -15°C



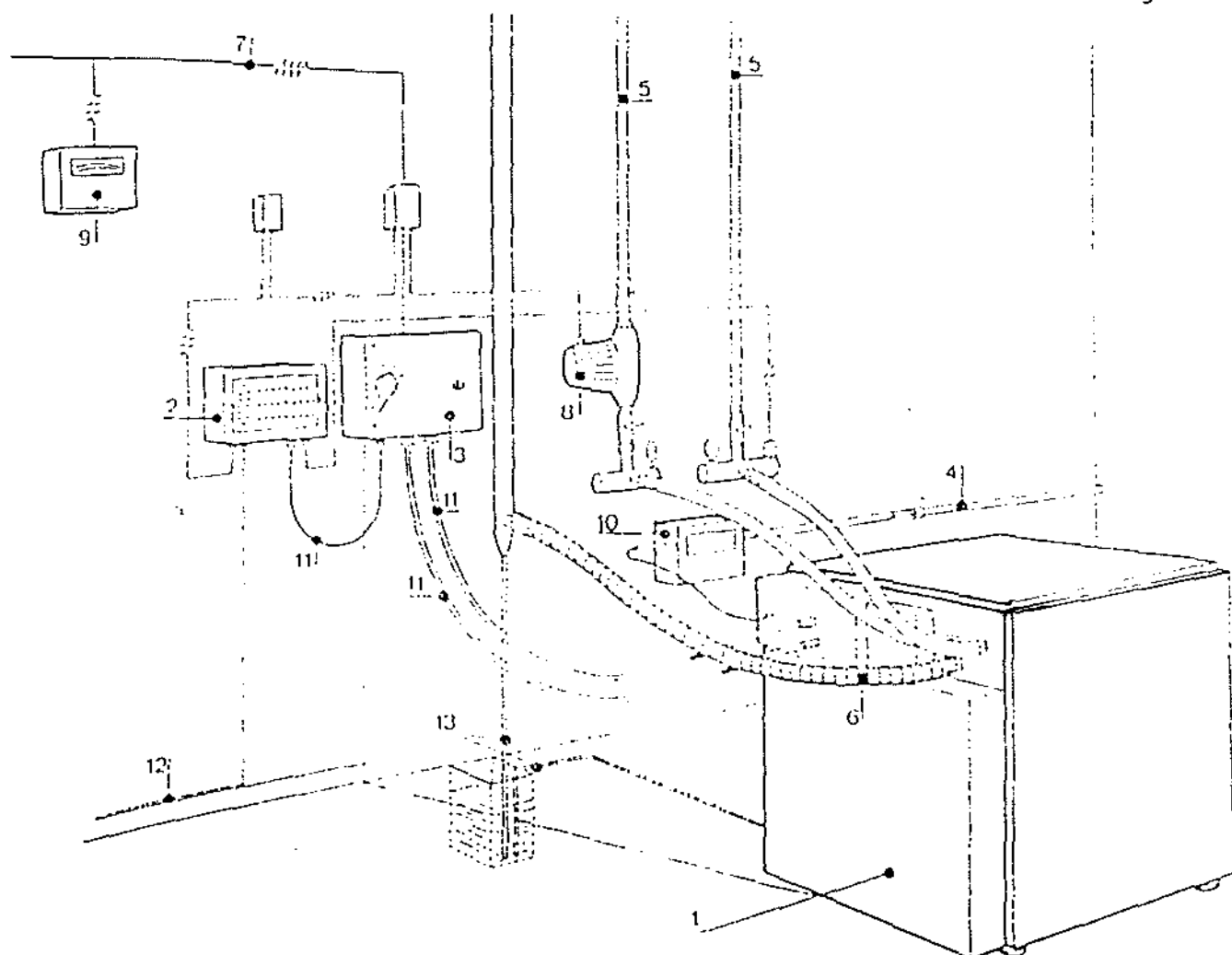


Fig.5 : TOTEM-systemets uppbyggnad

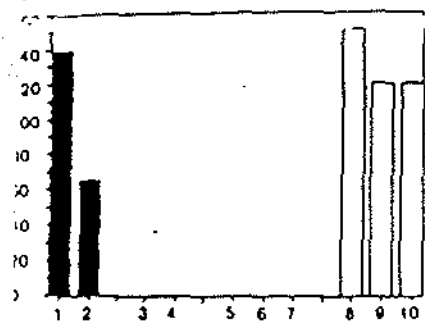
KOMPONENTER

1. TOTEM-aggregat
2. Centralenhet
3. Kontrollmodul
4. Gasanslutning
5. Vatten; inlopp och utlopp
6. Avgaser (till skorsten)
7. Elanslutning (3x380V, 50 Hz) till kontrollmodul och centralenhet
8. Cirkulationspump
9. Elmätning
10. Gastryckregulator (om gastrycket >300 mm H₂O eller varierar kraftigt)
11. Kablar för signalöverföring
12. Jordkabel
13. Dränage

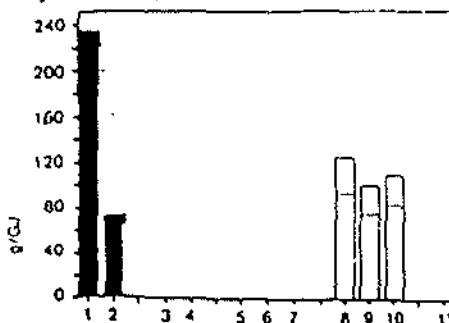
Dessutom tillkommer:

- diverse ventiler på vatten- och gassidan
- säkringsgrupp för TOTEM-aggregat och kontrollmodul
- säkringsgrupp för centralenhet
- säkringsgrupp för cirkulationspump

