VÄRMEFORSK
STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNISK FORSKNING

Energiåtervinning genom "NOHEX" värmeväxlare

Ragnar Werner
Lars-Gunnar Hellman

ENERGITEKNIK 383

AIB
ANLÄGGNINGSTEKNIK AB

E7-903

ENERGIÅTERVINNING GENOM "NOHEX" VÄRMEVÄXLING. FÖRSTUDIE

ENERGY RECOVERY BY "NOHEX" HEAT TRANSFER. PRELIMINARY STUDY

Solna, maj 1990

AIB Anläggningsteknik AB
Ragnar Werner L-G Hellman

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	Sid
Sammanfattning	
Summary in English	
Sökord - Key words	
DEL 1	
Introduktion	1
Teknisk presentation av värmepump och Rankine cykel enligt NOHEX	3
Processbeskrivning av NOHEX värmepump	9
Om anläggnings- och driftkostnader	11
Miljöaspekter vid byte av arbetsmedium	14
Kompressorarbetet - en jämförelse	17
Grundläggande om absorptionsvärmepumpar	18
Processbeskrivning, enstegs absorptions-värmepump	20
Några jämförelser mellan NOHEX och konventionell mekanisk värmepump, samt i någon mån absorptionsvärmepumpar	22
Slutsatser	26

DEL 2 Sid

Exempel på energiåtervinningsmöjligheter med värmepump enligt NOHEX 27

Förprojektering omfattande val av förutsättningar, kapacitet, drifttid, temperaturnivåer, mängd och energibalanser etc

- Schema
- Apparatlista
- Energiutbyte, värmefaktor
- Utrymmesbehov
- Kostnadsuppskattning
- Jämförelser med andra metoder

Exempel på energiåtervinningsmöjligheter med Rankine cykel med NOHEX 31

Förprojektering omfattande val av förutsättningar, kapacitet, drifttid, temperaturnivåer, mängd och energibalanser etc

- Schema
- Apparatlista
- Energiutbyte, värmefaktor
- Utrymmesbehov
- Kostnadsuppskattning

BILAGOR

Lättflyktiga halokarboner - miljöeffekter och ersättningsalternativ i industriella processer och produkter, Tomas Rydberg, CTH, dec 1989 Bilaga 1

Toxicity of Aliphatic Hydrocarbons ur Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology, 2nd Ed. Bilaga 2

Lagar, föreskrifter och normer ur Industriell naturgasteknik, STU 702-1988 Bilaga 3

ENERGIÅTERVINNING GENOM "NOHEX" VÄRMEVÄXLARE

SAMMANFATTNING

I rapporten redogörs för en värmeväxlingsteknik där värmeövergången mellan två mediaströmmar ej sker med konventionell värmeväxling utan med hjälp av ett arbetsmedium som kan förångas respektive kondenseras i direkt kontakt med endera mediet.

Möjligheten behandlas att till låg kostnad kunna förbättra värmeöverföringen och därmed minska temperaturdifferensen genom att förstora fasgränsytan. Frånvaron av värmeväxlarytor omöjliggör försmutsning och därav försämrad värmegenomgång.

De alifatiska lägre kolvätena, såsom propan, isobutan, n-butan m fl, utgör en grupp inerta, i vatten olösliga föreningar med lämpliga ångtryck.

I undersökningen beaktas den inre och yttre miljön, speciellt i jämförelse med dagens användning av freoner. Utbyte av freoner mot kolväten befinnes därvid ha väsentliga fördelar för den yttre miljön när det gäller påverkan på ozonskiktet.

Genom den direkta värmeöverföringen utan kostsamma värmeväxlarytor förbättras även möjligheterna för att ekonomiskt göra en Rankine cykel baserad på spillvärme.

Tekniken med värmeöverföring i fasgränserna är skyddad med patent och patentansökan. Licenstagare sökes.

ENERGY RECOVERY BY "NOHEX" HEAT TRANSFER

SUMMARY

This report presents a technique for heat exchanging, where the heat transport between two different medias is not performed by means of conventional heat exchangers but by introducing a working substance possible to be evaporated respectively condensed in direct contact with either medium.

The possibility exists to a lower cost to improve the heat transfer and decrease the mean temperature difference by enlarging the boundary layer between two immiscible liquids under controlled conditions.

The lack of heat exchanger surfaces makes fouling, etc. impossible.

Suitable working substances, inert, insoluble in water, etc. are alifatic lower hydrocarbons as e.g. propane, iso-butane, n-butane.

The idea of making use of these compounds, already well established in other fields, in heat pumps, Rankine cycles, etc. as alternatives to freons are illustrated with regard to the inner and outer environment. The replacement of freons with hydrocarbons offers true advantages in that respect.

By making use of the direct heat transfer without costly heat surfaces the possibility will improve to design and construct an economical Rankine cycle operating with waste heat, the heat pump application not excluded.

The technique with heat transfer between phases over the interface is protected by patents and patent applications. Licensees are sought.

Sökord

Värmepump

Värmeåtervinning

Rökgasrening

Värmeöverföring mellan faserna
i tvåfassystem

NOHEX

Key words

Heat pump

Heat recovery

Stack gas scrubber

Heat transfer between phases
over the interface

NOHEX

ENERGIÅTERVINNING GENOM "NOHEX" VÄRMEVÄXLING, FÖRSTUDIE

DEL 1

INTRODUKTION

Värmeväxling, dvs att överföra värme från en materialström till en annan, kan ske på många sätt. I de allra flesta fall anstränger man sig att hålla de bägge materialströmmarna mekaniskt åtskilda. Detta innebär alltid att värmeflödet går över från det ena materialflödet till en skiljevägg, vidare genom denna vägg och över till den andra materialströmmen. Principen ingår i vårt dagliga liv och behöver därför ej ytterligare klargöras.

I mer tekniska sammanhang är det vissa nackdelar förbundna med denna värmeväxlarteknik. Värmeytan kostar pengar, värmeytan blir försmutsad etc. Det kan därmed finnas anledning att belysa en alternativ möjlighet där en del av dessa bekymmmer undanröjes.

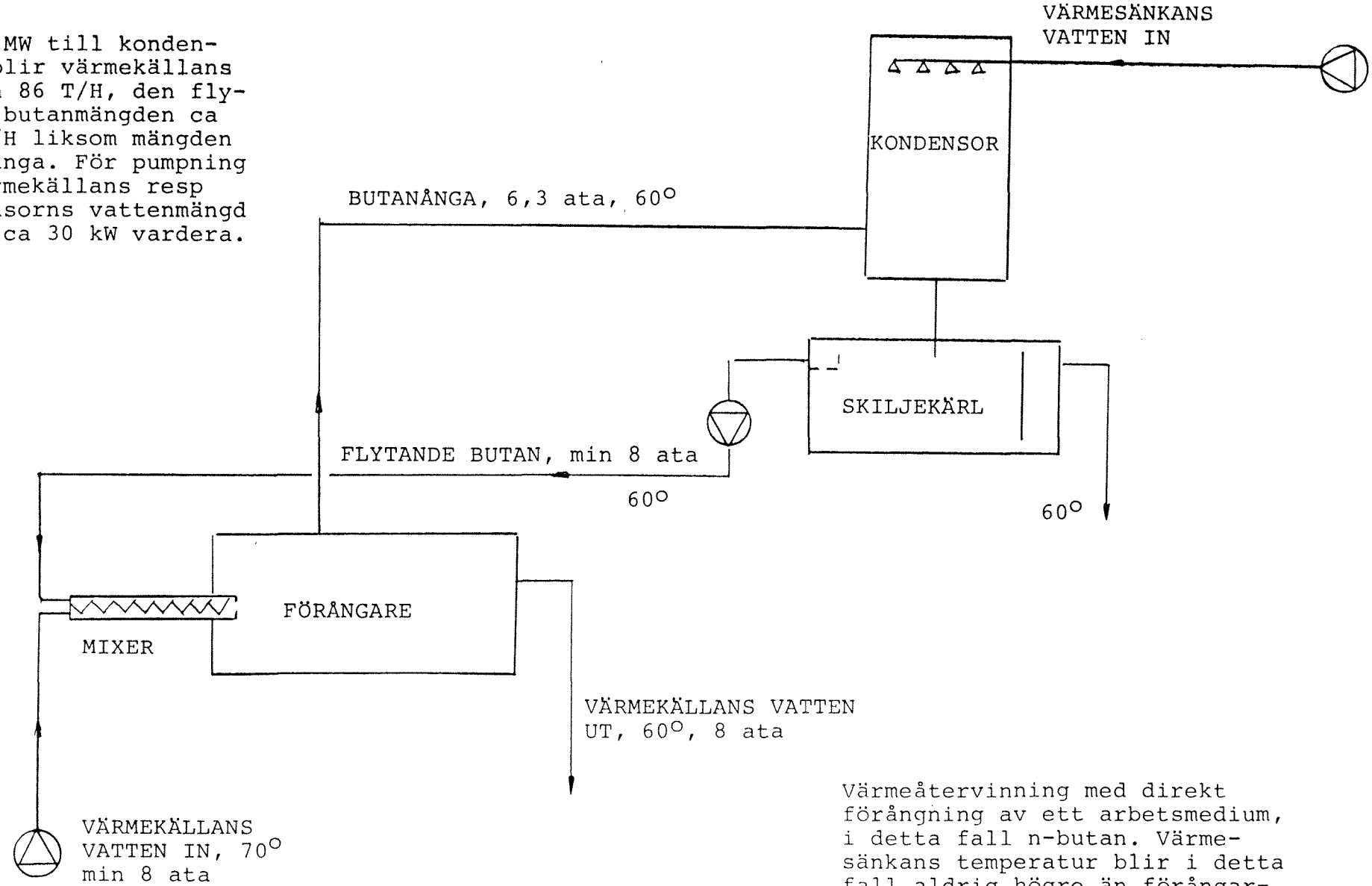
NOHEX står för "no heat exchangers" och är en teknik där värmeströmmar överföres utan mekaniska värmeytor i form av plåtar, rör etc.

En enkel tillämpning på hur man kan återvinna värme ur ett smutsigt vatten visas i Figur 1.

Värmekällans vatten antages ha en temperatur av 70°C och skall kylas till 60°C. Värmesänkans temperaturbehov är icke mer än 60°C. Värmekällans vatten är starkt försmutsat och kan ej värmeväxlas i värmeväxlare.

Genom introduktion av en hjälpsubstans, t ex ett lågkokande kolväte, inert och icke blandbart med vatten, kan värmeinnehållet från värmekällans vatten överföras till värmesänkans vatten. Hjälpsubstansen - arbetsmediet - bringas att koka i förångaren med hjälp av värmekällans vattens värmeinnehåll. Den så uppkomna arbetsmedieångan kondenseras i direkt kontakt med värmesänkans vatten. Efter kondenseringen skiljs vattnet från det nu flytande arbetsmediet. De bägge ämnena skiljs åt enligt samma principer som olja skiljs från vatten vid ett garage eller en bensinstation.

Vid 1 MW till kondensorn blir värmekällans vatten 86 T/H, den flytande butanmängden ca 100 T/H liksom mängden butanånga. För pumpning av värmekällans resp kondensorns vattenmängd åtgår ca 30 kW vardera.



Värmeåtervinning med direkt förångning av ett arbetsmedium, i detta fall n-butan. Värmesänkans temperatur blir i detta fall aldrig högre än förångartemperaturen. Metoden kan användas för värmeåtervinning ur starkt inkrusterande vätskor då inget annat alternativ finns.