Emission per GJ Fuel Input



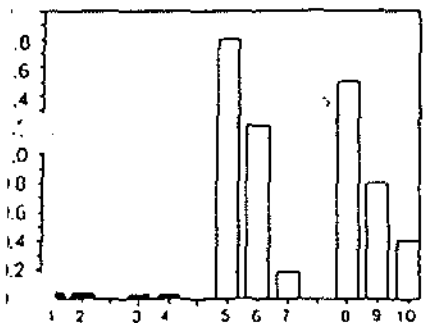
CO₂ Emissions per GJ Heat Output



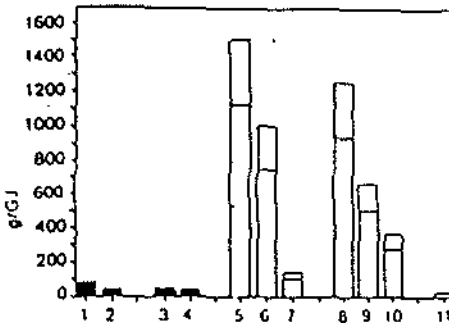
TABELLFÖRKLARING

1. Olje-eldad panna, värsta fall
2. Olje-eldad panna, optimalt
3. Gas-eldad panna, värsta
4. Gas-eldad panna, optimalt
5. Gas-eldad panna VP, värsta fall
6. Gas-eldad panna VP, typfall
7. Gas-eldad panna VP, optimalt
8. Dieseldriven VP, värsta fall
9. Dieseldriven VP, typfall
10. Dieseldriven VP, optimalt