Figur 1

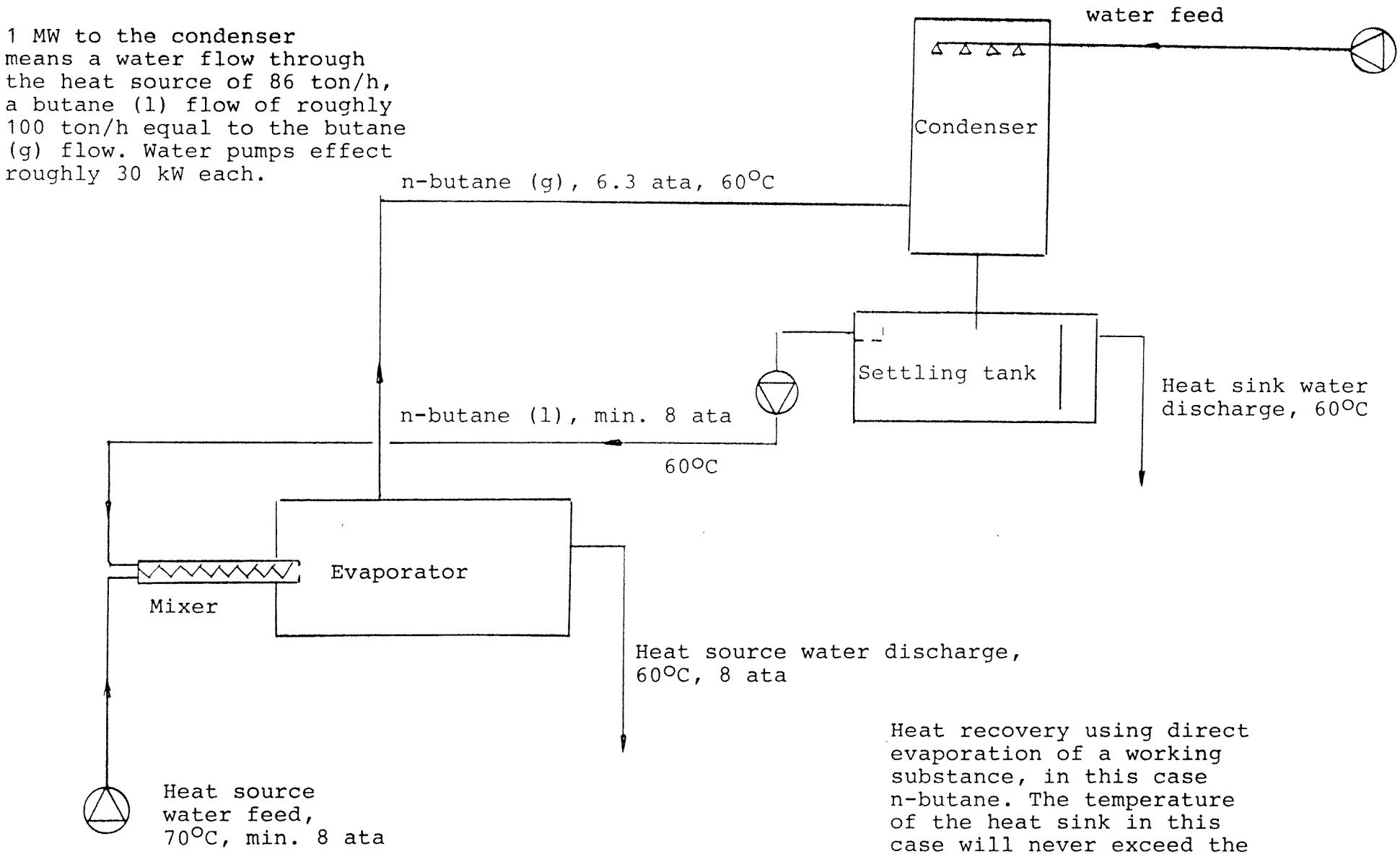
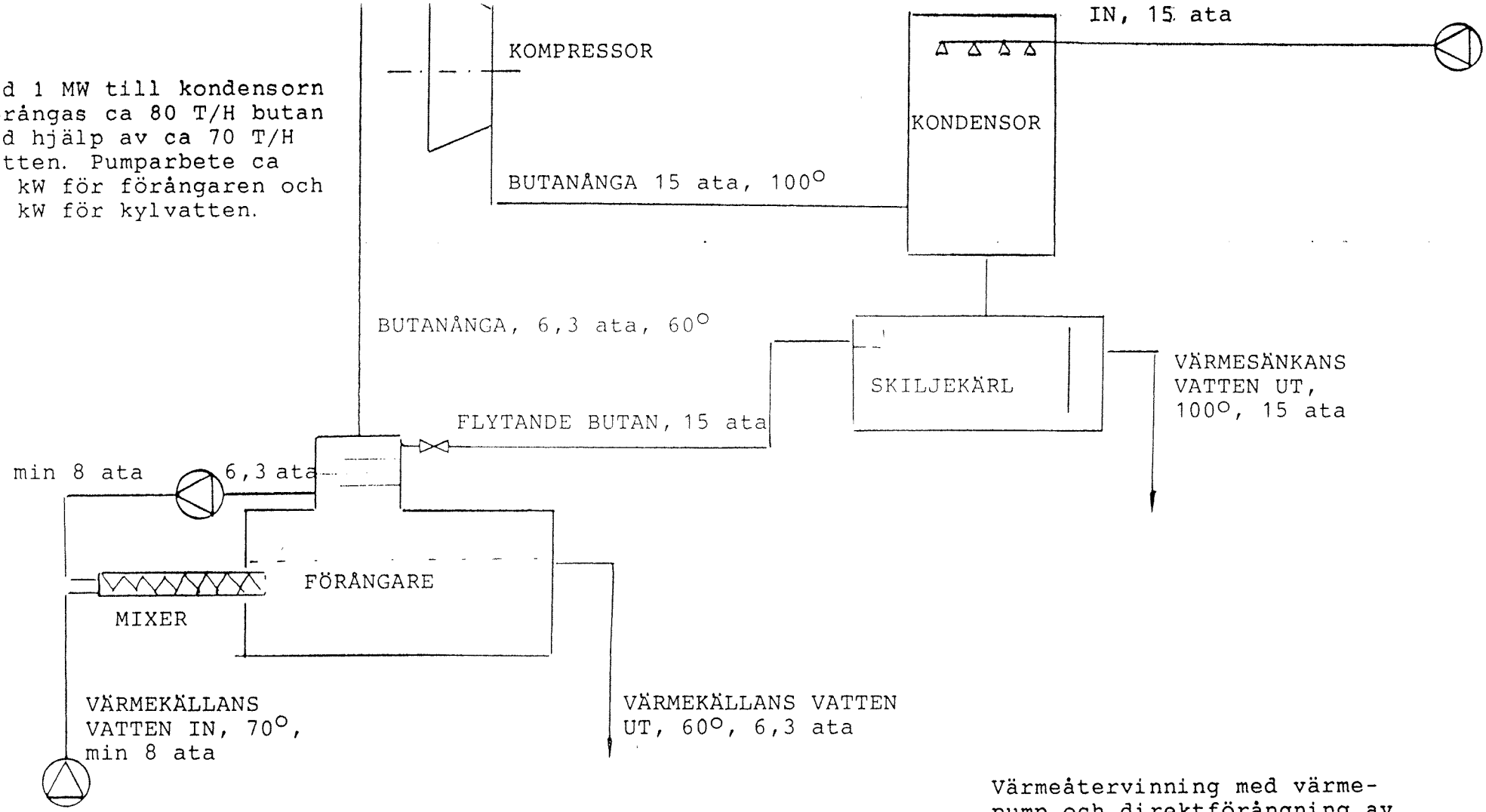

1 MW to the condenser means a water flow through the heat source of 86 ton/h, a butane (l) flow of roughly 100 ton/h equal to the butane (g) flow. Water pumps effect roughly 30 kW each.
water feed
Condenser
n-butane (g), 6.3 ata, 60°C
Settling tank
Heat sink water discharge, 60°C
n-butane (l), min. 8 ata
60°C
Evaporator
Mixer
Heat source water discharge, 60°C, 8 ata
Heat source water feed, 70°C, min. 8 ata
Heat recovery using direct evaporation of a working substance, in this case n-butane. The temperature of the heat sink in this case will never exceed the evaporation temperature. The method can be used for heat recovery from strongly incrustating or corrosive liquids impossible to normal heat exchange.

Figure 1

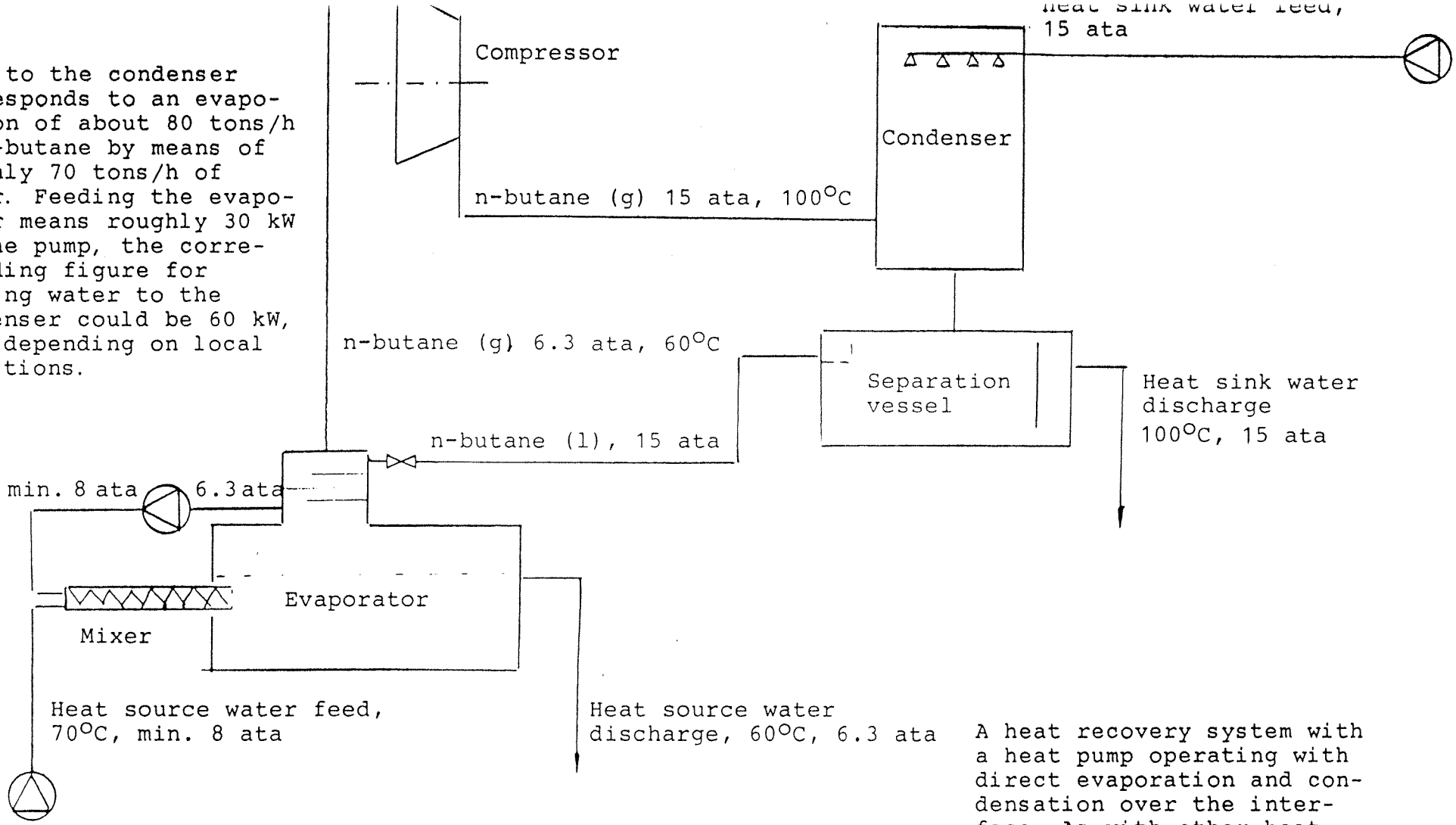
Så som förfarandet redovisas ovan är det ett sätt att undvika smutsiga värmeväxlarytor. Ser man närmare på processen ingår där en arbetsmedieånga. Genom att koppla in en kompressor i denna ström erhålles en värmepump som efter kompressionen av ångan kan ge högre kondenseringstemperatur precis som en konventionell värmepump. Figur 2.



Vid 1 MW till kondensorn förångas ca 80 T/H butan med hjälp av ca 70 T/H vatten. Pumparbete ca 30 kW för förångaren och 60 kW för kylvatten.

Värmeåtervinning med värmepump och direktförångning av ett arbetsmedium, i detta fall n-butan. Önskas högre kondenseringstemperatur erhålles detta genom ytterligare tryckstegring i kompressorn. Önskas andra arbetstryck kan annat kolväte väljas.

Figur 2



1 MW to the condenser corresponds to an evaporation of about 80 tons/h of n-butane by means of roughly 70 tons/h of water. Feeding the evaporator means roughly 30 kW to the pump, the corresponding figure for pumping water to the condenser could be 60 kW, much depending on local conditions.

A heat recovery system with a heat pump operating with direct evaporation and condensation over the interface. As with other heat pumps, operating pressure and temperatures can be chosen according to the demands. Other operating pressures can also be obtained with other hydrocarbones.

Figure 2

TEKNISK PRESENTATION AV VÄRMEPUMP OCH RANKINE CYKEL ENLIGT NOHEX

Värmepumpen för återanvändning av värme

En vanlig värmepump består av två värmeväxlarytor, den där förångning av ett arbetsmedium sker och den där kondensation sker, samt en kompressor som sörjer för att kondensationen kan ske vid ett högre tryck och därmed en högre temperatur än förångartemperaturen.

Arbetsmediet arbetar normalt i ett slutet kretslopp utan kontakt med andra medier än möjligen kompressorns smörjmedel.

Arbetssättet förutsättes vara bekant. Värmekällan har i fallet värmepump en lägre temperatur än värmesänkan. Värmeflödet från förångaren tillsammans med energimängden som tillförts kompressorn skall i princip återfinnas hos värmesänkan. Beroende på ofullkomligheter i systemet uppnås aldrig det teoretiskt beräkningsbara.

Vi refererar i övrigt till "Värmepump - ett tekniskt system i utveckling" STU-inf nr 671-1988, speciellt Eric Granryds artikel "Komponenter i värmepumpar".

Av det där skrivna (sid 8 ff) framgår betydelsen av att kunna arbeta med så små temperaturförluster över förångarytan och kondensorytan som möjligt eftersom mängden drivenergi som måste uppoffras blir mindre ju mindre temperaturlyftet är.

Det verkligt uppnådda temperaturlyftet blir därmed heller aldrig så stort som det under vilket kompressionsarbetet måste ske. Detta har fört fram tanken på att arbeta utan värmeytor i såväl förångaren som kondensor.

NOHEX

Ett nytt system, NOHEX, så som det visats i introduktionen tidigare erbjuder mindre temperaturförluster än den vanliga värmeväxlartekniken. Värmeövergången från värmekällans vattenström till köldmediet under

förångningen sker i fasgränsytan mellan två med varandra icke blandbara medier. Denna fasgränsyta kan förstoras till en betydligt lägre kostnad än den marginalkostnad som värmeväxling med värmeytor innebär. Där gäller att den sista kvadratmetern installerad värmeyta skall vägas ekonomiskt mot den ytterligare förbättring av värmefaktorn den förväntas ge.

Erfarenheter från kemitekniken (destillation och indunstning) där många icke blandbara tvåfassystem hanteras visar att det handlar om helt beräkningsbara förlopp.

På samma sätt är det bekant att kondensering kan ske i direkt kontakt med kylvattnet i strålkondensorer e d. En sådan är ofta att jämföra med en dusch då det gäller finfördelning av vattnet och tillskapandet av den nödvändiga kondensorytan.

Ett arbetsmedium som skall arbeta i direkt kontakt med vatten (värmekällans eller värmesänkans vatten) måste vara kemiskt inert.

Någon förändring, sönderfall eller reaktionsbenägenhet under de aktuella tryck- och temperaturbetingelserna får givetvis ej förekomma.

Dessutom måste lösligheten vara liten. Härtill bör kanske även läggas att emulsionstendenserna skall vara små.

Övriga krav, giftighet, inverkan på miljön under längre tidrymder, beständighet i solljus och UV-ljus m m bör vara hårda.