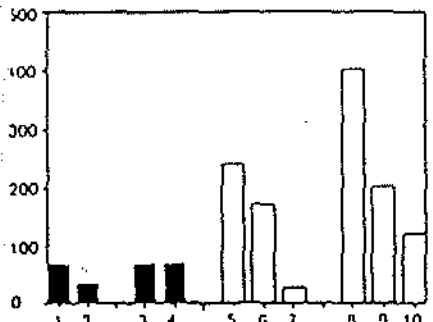
Emission per GJ Fuel Input



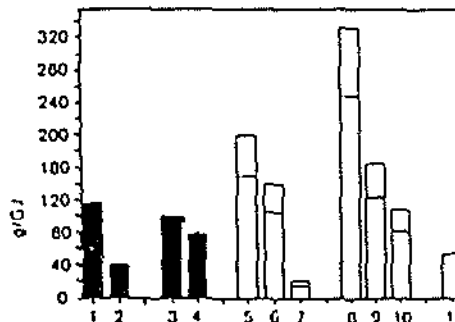
NO_x Emissions per GJ Heat Output



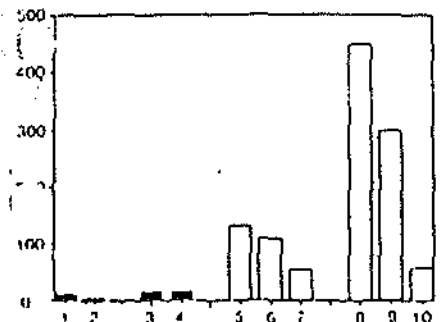
CO Emissions per GJ Fuel Input



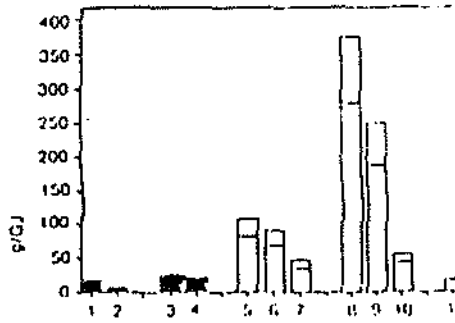
CO Emissions per GJ Heat Output



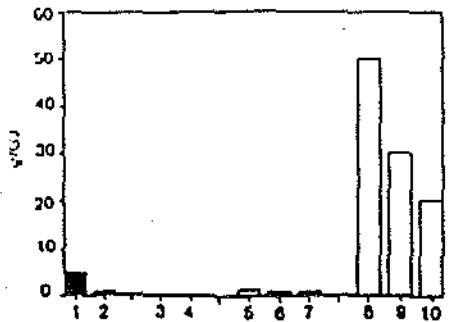
C Emissions per GJ Fuel Input



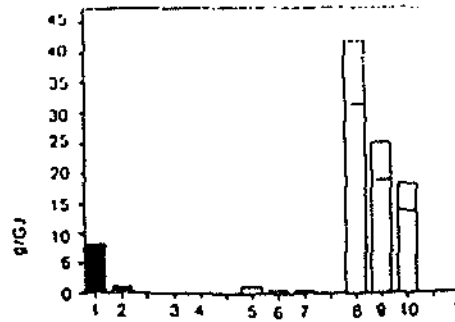
HC Emissions per GJ Heat Output



mol Emissions per GJ Fuel Input



Soot Emissions per GJ Heat Output



SCHEMATIC LAYOUT - DIRECTLY FIRED HEAT PUMP

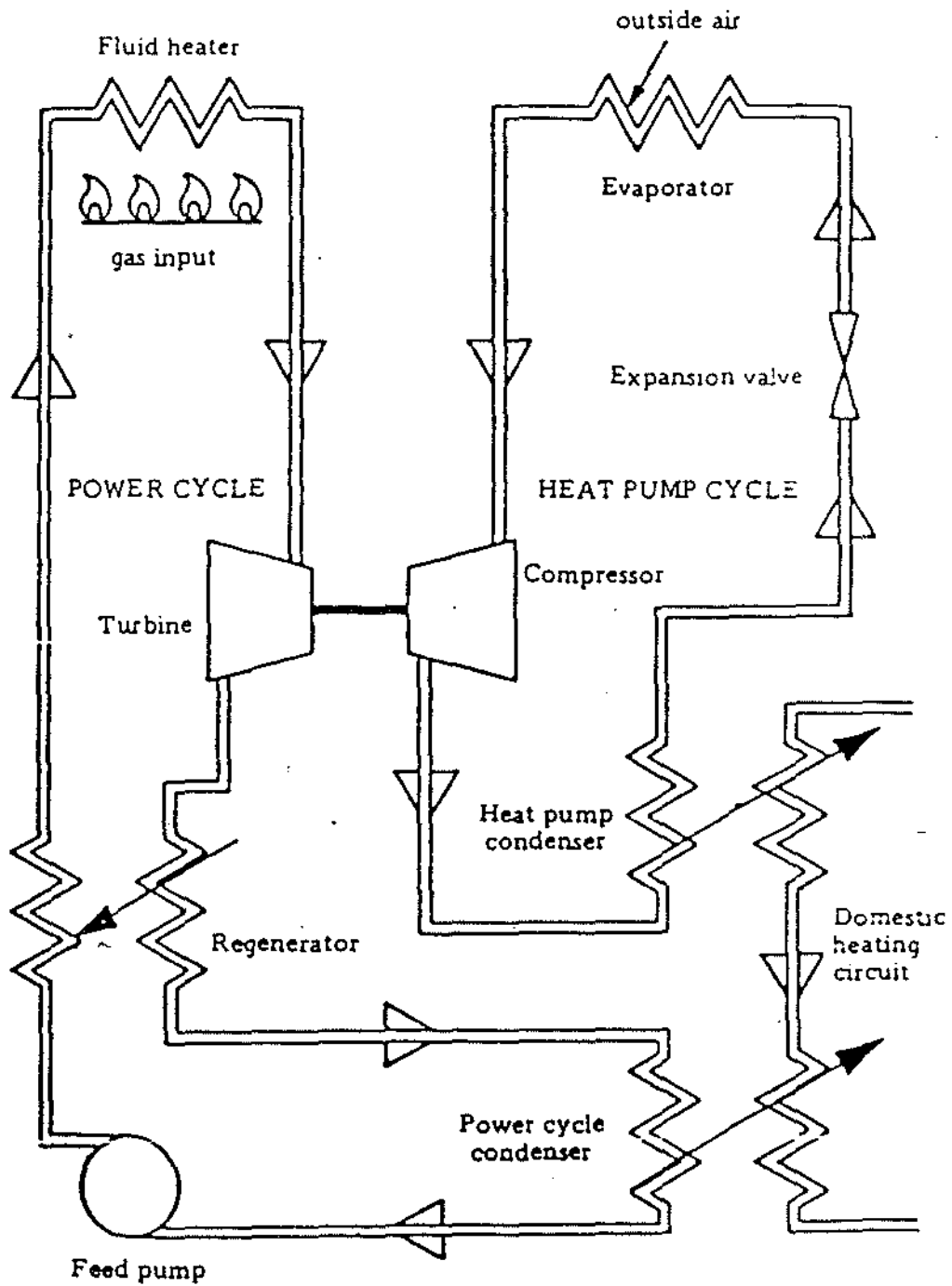
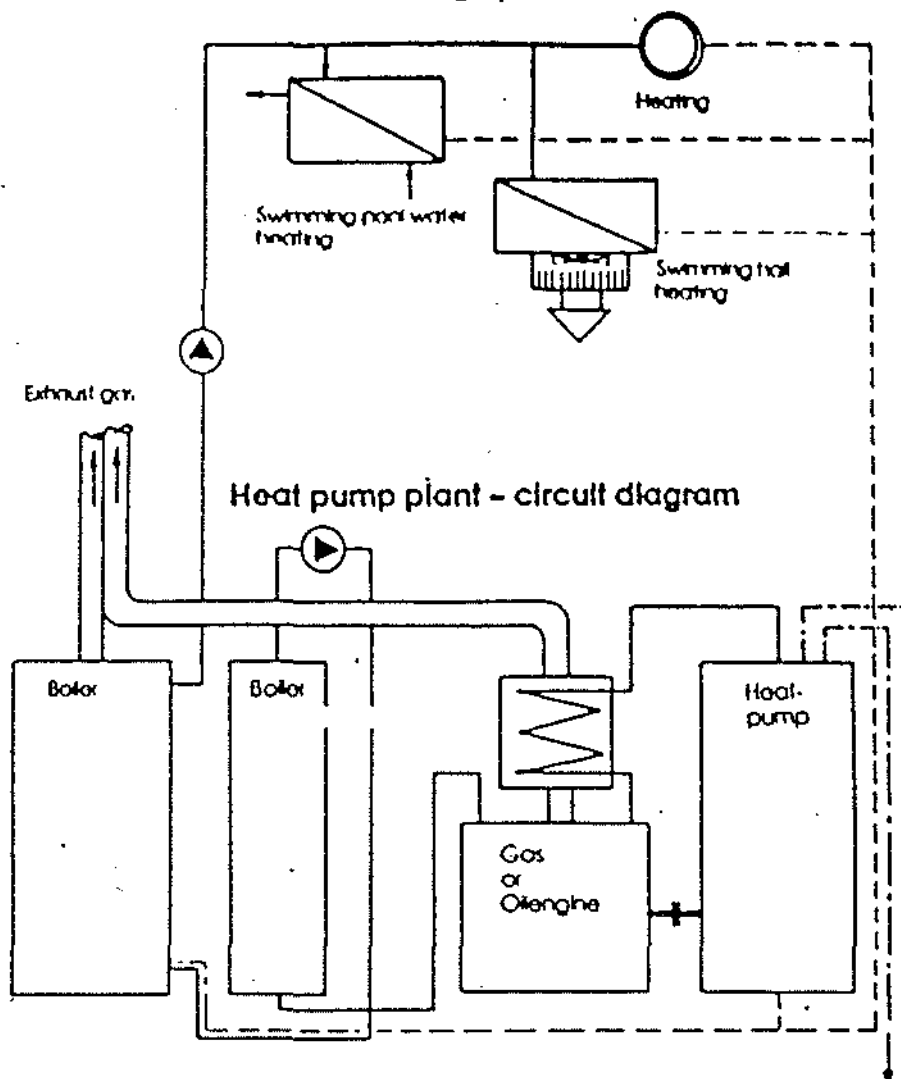


Fig. 6 Schematic Layout

BERO-SYSTEM

Possible heating system - circuit diagram



Systemet har 30 kW värmebehov inklusive swimmingpool med en max framledningstemperatur 72°C.