Även korrosionsbenägenhet och brännbarhet är av viss betydelse men dessa problem torde kunna behärskas till vissa extra kostnader.

I ett system där huvuddelen av värmekällans vatten cirkuleras i ett kretslopp (rökgasrening m m) saknar resthalter (ppm) av arbetsmediet betydelse.

Detsamma gäller kontakten med kondensorns vattenström. Här erhålles ju efter kondensering av arbetsmedieångan i direkt kontakt med vattnet ett tvåfassystem där komponenterna skiljs åt gravimetriskt på samma sätt som sker i en vanlig oljeavskiljare (t ex på bensinstationer). Även för dessa finns dimensioneringsdata.

Generellt kan dessutom sägas att ett eventuellt krav på ytterligare lägre resthalter kan mötas med vakuumavgasning - en metod som är föga kostsam.

Tänkbara arbetsmedier

För den som sysslar med teknikutveckling gäller det att till rimliga kostnader kunna övertyga omvärlden att det föreslagna utvecklingssteget ger så få besvikelser som möjligt. Antingen kan man med en mångårig forskningsinsats och mycket pengar bevisa att ett ämne är ogiftigt eller miljövänligt eller också väljer man medvetet sådana ämnen vars långfristiga egenskaper kan bedömas med stor säkerhet då de redan existerat i det naturliga kretsloppet.

Då man som lämpligt arbetsmedium i en process som arbetar utan värmeytor föreslår lägre alifatiska kolväten beror det på att

- sådana har funnits i naturen alltsedan jordens uppkomst och kan vara en av orsakerna till att allt liv på vår planet är kolbaserat

- det finns flera sådana kolväten att välja på (precis som med freonerna) så att lämpliga arbetstryck kan väljas, Figur 3

- kompressionsarbetet förlöper nära nog idealt

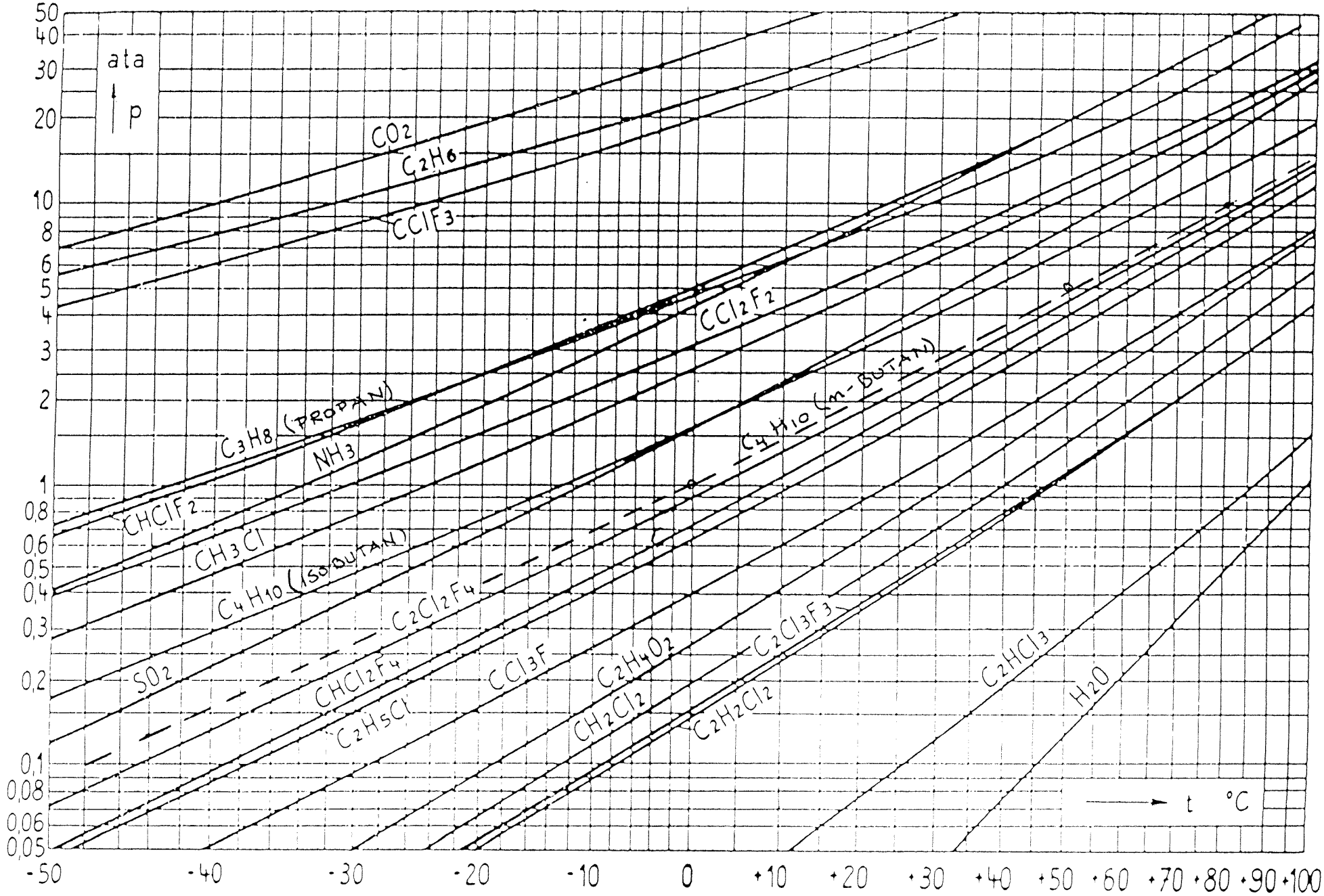
- de kritiska temperaturerna för kolvätena är i många fall högre än för andra alternativ, vilket kan vara en fördel om höga kondenseringstemperaturer är önskvärda

- erfarenheterna från naturgaskompression numera är så stora och vitt spridda att hantering av sådana brännbara ämnen är omgärdade av normer och lagar som begränsar riskerna i hanteringen till acceptabel nivå. Man bör dessutom betänka att den hanterade mängden i en värmepump är liten i jämförelse med jämförbara installationer i naturgasförsörjningen.

Rankine cykeln - för elproduktion ur värme

På liknande sätt som ovan beskrivits rörande värmepumpar kan även en Rankine cykel fås att arbeta.

En sådan cykel omfattar normalt en förångare, en expansionsturbin, ofta kopplad till en elgenerator, och en kondensor. Processen är densamma som vid ett kondenskraftverk men den drivs med spillvärme (företrädesvis under 100°C). I denna process liksom i värmepumpprocessen är det ekonomiska utbytet, dvs mängden producerad el, beroende av temperaturen under


ata
p
50
40
30
20
10
8
6
5
4
3
2
1
0,8
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,08
0,06
0,05
CO_2
C_2H_6
$CClF_3$
CCl_2F_2
C_3H_8 (PROPAN)
NH_3
$CHClF_2$
CH_3Cl
C_4H_{10} (ISOBUTAN)
C_4H_{10} (n-BUTAN)
$C_2Cl_2F_4$
SO_2
$CHCl_2F_4$
C_2H_5Cl
CCl_3F
$C_2H_4O_2$
CH_2Cl_2
$C_2Cl_3F_3$
$C_2H_2Cl_2$
C_2HCl_3
H_2O
t °C
-50
-40
-30
-20
-10
0
+10
+20
+30
+40
+50
+60
+70
+80
+90
+100

Figur 3

expansionsförloppet i turbinen. Ju större temperaturfall desto större elproduktion. NOHEX erbjuder en förstorad värmeyta och ett minskat temperaturfallet.

Emedan värmepumpens temperaturförhållanden bestämmer värmefaktorn för Carnotprocessen:

$$\varnothing_c = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

T_1 = kondenseringstemp.

T_2 = förångningstemp.

framgår det tydligt att T_1 skall vara stor och att $T_1 - T_2$ skall vara liten. Möjligheterna att minska de bägge utgående temperaturskillnaderna är goda eftersom den logaritmiska temperaturdifferensen över värmeytan beräknas enligt:

$$\Delta t = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}}$$

Så länge den ingående temperaturskillnaden är rimlig kan den utgående få vara ganska liten, <0,5°C, utan att värmeytan blir för oekonomiskt stor.

Värmeflödet genom förångaren är ofta 3/4 av kondensorns. Kondensorns värmeflöde är det som ger intäkter.

Annorlunda ser det ut om man försöker köra processen "baklänges", dvs som Rankine cykel.

Som mekaniskt arbete kan då teoretiskt erhållas:

$$\varnothing_R = \frac{T_2 - T_1}{T_1}$$

T_2 = förångningstemp

T_1 = kondenseringstemp

På Figur 4 b har motsvarande temperaturförhållanden angivits. Man bör observera att värmekällans utgående temperatur ur förångaren skall vara så nära arbetsmediets förångningstemperatur som möjligt. Detsamma gäller värmesänkans (kylvattnets) temperatur och arbetsmediets kondenseringstemperatur.

Körs denna process på spillvärme är T_2 oftast 50-70°C och T_1 10-15°C. Det teoretiskt utvinnbara mekaniska arbetet blir därmed mellan 11 och 17 %. I praktiken erhålles 60-70 % av detta.

Försöker man då minska de utgående temperaturskillnaderna i syfte att öka $T_2 - T_1$ blir kostnaderna för värmeytorna i normalutförandet sådana att projektets ekonomiska bärkraft äventyras. Man bör betänka att mindre än 10 % av värmeflödet genom förångarytan och kondensorytan erhålles som nyttigt arbete.

I detta fall är möjligheten att arbeta med direktförångning och direktkondensering genom värmeflöden över fasgränserna en klar fördel då dessa kan förstoras till en mycket rimlig kostnad.

Försmutsning, korrosion etc

I Vattenfalls Värmepumpserie "Stora, Medelstora och Små Värmepumpar" påpekas att försmutsning, algpåväxt etc ofta medför stora driftstörningar. Fullgoda lösningar för att eliminera detta saknas. Praktiska försök med mekanisk rengöring, borst ning, högtryckstvätt etc eller med kemikalier har dock enligt andra uppgifter givit tillfredsställande resultat vid stora anläggningar. Detsamma torde även gälla för Rankine processen.

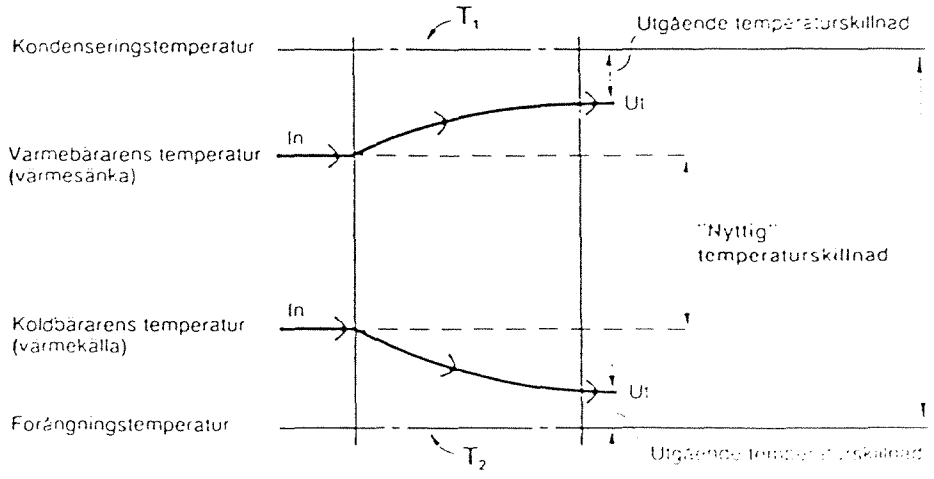
Dessutom noteras från samma källa att korrosionsskador på grund av vattenläckage in i freonsystem eller omvänt och därmed sammanhängande saltsyrabildning oftast blir mycket kostsamma på grund av dessa freoners kemiska instabilitet i närvaro av vatten (saltsyrabildning).

I dessa avseenden borde direktförångning och direktkondensering genom värmeflöde över fasgränserna erbjuda möjligheter till förbättrade driftförhållanden.

Driftekonomiska vinstmöjligheter

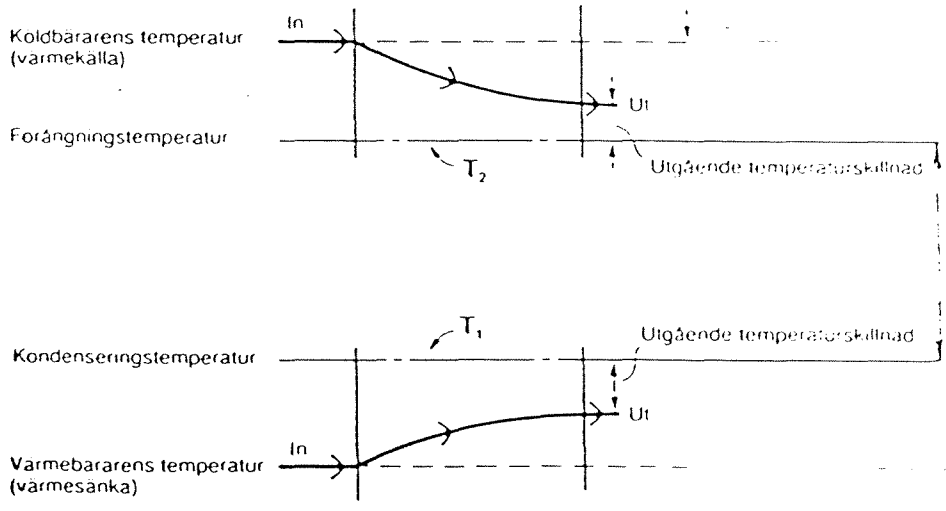
På Figur 4 a och b visas hur den utgående temperaturskillnaden påverkar processens driftekonomi.

I Figur 4 a anges med pil den utgående temperaturskillnaden mellan köldbärarens lägsta temperatur och förångningstemperaturen T_2 respektive värmebärarens utgående temperatur och kondenseringstemperaturen T_1.