Motor kapacitet: 5,4 kW vid 30 kW

Gasmotorn: Garanterad uteffekt 18 kW vid 2000 rpm

Kyleffekt: Vid 30 kW uteffekt blir kyleffekten 14 kW (12000kcal/h) vid förångartemp -30°C och kondenseringstemp +55°C.

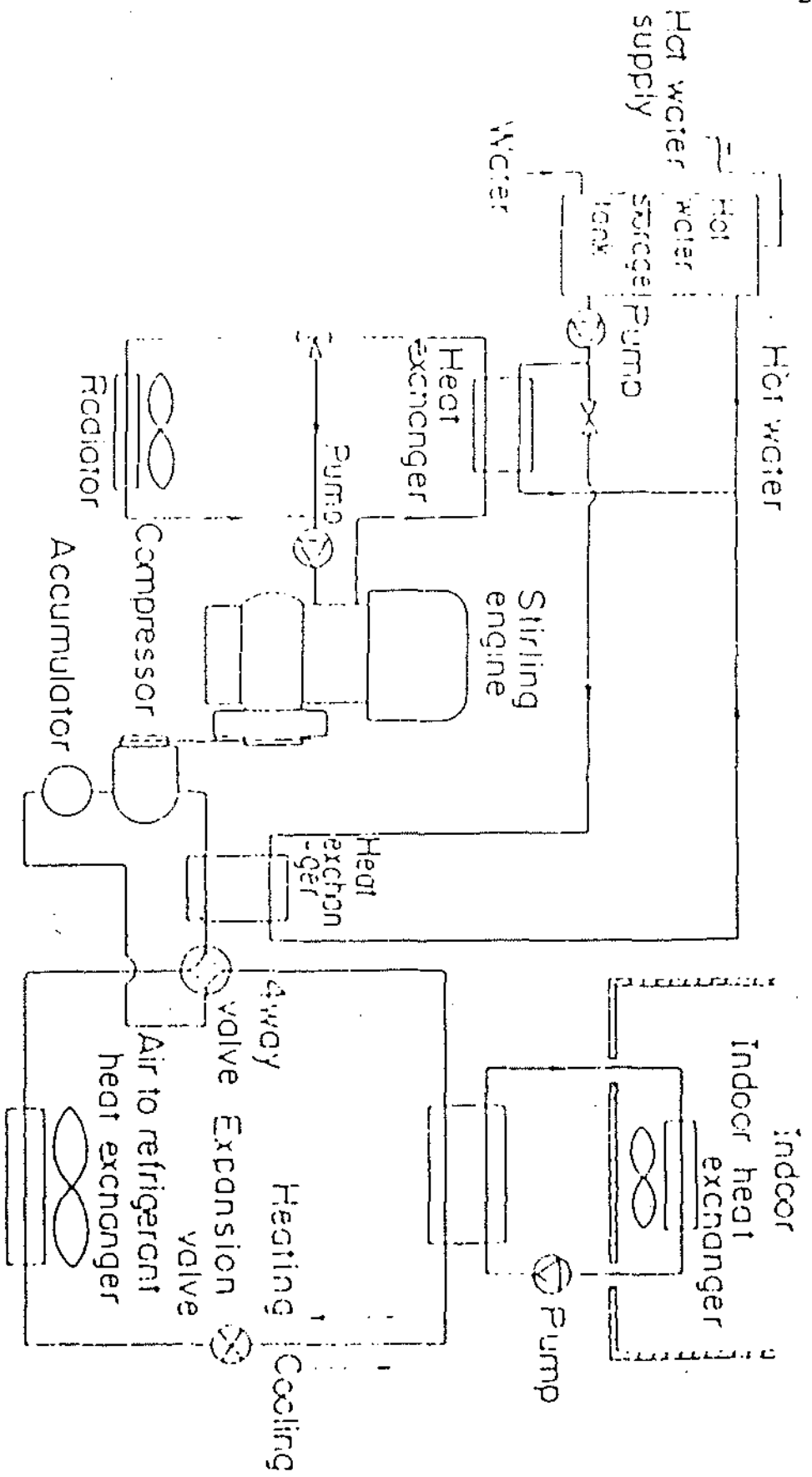
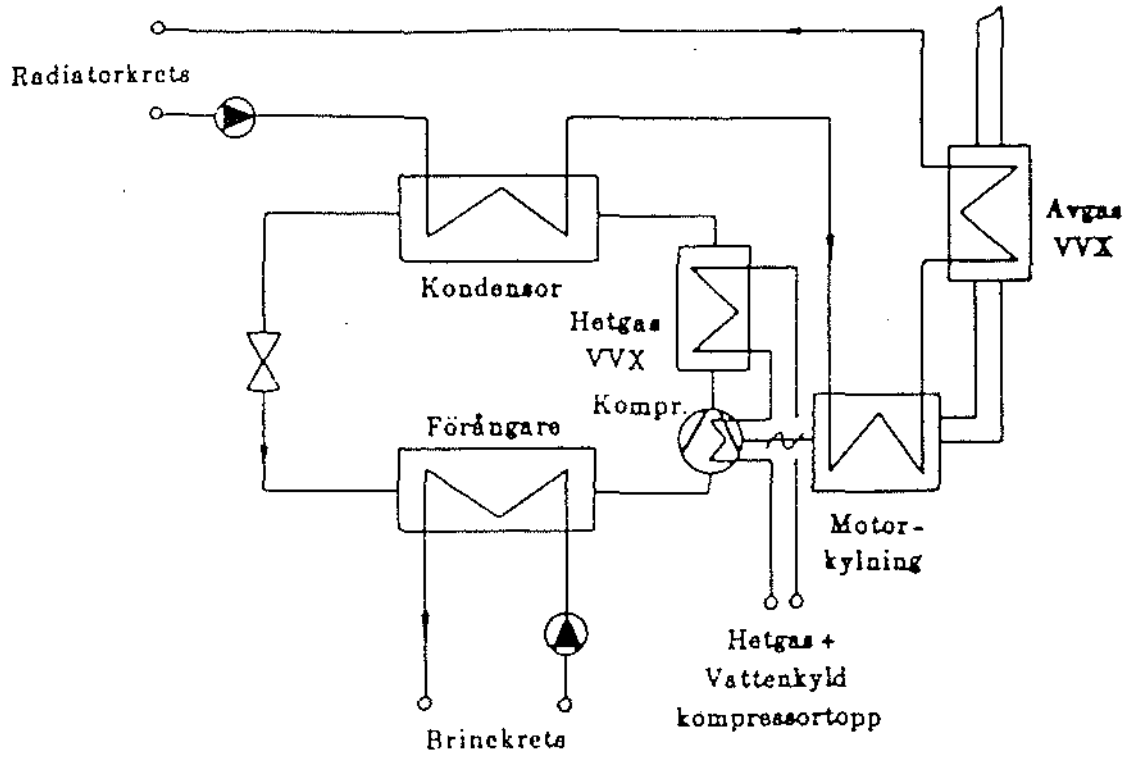


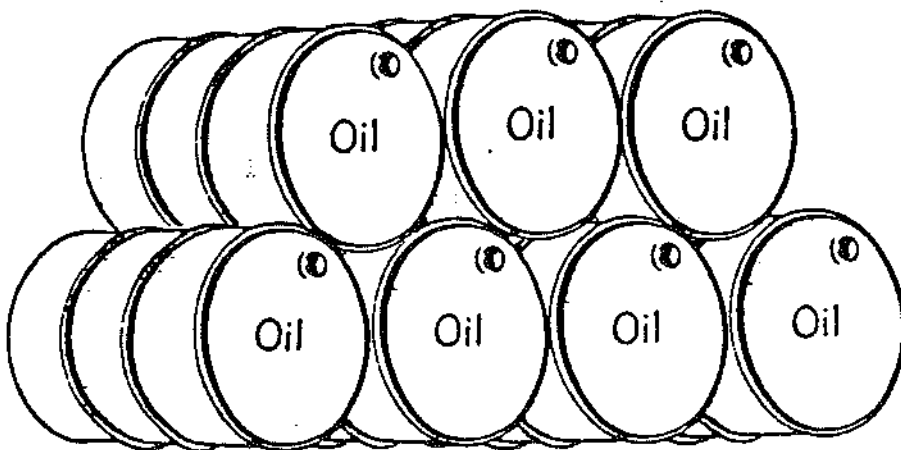
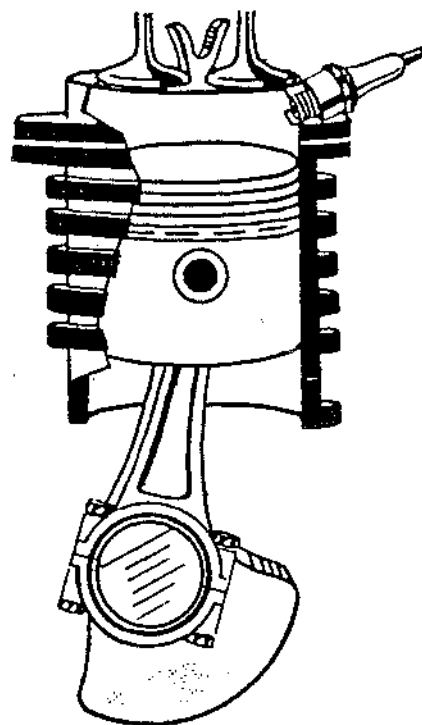
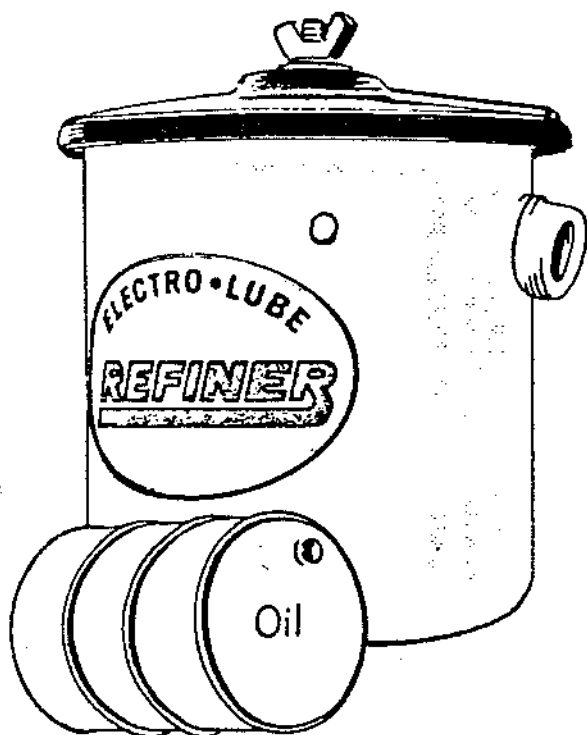
Fig. 8 SEHPS field model