The true temperature difference for the compressor to overcome

Figure 4 a Temperatures in a heat pump system. The difference T_1-T_2 corresponds to the performance data.



The true temperature difference corresponding to the maximum possible work produced.

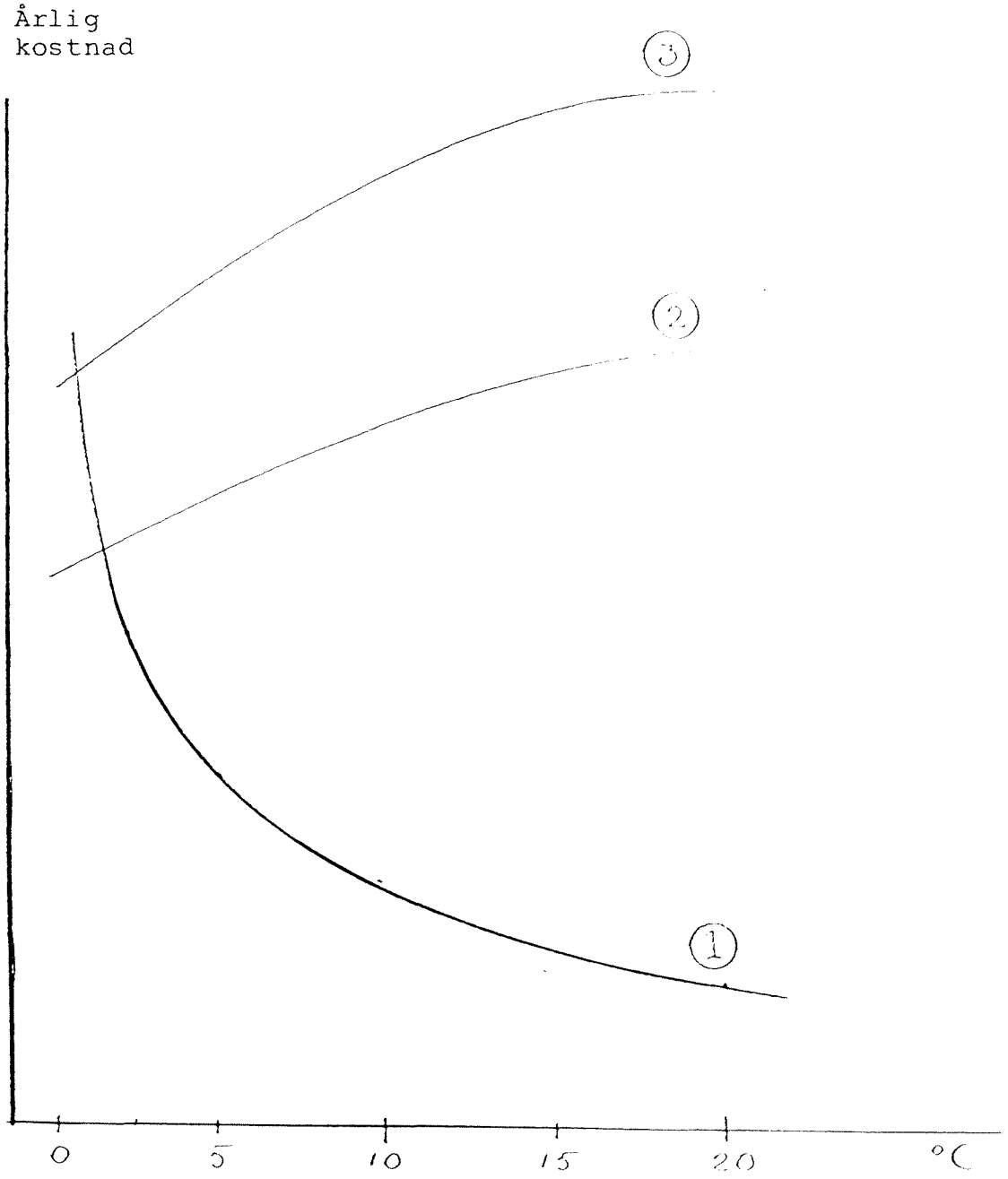
Figure 4 b Temperatures in a Rankine cycle. Note that the temperature difference T_2-T_1 corresponds to the performance data.

Om dessa utgående temperaturskillnader skulle elimineras till låg kostnad med fasgränsytans förstoring i NOHEX-systemet innebär detta att förångningstemperaturen blir högre och kondenseringstemperaturen lägre vid i övrigt oförändrade temperaturförhållanden. Det blir alltså billigare att driva värmepumpen eftersom kompressionsarbetet minskar.

Jfr även Figur 5.

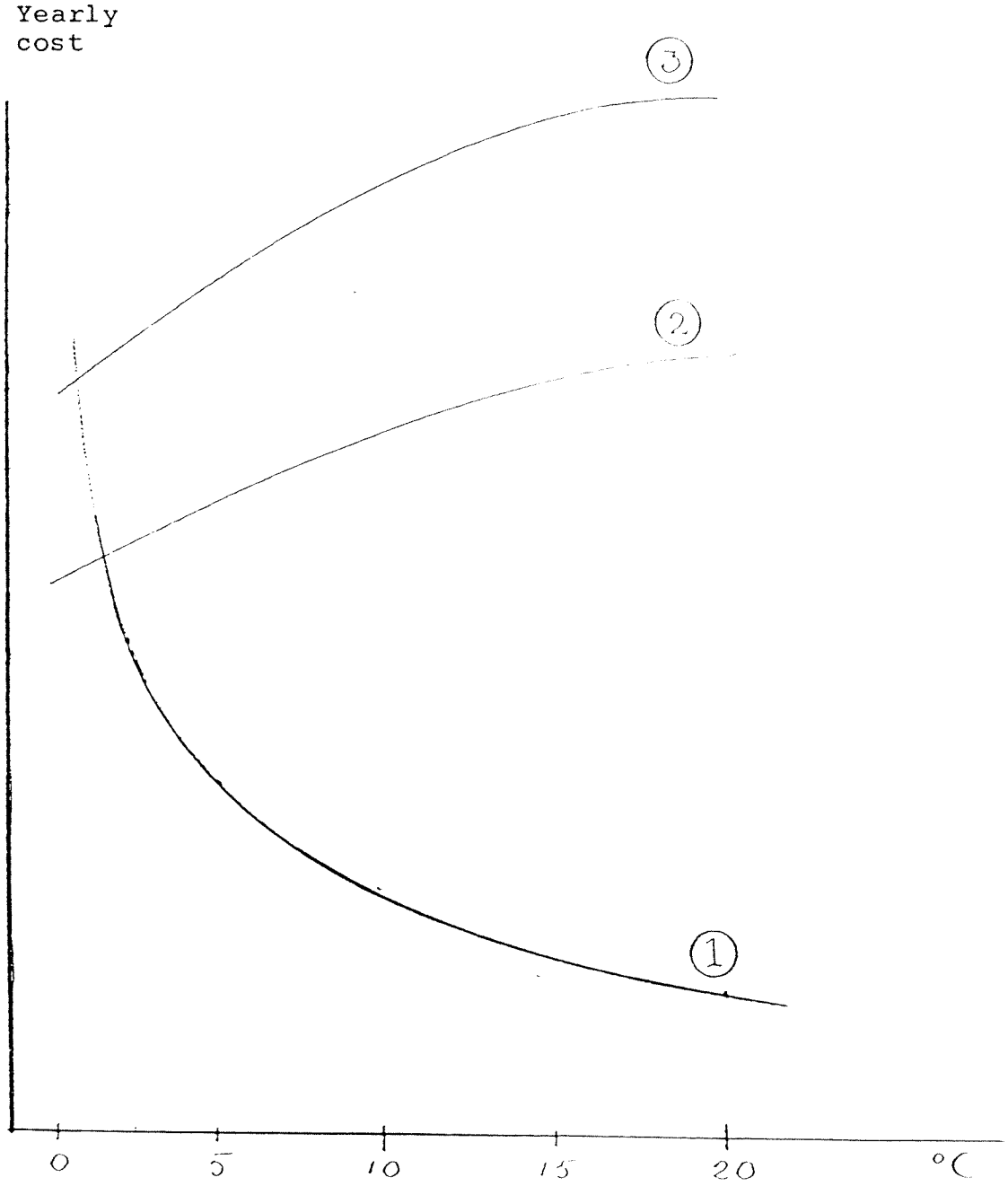
På liknande sätt förhåller det sig vid Figur 4 b. Även här flyttas förångningstemperaturen T_2 som blir högre om utgående temperaturskillnaden försvinner. På samma sätt blir kondenseringstemperaturen T_1 lägre. Det nyttiga temperaturfallet ökar och därmed det erhållna mekaniska arbetet eller elproduktionen.

Diagram visande hur den årliga elkostnaden i tkr för en värmepumpanläggning om 1 MW varierar med den sammanlagda temperaturdifferensen över förångar- och kondensorytorna. Diagrammet visar principiellt hur elkostnaden kan minskas genom ytterligare investeringar i värmeytor. Den ekonomiska gränsen synes ligga någonstans i närheten av 2°C temperaturdifferens per värmeyta. Kurva 1 visar årlig kostnad för värmeyta, kurva 2 elkostnad vid 6000 h/år och kurva 3 elkostnad vid 8000 h/år.



Sammanlagd temperaturdifferens över förångare och kondensor

The diagram indicates how the electricity varies with the total mean temperature differences of both evaporator and condenser. A reduction of the electricity cost can be obtained by the installation of more heat surfaces. The economical limit seems to be close to 2°C mean temperature difference per heat surface. Curve 1 indicates yearly capital cost for heat surfaces, curve 2 electricity cost at 6000 hours/year and curve 3 electricity cost at 8000 hours/year.



PROCESSBESKRIVNING AV NOHEX VÄRMEPUMP

Se Figur 6 (schema 460041/1).

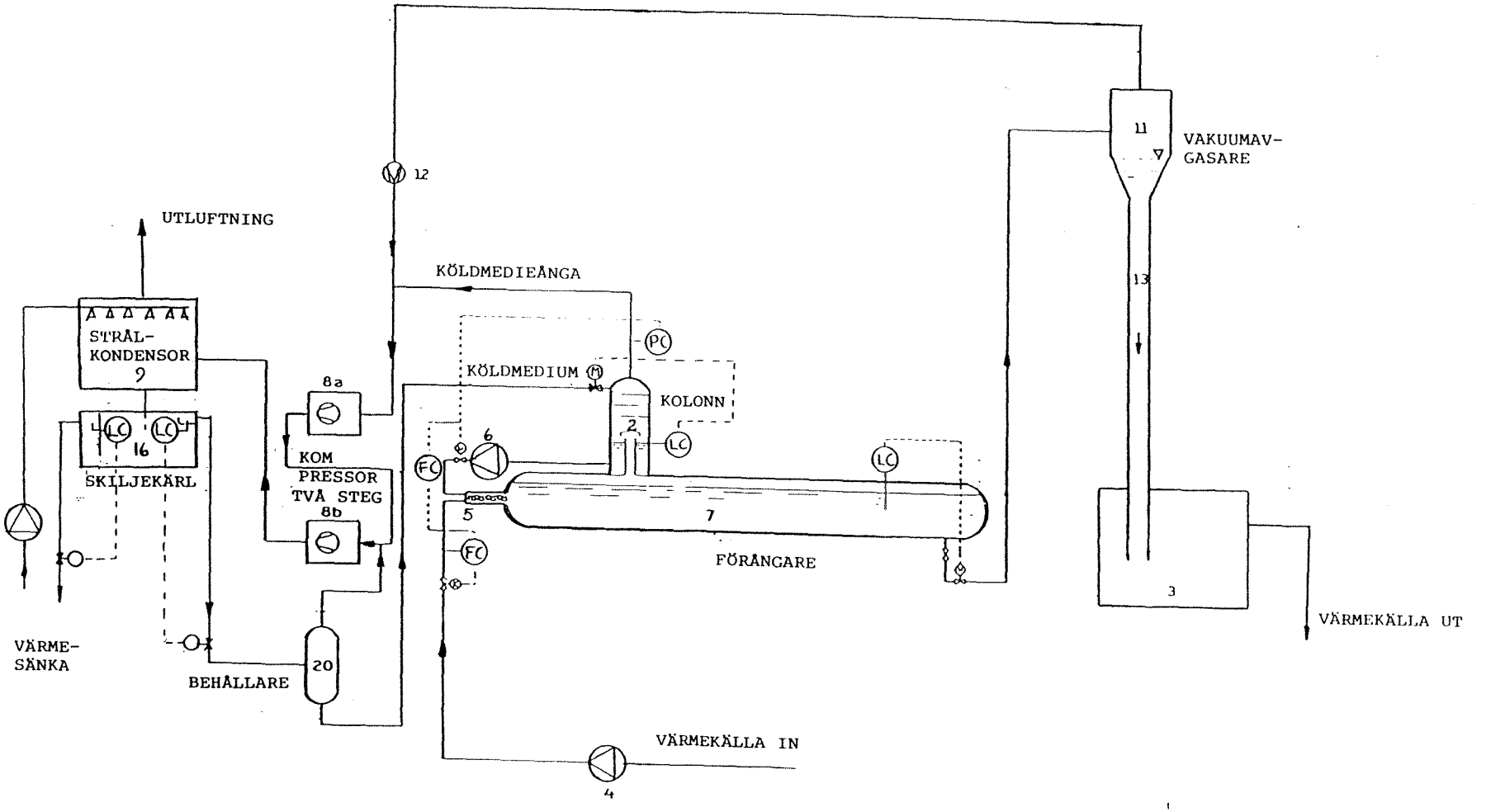
Schemat visar i huvuddrag hur en värmepumpprocess utan förångaryta och kondensoryta arrangeras.

I förångaren 7 förångas ett lättflyktigt kolväte, i detta fall n-butan, genom att bringas i kontakt med värmekällans vatten. Här gäller det att säkerställa en i varje ögonblick konstant mängd butanånga till kompressorn 8 a och 8 b. Detta åstadkommes dels genom att vatten- och butan(l)-mängderna alltid är proportionella och konstanta, dels genom att fasgränsytan mellan dessa i varandra olösliga ämnen är konstant i processens inledningsskede. Denna fasgränsyta är den yta där värmeövergången sker. Som vid all annan värmeövergång minskar den nödvändiga temperaturskillnaden med värmeytans storlek. En stor - och garanterat vid varje ögonblick lika stor - yta erhålles genom att bägge komponenterna under tryck blandas i en "static mixer" 5 där antalet delningar av flödesmängderna låter sig statistiskt förutsägas. En "static mixer" består av ett rör med ett antal vridna plåtbitar insatta så att flödesblandningen för varje plåt delas i två strömmar.

För att åstadkomma ett sådant tryck i static mixern 5 att kokning förhindras pumpas värmekällans vatten med pumpen 4 och det flytande butanet med pumpen 6 till mixern.

I förångaren 7 som här utformats som en långsmal behållare med tvärskott (ej markerade på schemat) kokar blandningen butan/vatten. Förångningsvärmet tas från vattnet som sjunker i temperatur. Trycket vid vilket kokningen sker bestäms av kompressorns kapacitet, den till förångaren förda butanmängden och vattnets temperatur. Vid för liten butanångmängd minskar trycket i förångaren och tvärtom. Förhållandet blir analogt med vad som sker i en traditionell värmepumpsförångare (värmeväxlare) där t ex underskott på köldmedium gör att temperatur/tryckförhållandena inte stämmer.

Vid förångarens utloppssida där vattnet lämnar densamma skall all butan vara förångad. Utmatning sker via avgasaren 11 där sådant undertryck råder att eventuella resthalter av butan avgasas. Kompressorn 12 återför avgasad butanånga till systemet. I det barometriska fallröret 13 avgår det avgasade vattnet via behållaren 3 tillbaka för återvärmning eller till recipient.

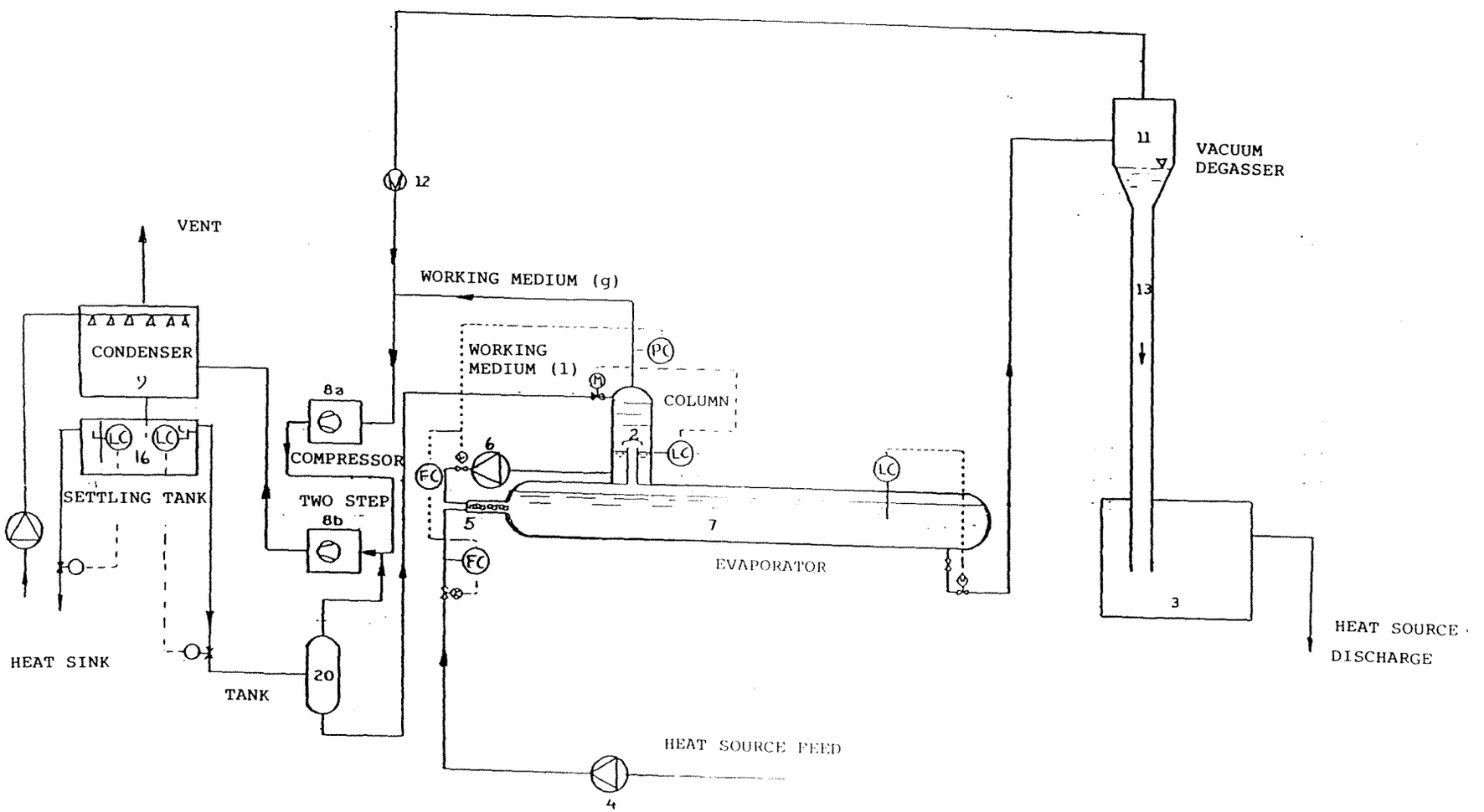


NOHEX VÄRMEPUMP

FLÖDESSCHEMA 460041/1

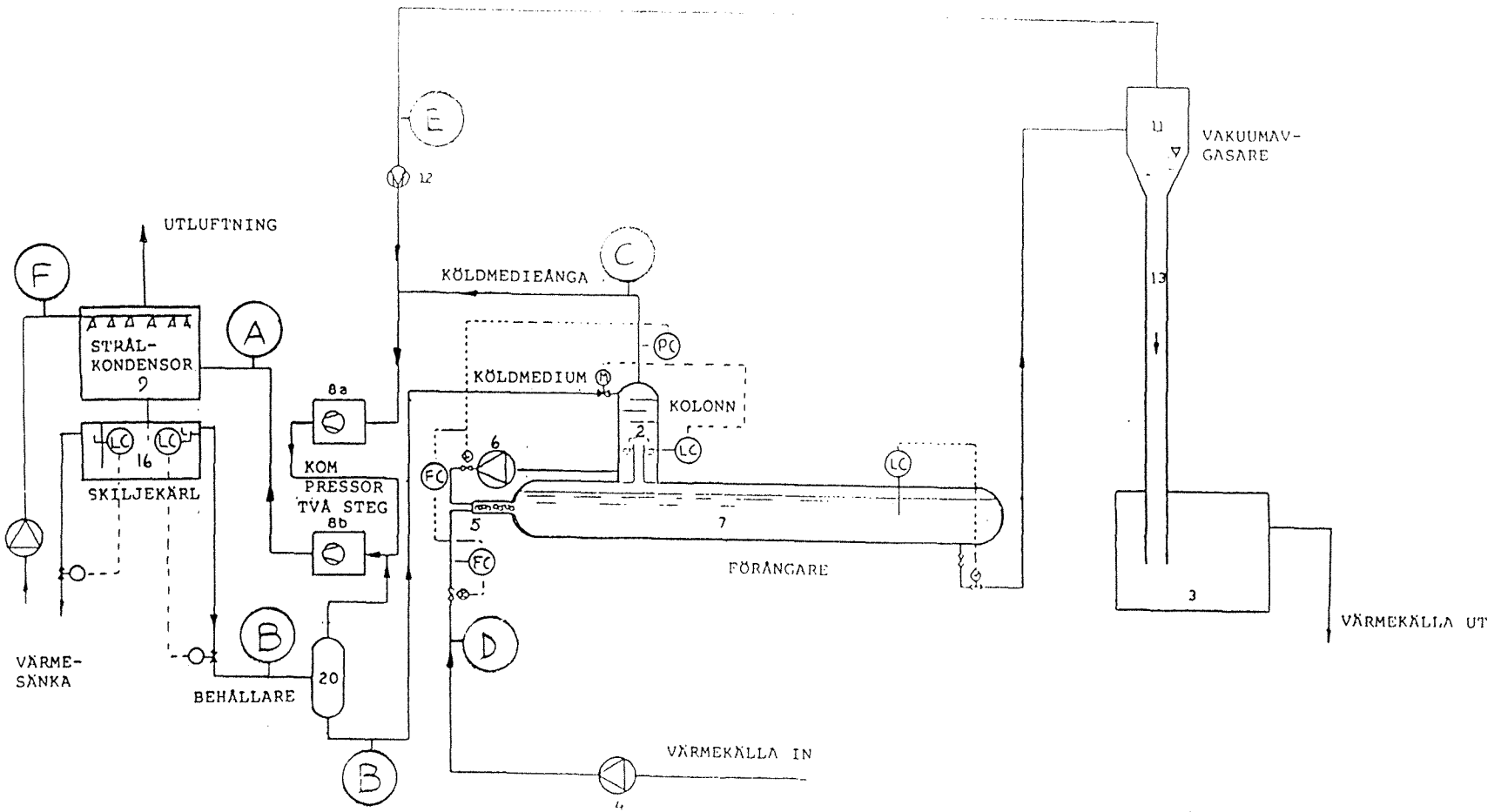
Solna, oktober 1989

AIB Anläggningsteknik AB



NOHEX HEAT PUMP
FLOW SHEET 460041/1

Solna, October 1989
AIB Anläggningsteknik AB



NOHEX VÄRMEPUMP
FLODESSCHEMA 460041/1

Solna, oktober 1989
AIB Anläggningsteknik AB

1/1

Figur 6 A

Tabell 1 Värmepump. Värmesänka 80°C, returvatten-temperatur 50°C

Exempel på tryck och temperaturförhållanden vid utförande enligt Figur 6.

Värmekälla 0°C, isfrysning

Mät-punkt (Fig 6A)	n-butan		iso-butan		propan	
	t°C	p bar	t°C	p bar	t°C	p bar
A	80	10	80	13	80	31
B	33	3	30	4	35	12
C	0	1	0	1,6	0	4,9
D	0	2	0	2,5	0	6
E	-	0,1	-	0,1	-	0,1
F	50	10	50	13	50	31

Värmekälla 50-40°C, våt rökgasrening, enstegskompressor

A	80	10	80	13	80	31
B	-	-	-	-	-	-
C	40	3,7	40	5,3	40	13
D	-	5,5	-	8	-	18
E	-	0,1	-	0,1	-	0,1
F	50	10	50	13	50	31

I förångaren 7 avkokad butan kan innehålla droppar av vatten varför ångan tvättas i kolonnen 2 med flytande butan tillförd från behållaren 20. Från kolonnens 2 topp avgår mättad butanånga till det första 8a (om detta är nödvändigt) av två kompressorsteg. Efter den första kompressionen tillföres ånga från behållaren 20 i s k ekonomiserkoppling. Efter komprimering till önskat sluttryck kondenseras butanånga i strålkondensorn 9. Blandningen av butan och fjärrvärmevatten separeras i oljeavskiljaren 16. Utluftning sker av permanenta gaser, som tillförts systemet via vattenflödet (värmekällan). Beroende på lokala förhållanden kan resthalten butan i de permanenta gaserna omhändertas på olika sätt (utfrysning, medveten förbränning etc).

Systemet styrs genom att förutbestämd kapacitet inställes hos kompressorn. En tryckregulator mäter sugtrycket före kompressorn och styr köldmediemängden till mixern samt den mot denna proportionella vattenmängden från värmekällan. Denna vattenmägd nedkyld motsvarande den önskade temperatursänkningen på värmekällans vatten lämnar systemet efter vakuumavgasning.

På samma sätt som med freoner kan volymflöden och arbetstryck i olika delar av systemet påverkas genom valet av kolväten. Det är normalt ingenjörsarbete att optimera processen med avseende på kompressorkostnader, vattenpumpkostnader etc.

Principen med direktkontakt mellan köldmediet och vattenströmmarna medför en viss åtgång av pumpenergi som skall beaktas vid bedömningen av processens verkningsgrad. Den erforderliga pumpeffekten blir beroende t ex av arbetstrycket i fjärrvärmenätet och vattenflödena och får beräknas från fall till fall.

Exempel på tryck och temperaturer i ett värmepumpsystem enligt Figur 6 för tre olika tänkbara kolväten har samlats i Tabell 1 där mätpunkterna refererar till Figur 6 A.

FÖRHÅLLANDEN SOM PÅVERKAR ANLÄGGNINGS- OCH DRIFT-KOSTNADER

I ett system omfattande förångaryta, kompressor och kondensoryta kan elförbrukningen beräknas för olika stora medeltemperaturdifferenser över värmeytorna. En beräkning har gjorts under antagandet att värmekällans vatten ändras från 55°C till 50°C i förångaren och att värmesänkans vattenström ändras från 55°C till 80°C i kondensorn. Från kondensorn bortförd värme är konstant, 1 MW. Beräkningen redovisas i diagram Figur 5 där elkostnaden enligt 400 kr/MWh under 6000 h/år respektive 8000 h/år ställs mot årlig amorterings- och underhållskostnad för värmeytor. Kurvorna går mot gränsvärden då temperaturskillnaden mellan vatten och köldmedium i värmeväxlarnas ena ända närmar sig noll.

Med den nya tekniken med direktförångning kan anskaffningskostnaden för "värmeytor" minska medan driftkostnaden, elkostnaden, ej sjunker under dessa gränsvärden.

Medan större delen av värmeflödet genom förångaryta respektive kondensoryta i en värmepumpprocess måste karakteriseras som "nyttigt", dvs att

$$\frac{\text{säljbart värmeflöde}}{\text{tot värmeflöde}} \quad \text{är mer än 60 \%}$$

blir förhållandena annorlunda vid Rankine-processen. Här handlar det om möjligheten att utvinna mekaniskt arbete ur temperaturskillnaden mellan värmekällan (den högre temperaturen) och värmesänkan (den lägre temperaturen).