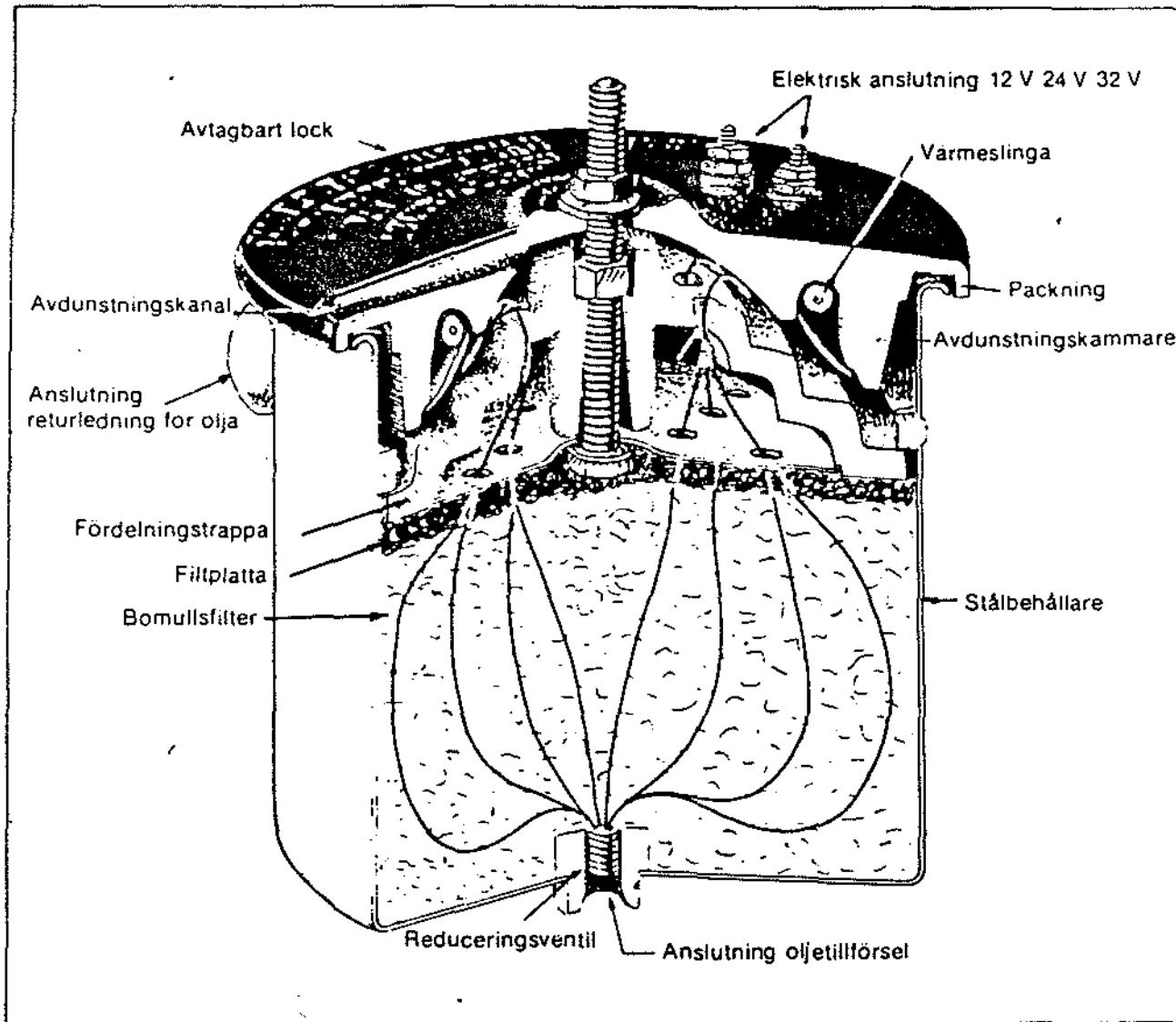


Figur. 9 Systemlösning



REFINER





electro lube refiner E.L.R. OLJERENARE

ELECTRO LUBE REFINER är en oljerenare som effektivt tar bort de flesta föroreningarna som bildas i smörjolja. Den kopplas till smörjoljesystemet som "by-pass" och är så konstruerad att filterutbyten i renaren kan ske utan att motorn (oljesystemet) stängs av. Den har inga rörliga delar som kan slitas ut och den kan lätt monteras ner för att användas i ett nytt system då t.ex. en maskinenhet skall ersättas. E.L.R. OLJERENARE är mer än ett filter då den icke enbart tar bort partiklar ner till 5 my storlek, utan också avlägsnar vatten, syror, gaser och bränsle från smörjoljan genom en kontrollerad avdunstning. Processen i renaren påverkar icke oljans additiver och tillsatsmedel i negativ riktning. Den underlättar snarare additivernas arbete och förlänger deras aktivitetstid.

Expertisen framhåller att en smörjolja aldrig slitits ut — den förorenas till oanvändbarhet. Följden härav är att man gör täta oljebyten av huvudsakligen två skäl. Först och främst för att det icke tidigare har funnits ett tillförlitligt sätt att avlägsna de flytande föroreningarna och för det andra att nuvarande normala standardfilter endast filtrerar partiklar ner till ca 30 my storlek.

En REN smörjolja kan användas under lång tid. E.L.R. ger en REN olja och förlänger både bytesintervallerna och maskinens (motorns) livslängd eftersom:

PARTIKLAR SOM SLITER UT OBJEKTETS DELAR
AVLAGSNAS
SYROR SOM FÖRSTÖR METALLYTORNA FOR-
HINDRAS ATT BILDAS
VATTEN (EMULSIONER) AVLAGSNAS
GASER ELIMINERAS OCH
BRÄNSLEUTSPÄDNINGEN KONTROLLERAS

E.L.R. OLJERENARE FUNKTION

FÖRSTA STEGET

Renaren kopplas såsom "by-pass" till en tryckledning från smörjoljepumpen. En mindre mängd olja per tidsenhet pressas via en reduceringsventil i botten på renaren genom det långfibriga bomullsfiltret. Filtret har packats med ett tryck av 56,25 kg/cm², vilket resulterar i att partiklar ända ner till 4 my storlek kan infångas. Bomullen är fullständigt ren och av naturen alkalisk. I bomullsfiltret finfördelas flytande föroreningar till mycket små droppar som sedan följer med oljeflödet upp till renarens "hjärta" — avdunstningskammaren.

DET VIKTIGA ANDRA STEGET

Avdunstningskammaren uppvärms av en varmeslinga som befinner sig i renarens lock. Vatten, vissa syror, gaser och de lättflyktigaste delarna av bränslet förångas i kammaren och avdunstar via en kanal ut i det fria. Oljan rinner som en tunn film över en trappa i kammaren och genom strålvärmen från varmeslingan kan föroreningarna frigöras. Observera att oljan aldrig har direktkontakt med värmekällans ytor.

TREDJE STEGET

I avdunstningskammaren finns inget tryck. Den re- nade oljan rinner under självfall tillbaka till oljeträget via returanslutningen.