Processen genomföres i princip så att ett arbetsmedium förångas vid förångarytan, får expandera i en ångturbin och kondensera på kondensorytan.

I detta fall är processens termiska verkningsgrad bestämd av uttrycket

$$t = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

I praktiken uppnås ej denna verkningsgrad bl a på grund av att inmatat "matarvatten", dvs flytande arbetsmedium, ej har den temperatur vid vilken förångningen sker.

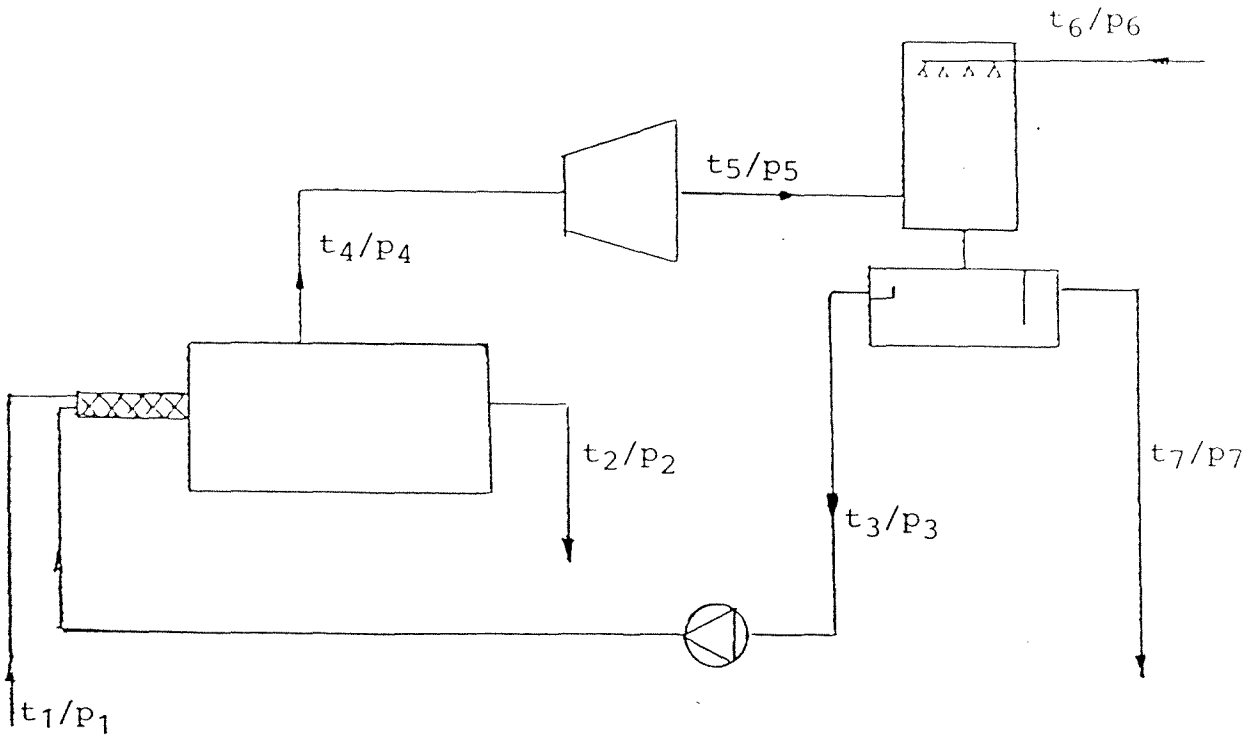
Rankine-processen kan endast vara intressant där spillvärme och kylvatten finns men där värmeavnämare saknas.

Det ekonomiska utbytet av en sådan elproduktion är som regel ringa. Genom att t ex anta att processen skulle arbeta mellan två i praktiken ofta vanliga temperaturer, 60°C och 20°C, erhålles teoretiskt

$$\varnothing_t = \frac{40}{273 + 60} = 0,12$$

Det praktiskt uppnåeliga torde vara ca 0,07. Man måste alltså förånga arbetsmedium motsvarande 14,3 MW värme för att få 1 MW el och dessutom kondensera 13,3 MW värme.

FÖRÅNGARE	TURBIN	KONDENSOR
14,3 MW	1 MW	13,3 MW
värme	el	värme



Figur 7 Schematisk bild av energiflödet i en Rankine cykel. Tryck och temperaturer redovisas i Tabell 2 för tre olika medier.

Betydelsen av att kunna sänka värmeväxlingskostnaderna bör vara uppenbar eftersom elproduktionen endast är en ringa del av det totala energiflödet.

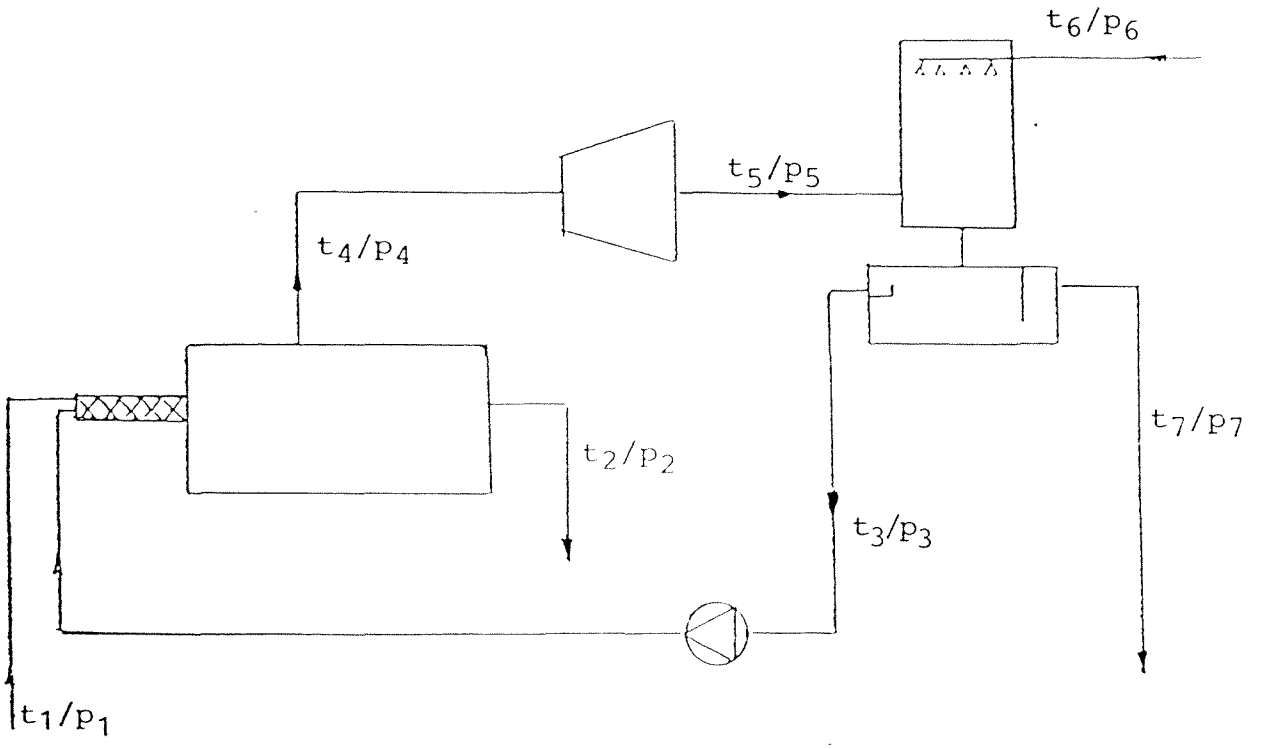


Figure 7 Flow sheet showing the principle energy flow of a Rankine cycle. Pressures and temperatures are shown in Table 2 for three different hydrocarbons.

Tabell 2 Valmöjligheter avseende tryck i Rankine cykel. Figur 7 anger mätpunkter.

Different possibilities regarding pressure choice in a Rankine cycle with reference to Figure 7.

			n-BUTAN		ISO-BUTAN		PROPAN	
			BAR	M^3/s	BAR	M^3/s	BAR	M^3/s
t_1	60°C	p_1	6,5 min	0,36	8,5 min		21	
t_2	50°C	p_2	5	0,36	7		16	
t_3	20°C	p_3	2	0,036	3,1		8	
t_4	50°C	p_4	5	0,036	7		16	
t_5	20°C	p_5	2	0,036	3,1		8	
t_6	10°C	p_6	2 min	0,36	3,1 min		8	
t_7	20°C	p_7	2	0,36	3,1		8	

Anm. Ett högre arbetstryck medför mindre dimensioner på turbinen men högre apparatkostnader i övrigt samt ökat pumparbete. Vid stora vätskemängder kan dock energi återvinnas ur de trycksatta mängderna. Totalverkningsgraden torde vara omkring 0,7, dvs av producerade 1 MW krävs ca 0,3 för driften men detta är starkt varierande i de enskilda fallen.

Vi har antagit att arbetsmediet expanderar från 60°C till 20°C. Med hänvisning till Figur 7 visas temperaturskillnadens betydelse. Om större värmeytor eller arbete enligt NOHEX utan värmeytor skulle medge en expansion mellan 65 och 15°C genom att man vinner 5°C i vardera änden av expansionsprocessen blir

$$\varnothing_t = \frac{50}{273 + 65} = 0,148$$

eller i praktiken 0,086. Elproduktionen skulle då öka med 23 %. Vid de små temperaturskillnader som däreftер återstår för värmeväxlingen kan NOHEX dessutom medföra lägre anläggningskostnad om inbesparad kostnad för värmeytor överstiger kostnaden för pumpar, reglerutrustning m m i NOHEX-anläggningen. Detta kan variera från fall till fall beroende på exempelvis storlek, värmekällans egenskaper, erforderlig tryckstegring etc.

MILJÖASPEKTER VID UTBYTE AV ARBETSMEDIUM

Då man söker ersättning för freoner kan det vara lämpligt att leta efter kemiska föreningar med likartat ångtryck, se Figur 3. Om dessa nya föreningar tillhör samma ämnesgrupp i den organiska kemin (s k homologer) blir förhållandena så mycket enklare. Man kan välja substans mer eller mindre efter temperatur och tryckförhållandena på kompressorns sugsida. Man kan ofta hitta individer med högre kritisk temperatur än för motsvarande freon om man skulle välja lägre alifatiska kolväten. Dessa bildar sinsemellan icke azeotroper vilket är en stor fördel om man i den konventionella värmepumpen vill arbeta med glidande temperaturskalor i såväl förångare som kondensor.

Kolväten kan användas antingen i den vanliga värmepumpen med värmeytor eller vid direktförångning enligt NOHEX. Av miljöhänsyn kan möjligheten till en generell övergång från freoner till kolväten såväl i konventionella värmepumpar som de enligt NOHEX-principen vara intressant att studera. Motiv för detta redovisas nedan.

Dessutom hänvisas till ett licentiatarbete utfört vid CTH, Inst för kemisk miljövetenskap, av Tomas Rydberg, se Bilaga 1.

Inre miljö

De alifatiska kolvätena som kan vara aktuella för NOHEX-processen har ej hög toxicitet (se Bilaga 2) men har dock sådan inverkan på människan att längre och höghaltig exponering enligt numera tillämpade regler skall undvikas. Med hänsyn till att NOHEX-processen är sluten och att den hanterade mängden kolväte är tämligen liten bör en skadlig exponering kunna undvikas.

Kolväten är brännbara och bildar i vissa proportioner explosionsfarliga blandningar med luft. Detta utgör naturligtvis en riskfaktor som måste beaktas. I industriell verksamhet innebär dock hantering av bensin, gasol eller andra brännbara kolväten tämligen konventionella problem.

I samband med naturgasintroduktionen i Sverige har myndigheterna haft anledning att se över de bestämmelser som gäller exponeringskoncentrationer och exponeringstider för denna typ av kemiska föreningar. Samma

regler, se Bilaga 3, som för naturgas- och gasolinstallationer avseende den inre miljön äger givetvis tillämpning i de fall då propan, iso-butan, n-butan etc kommer till användning för värmepumpändamål.

Med dagens förfinade styr- och reglerutrustning och med den tekniska kunskapsnivån i allmänhet bör värmepumpar med sitt begränsade innehåll av arbetsmedium kunna användas utan stora risker vid en korrekt och enligt föreskrifterna utförd övergång till kolväten.

Den yttre miljön

Enligt okritiskt ställda krav skall alla utsläpp till atmosfären undvikas. Med okritiskt förstås i dessa sammanhang att man inte skiljer av människan framställda syntetiska ämnen från de i naturen förekommande, att man inte skiljer på de kvantiteter av utsläpp som människan kan påverka och naturliga sådana i okontrollerade mängder, och att man saknar kunskaper som möjliggör en jämförelse mellan dagens utsläpp och vad som hänt under de millioner år jorden existerat.

Då det gäller enklare kolvätens inverkan på den yttre miljön kan man först konstatera att uppkomsten av organiskt liv här på jorden ej varit möjlig utan förekomsten av dessa primitiva byggstenar.

I dagsläget diskuteras utsläppen av CO_2, metan och andra kolväten orsakande växthuseffekter gärna tillsammans med freonernas skadeverkningar ofta på ett onyanserat sätt. Dock är de flesta medvetna om att freonerna inverkar på ozonskiktet. Mekanismen är klarlagd så långt att det är klart att den skadliga effekten av freoner kvarstår hundra år eller mer eftersom de i reaktionerna ingående aktiva ämnena hela tiden återbildas och ånyo inträder i kretsloppet. De utlovade ersättningskemikalierna från Du Pont, ICI m fl skulle ej a priori ha någon som helst skadeeffekt. Det verkar dock som om man ej längre är lika övertygad om detta förhållande.

Möjligheten för människan att motverka växthuseeffekten är störst då det gäller CO_2-balansen. Förbränning av fossila bränslen ger på kort sikt ett tillskott till den cirkulerande koldioxidmängden med åtföljande klimatförändringar. Sett ur geohistoriskt perspektiv måste detta ha förekommit ett antal gånger under jordens utveckling, var skulle annars kol- och oljereserverna kommit från. Ett bidrag till växthuseffekten orsakat av om värmepumpar skulle innehålla kolväten eller ej blir därmed helt negligerbart.

Metan och andra lägre kolväten släpper människan medvetet ut vid exploatering och användning av olje- och gasförekomster. De okontrollerbara utsläppen från risfält, våtmarker, gasförekomster i marken och havet etc bör dock vara av minst samma storleksordning. De skadliga bidrag som skulle kunna uppträda just vid värmepumpanläggningar med t ex butan kan ej på något sätt jämföras med freonernas skadeeffekter.

KOMPRESSORARBETET - EN JÄMFÖRELSE

Rent allmänt betyder driftkostnader mer vid processvalet än anläggningskostnader. Om man av olika bevekelsegrunder finner byte av arbetsmedium vara en väsentlig fråga är en extra anläggningskostnad något som man bör kunna acceptera i utbyte mot t ex miljötekniska fördelar. En löpande högre driftkostnad - dvs försämrad processekonomi - är däremot svårare att fördraga.

Då kolväten nu föreslås som alternativ till freoner i värmepumpar är det av vikt att kompressorarbetet i stort sett är detsamma för utbytesalternativen. Ett försök att jämföra olika arbetsmedier ekonomiskt har därför gjorts nedan utgående från diagrammet (Wamling, CTH), Figur 8.

Efter den horisontella axeln avläses kapaciteten uttryckt som MJ/m^3 för gasmängd på kompressorns sugsida. Kompressorkostnaden har antagits vara proportionell mot kapaciteten upphöjd till 0,6. Då detta är en investeringskostnad har kapitalkostnaden per år ansetts utgöra 20 % av investeringen inkl service och underhåll.

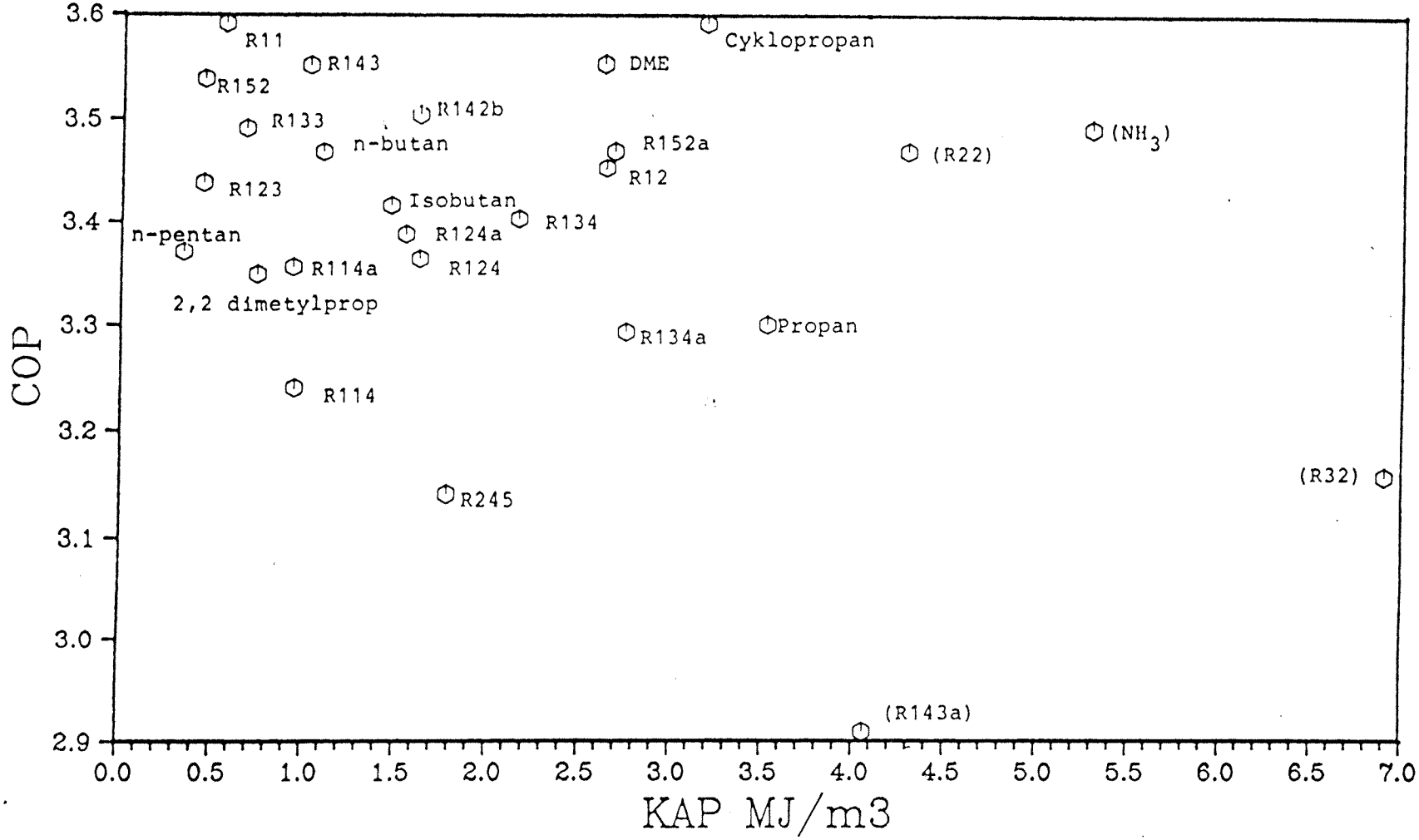
Den vertikala axeln anger COP ("godhetstalet") för de olika medierna. Då driftkostnaden kan anses vara proportionell mot inverterade värdet av COP erhålles även här en relativ värderingsmöjlighet mellan de olika medierna.

Som likare kan man välja R 22 även om här kapitalkostnaderna kan väntas bli högre än för övriga då NT 25 ej längre är tillräckligt beräkningstryck för kondensordelen.

Tabell 3	Procentuell avvikelse hos kompressorkostnaden R 22 = 100	Procentuell ändring av driftkostnaden R 22 = 100
n-butan	271	100
R 12	143	101
R 22	100	100
iso-butan	214	101
propan	114	105
cyklopropan	114	97

Som synes ovan ger vissa kolväten något högre årlig kapitalkostnad medan driftkostnaden för själva kompressorn är av samma storleksordning. För NOHEX-systemen tillkommer även kostnader för pumparbete, vilka dock ännu är svåra att bedöma generellt då den erforderliga energitillförseln blir beroende av det enskilda systemets egenskaper.

Table 3	Deviation of capital cost for the compressor if R 22 = 100	Deviation of running cost (electricity) if R 22 = 100
n-butane	271	100
R 12	143	101
R 22	100	100
iso-butane	214	101
propane	114	105
cyclopropane	114	97



COP som funktion av kapaciteten för olika medier. Kylfall. Temperaturer 35-40 °C (värmesänka) och -10 till -5 °C (värmekälla). Ämnen inom parentes har kondenseringstryck över 25 bar.

COP related to the capacity for different working media when cooling. Temperatures 35-40 °C (heat sink) and -10 to -5°C (heat source). Media within parenthesis have condensing pressures over 25 bars.

Figur 8

GRUNDLÄGGANDE OM ABSORPTIONSVÄRMEPUMPAR

En absorptionsvärmepump baserar sig på att ångtrycket av ett arbetsmedium över en lösning av detta i ett lösningsmedel är koncentrationsberoende.

Begripligheten försvåras av nomenklaturen och det faktum att t ex vatten i systemet NH_3/H_2O är lösningsmedlet medan det i systemet $H_2O/LiBr$ är köldmediet eller arbetsmediet. Detta är helt logiskt.

Normalt för de flesta människor är att man med en stark lösning förstår en koncentrerad vattenlösning av något ämne. Så är dock ej fallet alltid inom absorptionsvärmepumptekniken där (jag citerar) "värmepumpens panna blir att regenerera en vätska som erhålls när köldmedieånga av ett visst ämne löses i ett härför lämpligt lösningsmedel. Denna vätska som kan vara en saltlösning betecknas som termodynamiskt stark lösning när den håller låg koncentration av löst köldmedieånga respektive termodynamiskt svag lösning när koncentrationen (av köldmedium) är hög. Ofta utlämnas adverbet "termodynamiskt" i facktexter och då användes endast uttrycken stark och svag lösning."

Ett annat sätt skulle kunna vara att tala om "lättflyktigt" som i destillationstekniken. Alla inser då att regenerering, dvs avkokning av absorberat lättflyktigt genomförs för att återställa absorptionslösningens absorptionsförmåga.

Lättflyktig komponent i NH_3/H_2O-systemet är NH_3 och i $H_2O/LiBr$-systemet givetvis vatten.

Lösningsmedel är i praktiken i första fallet rent vatten, i andra fallet den mest koncentrerade saltlösningen som kan komma till användning.

Absorptionsprincipen torde vara mer lättbegriplig om man först enbart behandlar saltlösningar.

I de flesta kemisk-fysikaliska uppslagsverk återfinnes tabeller över vattenångtrycksnedsättningen över lösningar av olika koncentrationer av olika salter. Principen är ju högre saltkoncentration ju lägre vattenångtryck. Praktisk gräns blir därmed den mättade saltlösningen. Bästa saltlösningen för absorptionsändamål ger de lösligaste salterna. De måste dock vara stabila vid de önskade regenereringstemperaturerna.

I den "triangel" där luftbehandlingstekniken baserat på Mollier-diagrammet för fuktig luft gränsar till ångteknikens Mollier-diagram för vattenånga och kemiteknikerns kokpunktsförhöjningstabeller och löslighetstabeller krävs en viss tvärvetenskaplighet.

Då luftteknikern talar om relativ fuktighet hos luften talar ångteknikern om överhettningen hos vattenånga. Kemiteknikern använder begreppet kokpunktsförhöjning inom samma område.

Den ideala absorptionslösningen baserad på ett lättlösligt salt uppvisar i Mollier-diagrammet för fuktig luft en relativ luftfuktighet hos luft i jämvikt med saltlösningen som är temperaturoberoende och endast avhängig av saltkoncentraitonen.

Då temperaturen stiger hos fuktig luft och närmar sig 100°C blir vattenångtrycket lika stort som atmosfärstrycket vilket är det tryck diagrammet är utfört för. Uttrycks luftens vatteninnehåll som kg vatten per kg torr luft blir detta tal oändligt stort.

De termodynamiska tillstånden måste därefter redovisas i ångdiagrammet eftersom luftandelen blivit försumbar. Ångdiagrammet har även absoluttrycket som variabel.

Studerar man en saltlösning i ett system över 100°C uppnår systemet då temperaturen stiger ej atmosfärstryck förrän lösningens vattenångtryck är atmosfärstrycket. Definitionsmässigt kokar lösningen då ångbubblor uppträder. Den temperatur vid vilken kokningen inträder vid atmosfärstryck (och även vid alla andra tryck) är koncentrationsberoende. Med kokpunktsförhöjning förstår man lösningens koktemperatur minus 100°C (vattnets koktemperatur).

Många gör sig icke någon föreställning om den avgående ångans tillstånd. Eftersom den lämnar en vätska med kokpunktsförhöjning vid det förhandenvarande trycket är den givetvis överhettad. Den överhettade ångans tryck i förhållande till vad mättad ångas tryck vid överhettningstemperaturen skulle ha varit kan beteckNas som en "relativ fuktighet".

Detta gör det måhända lättare att överföra erfarenheter t ex från torkning med luft som värmebärare till torkning med överhettad ånga som värmebärare.

Det är allstå fullt möjligt att med lämplig absorptionsvätska absorbera vatten t ex ur mättad vattenånga vid 1 bar varvid den blir "torrare" och överhettad, betydligt över 100°C.

PROCESSBESKRIVNING, ENSTEGS ABSORPTIONSVÄRMEPUMP

Se även Figur 9.

Om spillvärme föreligger i form av ett vattenflöde är det fördelaktigast om man vill använda en absorptionsvärmepump att flödet är stort och den användbara temperatursänkningen liten. Vattenflödet tillföres en evaporator, t ex insidan av en värmeyta vars utsida kan bestrilas med en vätska. En sådan utrustning inbyggd i en behållare brukar kallas fallfilmsindunstare.

Om spillvärmevatten går på insidan och annat vatten strömmar på utsidan och trycket i behållaren som omsluter värmeytan är det rätta kan vätskan på utsidan förångas.