PRAKTISKT TAGET ALLT VATTEN AVLÄGSNAS

Under normala driftförhållanden håller E.L.R. vat- teninnehållet i oljan under 0.05% (Redan 0,2% vatten kan vara mycket skadligt för maskindelarna). Stora mängder av vatten kan naturligtvis blockera första steget. Renaren har emellertid en viss återhäm- tningsförmåga, men rekommenderas ett filterbyte om ur tidsvinstsynpunkt så erfordras. En blockering kan också vara det första tecknet på ett allvarligt tek- niskt fel i motorn (maskinen).

E.L.R. OLJERENARE KONTROLLERAR BRÄNS- LEUTSPÄDNINGEN

Laboratorieprov visar att renaren kan hålla bräns- leutspädningen under 1%. Detta är mindre än en femtedel av den kritiska nivå 5%, vid vilken ett olje- byte blir nödvändigt. En större mängd bränsle be- roende på mekaniskt fel kan dock ej kontrolleras av renaren. Man skall ej använda renarens funktion som ett hjälpmedel att lösa allvarliga tekniska bris- ter.

E.L.R. OLJERENARE HAR LÅNG LIVSLÄNGD

Inga rörliga delar används i oljerenaren. Alla delar är gjorda av hårdat och slitstarkt material. Livslängden är i princip obegränsad.

10 ÅRS INSAMLING AV BASFAKTA, FORSKNING OCH UTVECKLINGSARBETE HAR I USA GIVIT FÖLJANDE ERFARENHET

En smörjolja kan aldrig slitas ut. Oljans smörjförmåga förändras mycket lite under sin användningstid.

Med en fullgod smörjolja kan underhållskostna- derna hållas nere och en maskins (motors, växels) livstid ökas med 50%.

E.L.R. OLJERENARE avlägsnar mer än 90% av alla fasta föroreningar ner till 5 my storlek.

Oljerenaren tar bort vatten och förhindrar bildningen av syror.

REN olja — ett livsvillkor för alla hydraulsystem, växlar, motorer — kan cirkulera oavbrutet då E.L.R. brukas.

När E.L.R. OLJERENARE används på korrekt sätt kan bytesintervallerna av olja avsevärt förlängas. Oljeadditiver påverkas icke i negativ riktning av E.L.R.

EN SMÖRJOLJA KAN ALDRIG SLITAS UT — DEN FÖRORENAS TILL OANVÄNDBARHET!

NATIONAL BUREAU OF STANDARDS USA, MED- DELANDE NR 86.

Dessa föroreningar består av bl.a. partiklar, vätskor och gaser, vilka ha olika effekter i oljesystemet.

PARTIKLAR

Oförbrända kolpartiklar, metallfragment, smuts, damm och sandkorn kan komma in i smörjoljesyste- met utifrån. Det anses att de bästa typerna av stan- dardfilter kan avlägsna partiklar i storlek ner till ca 30 my. Om dessa partiklar får vara kvar i oljan bidrager de till bildning av slagg, som kan täppa till små men viktiga kanaler och därmed hindra oljecirkulationen. I en del smörjoljor hålles dessa partiklar svävande i oljan varvid deras slip och skavningseffekt kan bi- draga till skador.

E.L.R. OLJERENARE tar bort dessa partiklar genom att de fastnar i bomullens fibrer. Mer än 90% av alla partiklar i storlek mellan 5 och 100 my infångas av fibrerna vid en enda passering av oljan genom filtret. Detta procenttal ökar vid större partiklar. För partik-

lar mellan 5 och 10 my har procenten uppmäts till att överstiga 90%. Procenttalet för partiklar i storlek mellan 50 och 100 my är större än 99%.

E.L.R. avlägsnar också trögflytande/asfaltliknande föroreningar, som i torrt tillstånd utgör fasta partik- lar. I tjockflytande form absorberas de av bomullen och i fast form infångas de helt enkelt av fibrerna.

VÄTSKOR

Bränslerester och vatten (kondens) är mycket allvar- liga faktorer som bidrager till en församling av smörj- oljan. Standardfilter kan endast i undantagsfall avlägsna en mycket ringa del flytande föroreningar. Bränsleutspädning resulterar i förörad filmbid- ningskapacitet och förändrad viskositet av oljan var- vid smörjningsförmågan förstörs.

VATTEN som blandas med förbränningsprodukter kan bilda starkt nedbrytande syror.

I E.L.R. OLJERENARE suger bomulls fibrerna upp vattnet. Filtret avger sedan detta vatten i form av mycket små droppar till oljan. De små vattendrop- parna följer med oljeflödet upp till avdunstnings- kammaren, där de förångas. Under normala förhål- landen kan renaren hålla bränsleutspädningen un- der 1%. I en smörjolja som innehåller 2% vatten kan vatteninnehållet vid en enda passering genom filtret reduceras till 0.05%.

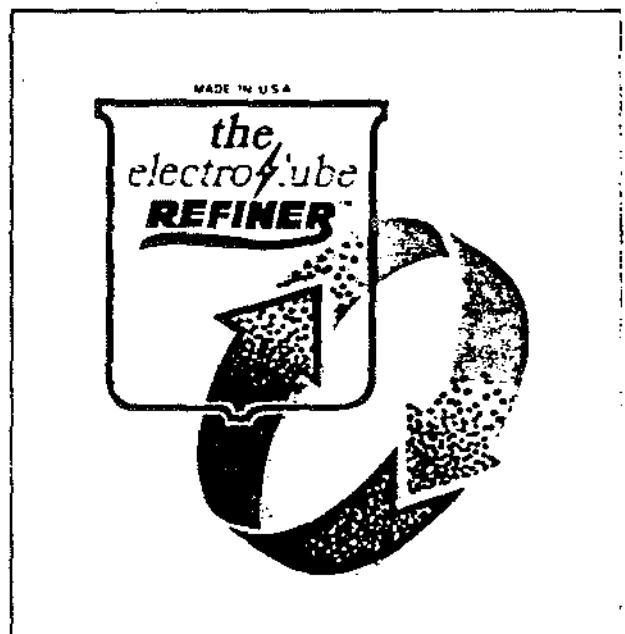
GASER

Gaser kan bland annat härstamma från förbrän- ningen, från delar av lätta petroleumprodukter och blir ofta infångade via luften. Dessa gaser har spe- ciellt då det gäller högdetergenta (smutslösande) smörjoljor en förmåga till skumbildning vilket kan förhindra att tillräcklig mängd olja når t. ex. en. mo- tors alla delar med tanke på både smörj- och kyl- effekt. Gaser behandlas i E.L.R. på samma sätt som bränslerester och avlägsnas via avdunstningskam- maren.

SYROR

Kväve, svavel och andra restprodukter från förbrän- ningen kan bilda vattenbaserade syror då de får kon- takt med vattnet som finns i oljan. Om dessa syror får stanna kvar i oljan kommer de att angripa ytorna på viktiga metalldelar och därvid bilda metallsalter.. Dessa salter kan förorsaka slitage på hårdmetaller — kullager etc.

E.L.R. OLJERENARE begränsar vatteninnehållet till ett minimum och eliminerar själva orsaken till syra- bildningen. Skulle syra i någon form ändå uppstå så





behandlar renaren denna på samma sätt som vatten. Dessutom är bomullen alkalisk och har en neutraliserande inverkan på syror, något som saknas hos filter gjorda av syntet eller pappersfibrer. E.L.R. OLJERENARE är genom sin förebyggande egenskap att förhindra syrors uppkomst en direkt hjälp till minskad korrosion.

ANVÄNDNINGSSOMRÅDEN

FÖRBRÄNNINGSMOTORER

MEKANISKA VÄXLAR

HYDRAULISKA SYSTEM

MINSKADE BYTESINTERVALLER

MINSKADE HANTERINGSKOSTNADER

MINSKADE UNDERHÅLLSKOSTNADER

MINSKADE DESTRUKTIONSKOSTNADER

BÄTTRE EKONOMI

MED ELECTRO LUBE OLJEREFINER

Model nr/ liter i oljesystemet	Storlek i mm		tum		Filterinsatser
6	190.5	x 203.2	7.5	x 8"	6
10	190.5	x 228.6	7.5	x 9"	10
20	190.5	x 304.8	7.5	x 12"	20
60	254.0	x 431.8	10	x 17"	60
160	254.0	x 660.4	10	x 26"	160
1000	355.6	x 774.7	14	x 30.5"	1000
1600	355.6	x 1066.8	14	x 42"	1600




GENERALAGENT OCH IMPORTÖR
SCANDINAVIA-ASIA SHIPPING & TRADE

AB SCANASTRA

St. Badhusgatan 18-20
Box 7022
402 31 GÖTEBORG
Tel: 031 / 11 28 07 11 30 04
Tlx: 21733 SCANAST S

ÅTERFÖRSÄLJARE



**VOLVO
PENTA**

IMAB MOTOR

INDUSTRI & MARINMOTORER AB

Marinvägen 3, 854 09 Sundsvall
tel. 060/15 41 45 vx, Res-dal. 060/12 10 11

ELECTRO LUBE REFINER - E L R SMÖRJOLJERENARE

F I L T E R B Y T E N

VÄR GÖRE FILTERBYTEN I E L R ?

Filterinsatsen bytes på maskiner, motorer eller fordon efter ca 500 driftstimmar eller 4.000 mils körning. När installationen gjorts utan att den gamla oljen ersätts så att nedsmutsad olja finns i enheten skall de första filterbytena ske tidigare efter ca 200 timmars drift eller 1.000 - 1.500 mils körning.

Filterinsatsen bytes på växlar och hydraulsystem efter ca 500 driftstimmar. Under miljömässigt goda förhållanden och under lätt belastning kan filtret användas under längre tid. Genom egen erfarenhet har flera användare av E L R funnit att filterbyte kan på just deras enheter ske efter 1.000 driftstimmar. I vissa fall kan filtret användas ända upp till 1.500 driftstimmar under mycket goda förhållanden.

KAN FILTERBYTE SKA UTAN ATT MASKINEN, MOTORN, VÄXELN STOPPAS?

Ja - om en avstängningskran installerats på renarens anslutningsledning. Stäng kranen så att ingen olja kan passera genom renären och gör filterbytet.

HUR GÖR MAN ETT FILTERBYTE ?

Stoppa flödet genom renären genom att stanna motorn/växeln eller genom att stänga kranen på anslutningsledningen.

Skruva av renarens lock. (Använd handskar eftersom locket kan vara varmt och eventuellt orsaka lätt brännskada). Vrid avdunstningsplattan åt höger eller vänster och avlägsna plattan. Tag bort filtplattan och bomullsfiltret. Torka insidan ren. Släng den förbrukade filtplattan och bomullsfiltret.

Tag fram det nya filtret och klipp av snöret på strumpan samt avlägsna snöret försiktigt. Placera bomullsfiltret med öppningen nedåt i renären och undvik att med verktyg eller annat föremål repa insidan.

Placera den nya filtplattan ovanpå bomullsfiltret och sätt tillbaka avdunstningsplattan samt lås den genom att vrida den till höger eller vänster.

Tillsätt angiven kvantitet ny olja till tråget/sumpen. (Se teknisk information om angiven oljemängd för varje renare). Starta motorn, maskinen eller växeln eller öppna kranen på anslutningsledningen. Kontrollera oljeflödet genom renaren i 3-5 minuter. Det tar flera minuter att få ett jämnt flöde. Flödesmängd maximum halva returöppningens diameter. Återplacera renarens lock och var noga med att avdunstningskanalen är vänd åt rätt håll så att ångorna kan komma ut.

Stäng därefter av enheten och kontrollera oljenivån i sumpen/tråget med oljesticken om sådan finns. Justera oljemängden om så behövs.

Läs igenom teknisk information, Observera, Funktionskontroll, Checklista så att ingen tveksamhet föreligger.

SCANDINAVIA - ASIA
SHIPPING & TRADE AB
SCANASTRA