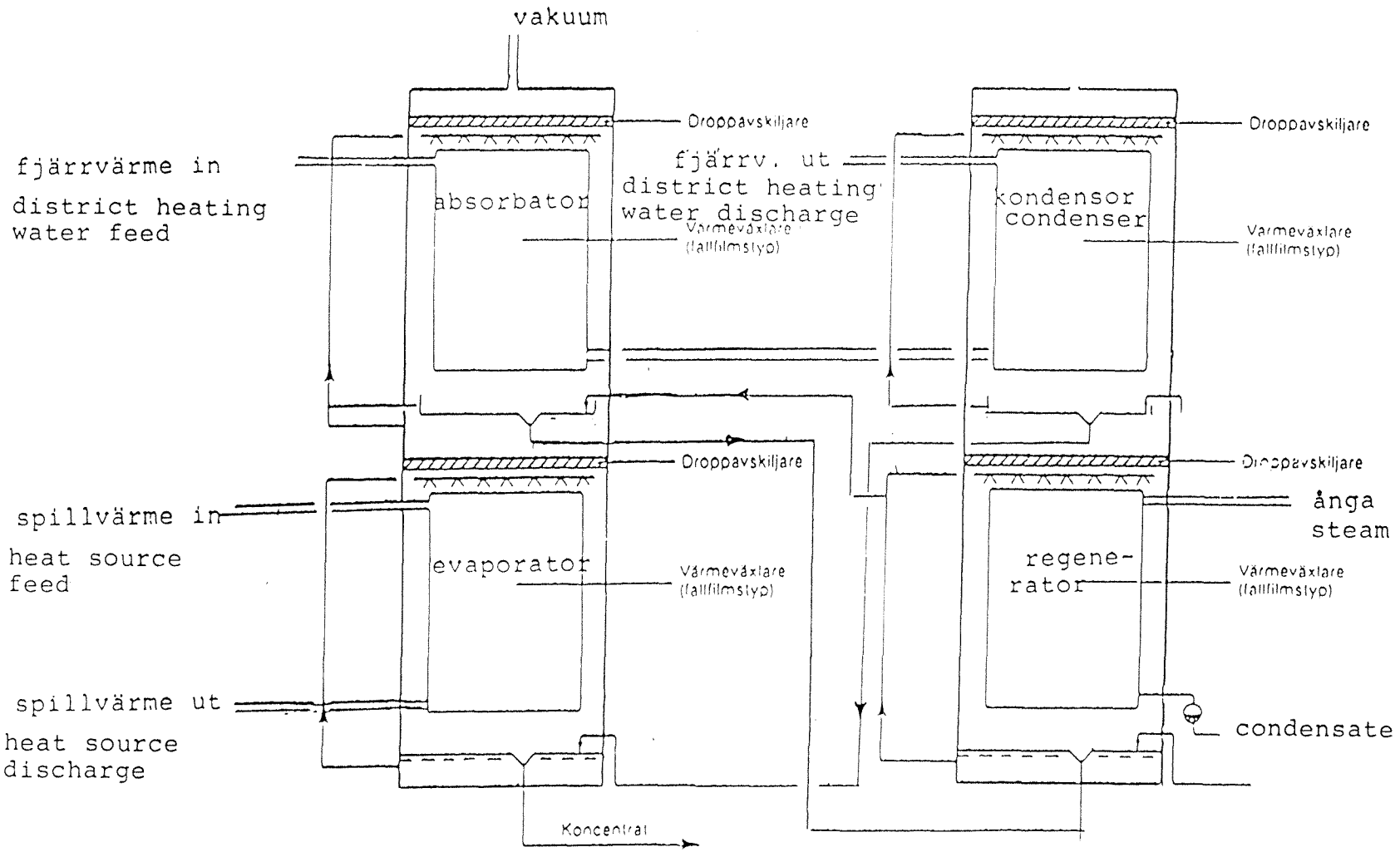
Absorbatorn är en liknande apparat till sin mekaniska konstruktion. Om dess insida passeras av en vattenström och dess utsida bestrilas av en vattenabsorberande saltlösning över vars yta vattenångtrycket är lågt kondenserar vattenånga i denna lösning så länge vattenångans tryck är större än vattenångtrycket på saltlösningens yta. Det går alltså att kondensera en mättad vattenånga på en saltlösningsyta vid en högre temperatur än vad Mollier-diagrammet för mättad vattenånga anger.

Det blir därför möjligt att värma vattenflödet inuti absorbatorn till en högre temperatur än spillvärmets.

Beroende på begränsningar i de vattenabsorberande salternas löslighet kan man ej göra bättre absorptionslösningar än sådana som vid absorptionspumpens normala arbetstemperaturer ger en temperaturstegring av max 30°C. (Vid arbetstemperaturer över 100°C kan temperaturstegringen vara ca 50°C och kan med rätt mediapar bli ännu högre vid högre temperaturer.)

Saltlösningsflödet på absorbatorns utsida skall vara sådant att markant utspädning orsakad av absorberad vattenånga ej inträffar. I sådant fall uppnås ej den önskade temperaturstegringen.

Den förbrukade absorptionslösningen måste regenereras, dvs befrias från det absorberade vattnet, vilket sker genom indunstning. Lösningen överföres från absorbatorn till regeneratorn där den strömmar utanpå den där befintliga värmeytan. Värmemedium tillfört på värmeytans insida, t ex som ånga, får vatten att avdunsta ur saltlösningen. Den på detta sätt koncentrerade saltlösningen återföres till absorbatorn.



Enstegs absorptionsvärmepump

One step absorption heat pump

Figur 9

Den i regeneratorn tillförda värmemängden (processens primaenergi) återfinnes som kondensationsvärme i kondensorn. Schemat redovisar den vanligaste kopplingen, nämligen att kondensorvärmet användes för att ytterligare höja temperaturen på värmesänkans vatten, i detta fall fjärrvärmevattnet.

Absorptionspumpen i det här beskrivna utförandet har sin begränsning i att temperaturhöjningen sällan blir mer än 30°C. Värmefaktorn torde ligga omkring 1,5 men blir i praktiken något lägre.

Drivmedlet är värme där kostnaden är mindre än hälften av motsvarande elkostnad varför den ur driftkostnadssynpunkt skall kunna konkurrera med en mekanisk värmepump.

Spillvärmetemperaturen bör vara ca 50°C för att med absorptionspumpens hjälp komma upp till 80°C.

Det är möjligt att koppla absorptionsvärmepumpar efter varandra för att uppnå en större temperaturhöjning. Det är dessutom sannolikt att såväl deras värmefaktor kommer att kunna förbättras som att temperaturhöjningen vid vissa applikationer kan bli bättre än i standardfallet.

Absorptionsvärmepumpprincipen medger en del andra intressanta möjligheter för värmeåtervinning och komfortkyla än den konventionella värmepumpen. Skillnaden ligger i den förras möjligheter att behandla luften direkt utan mellanliggande medier eller värmeytor. Detta ligger dock utanför denna presentation.

NÅGRA JÄMFÖRELSER MELLAN NOHEX OCH KONVENTIONELL MEKANISK VÄRMEPUMP SAMT I NÅGON MÅN ABSORPTIONS-VÄRMEPUMPAR

Den första jämförelsen bör ske mellan NOHEX och konventionell VP. Bägge arbetar med mekanisk kompression av arbetsmediet i syfte att åstadkomma ett temperaturlyft. Drivkraften är oftast el - en ädel energiform - som kommer att kosta minst 2,5 ggr värmeenergin. Tillskott i elproduktionskapaciteten utgörs fortfarande till största delen av kondenskraftverk där endast 40 % av den tillförda energin kommer till användning. Först i ett längre perspektiv kan vindkraft, vågkraft, havets temperaturskillnader, solenergi etc få någon större betydelse. På grund av att elsystemet är baserat på "gammal" vattenkraft och än så länge även kärnkraft kan prisrelationen fortfarande hållas lägre än 2,5.

Det är här kanske nödvändigt att påpeka att ett byte av freon mot kolväte även kan tänkas ske i existerande system med konventionella värmeytor. Lämpligt kolväte för att bibehålla kapaciteten kan väljas med hjälp av Figur 8.

Den principiella skillnaden mellan NOHEX och konventionell VP är sättet för värmeöverföring vid förångning och kondensation av arbetsmedium. Medan NOHEX arbetar med medier som är kemiskt stabila i närvaro av vatten - helt bortsett från yttre miljöaspekter - arbetar den konventionella VP med köldmediet avskilt från värmekällans och värmesänkans vätskeströmmar.

Värmeöverföringen i såväl värmepumpen som Rankine cykeln kännetecknas av önskvärdheten att arbeta med små temperaturdifferenser. Driftkostnaderna för uppoffrad drivenergi minskar respektive intäkterna från utvunnet mekaniskt arbete (el) ökar allt eftersom temperaturtappet vid värmeöverföringen kan minskas till ett rimligt pris. En ytförstoring av fasgränsytan för värmeöverföring vid NOHEX-principen kostar praktiskt taget ingenting marginellt.

En förångaryta idag på 10 MW utförd som värmeväxlaryta torde kosta mellan 2 och 3 MSEK. Motsvarande kärl för förångning av ett kolväte vid exempelvis 6-8 bar bör ha ett tvärsnitt av 10-12 m^2 för att inte entrainmentfenomen, dvs medryckning av vätska, skall uppträda. Detta kan motsvara en behållare med 1,5 m diameter och 8 m längd. Vikt ca 6 ton.

Förångarkärlet, som utföres som grovsmide, bör även ha ett lägre kg-pris än värmeväxlaren och sålunda vara väsentligt billigare. Önskar man ytterligare förbättra temperaturförhållandena för värmeväxlaren t ex genom halvering av temperaturdifferensen blir vikten den dubbla för värmeytan. Med NOHEX blir viktökningen ringa, motsvarande ytterligare några styrplåtar i mixern.

På liknande sätt kan kondensorytan ersättas med en strålkondensor - en teknik som ofta kommer till användning i andra sammanhang. Skillnaden i kostnader mellan värmeytan och strålkondensorn är minst lika stor som när det gäller förångaren.

Det kan vara skäl att påpeka här att det krävs vissa ytterligare anordningar för att NOHEX skall fungera klanderfritt. Sålunda måste den butanånga som uppstår i kontakt med ett rent eller smutsigt vatten i förångaren alltid tvättas med flytande butan i en skrubber placerad på förångningskärlet. Härigenom förhindras att vattendroppar innehållande torrsubstans avsätter sig inuti kompressorn. Dessutom erfordras pumpar och regleringsutrustning som medför såväl anläggnings- som driftkostnader.

Vidare bör man räkna med att utgående vatten, såsom i en strålkondensor använt kylvatten, efter en oljeavskiljare alltid bör avgasas i vakuum åtminstone tills dess man vunnit erfarenheter att detta icke behövs.

Noggrann kostnadsjämförelse kan ej utföras med befintligt projekteringsunderlag.

Huruvida en kompressor för ett kolväte måste vara oljefri eller ej vet givetvis naturgaskompressortillverkarna. Frågan har för ett par år sedan diskuterats med Atlas Copco utan att ett säkert svar erhållits. Teoretiskt, utgående från skillnaderna i ångtryck mellan smörjolja och aktuella kolväten skall det gå bra. Man må betänka att en bensinmotor som arbetar med kompression av lätta kolväten ej är oljefri, men det går bra ändå. Frågan kan vara av stor betydelse om man önskar byta arbetsmedium i befintliga värmepumpar.

En väsentlig faktor vid all kompression är sugtrycket, dvs det tryck som föreligger på kompressorns sugsida. Den genomlupna gasvolymen genom en kompressor bestämmer värmepumpens kapacitet. Under det något förenklade resonemanget att alla kompressorer vore volumetriska torde det stå klart att kapaciteten fördubblas vid fördubblat inloppstryck till kompressorn. Däremot spelar valet av köldmedium mindre roll kapacitetsmässigt eftersom molvolymen är konstant liksom även det molära ångbildningsvärmet i första approximationen.

Det har tidigare även visats att de nämnda kolvätena uppvisar väl så goda kompressionsförhållanden som freonerna.

En övergång till kolväten i värmeväxlarytor erbjuder dessutom en god möjlighet att arbeta med blandningar med olika ångtryck. Homologer erbjuder med sina destillationskurvor betydligt bättre möjligheter än andra blandningar att arbeta med värmeupptagning och värmeavgivning vid glidande temperaturer. Detta ligger dock utanför detta utredningsarbete.

Sammanfattningsvis kan sägas att NOHEX i jämförelse med den konventionella värmepumpen innebär ett försök att pressa anläggningskostnader och att förbättra driftekonomin genom att de temperaturfall som alltid finns över en värmeyta eliminerats.

Det känns dessutom angeläget att påpeka att valet av ett vänligare arbetsmedium i avseende på den yttre miljön ej nödvändigtvis medför kostnadsmässiga nackdelar utan tvärtom. Kolväten är ej giftigare än freoner och torde innebära godtagbara risker avseende brand- och explosionsfara etc vid hantering i Ex-skyddad utrustning.

Målet bör vara att i praktiskt experimentellt syfte bygga om några freonvärmepumpar till kolvätebaserade medier. Dessa arbetsmedier kan nämligen även användas vid vanlig värmeväxling i förångare och kondensor.

Att det är angeläget att prova ut alternativa arbetsmedier framgår av Tomas Rydbergs avhandling, vars sammanfattning finns som bilaga. Naturvårdsverkets lägesrapport till regeringen beträffande CFC-avvecklingen, dec 1989, har dessutom styrkt uppfattningen att alternativa arbetsmedier är mycket angelägna.

Den på sid 17 gjorda jämförelsen visar att alternativmedia kan användas utan avskräckande kostnadsökningar beträffande kompressorsutrustningen.

Exempel på två tillämpningar med NOHEX

Möjligheten att arbeta med NOHEX kan innebära fördelar:

- vid starkt förorenade lösningar (skrubbervatten vid rökgasrening, torkgaser i spånskiveindustrin etc)

- vid starkt korroderande lösningar utan flyktiga ämnen

- vid kristallisationsprocesser (oorganiska salter, isfrysning)

- genom att vid större anläggningar och små temperaturdifferenser marginalkostnaden för utökad fasgränsyta i många fall kan vara billigare än värmeyta. Energikostnaden för vattenpumpning etc beröres i beräkningsexemplen.

Här nedan visas i två exempel NOHEX möjligheter.

Fall 1

Vid torkning av spån till spånskivor med förbränningsgaser (ofta 5-10 MW) är temperaturförhållandena ofta sådana att avgående torkgaser innehåller tjäror och trädamm. Varje försök till värmeåtervinning hittills har omöjliggjorts av att värmeytorna mer eller mindre omedelbart försmutsas. Även försök att hålla dessa rena med programmerad tvättning med ytaktiva medel har stupat på att A-tjäran (den hydrofoba delen) ej låter sig avlägsnas på detta sätt.

Praktiska erfarenheter finns däremot av våt rökgasrening i skrubber i syfte att minska utsläppen till atmosfären. Det är endast värmeväxlingen som hittills misslyckats. Med NOHEX borde det finnas goda möjligheter att lyckas även om det krävs ett visst utvecklingsarbete i form av smärre modifikationer baserade på drifterfarenheter.

Fall 2

I områden med kallt klimat där det föreligger brist på värmekällor (vatten med plusgrader) kan man tänka sig isfrysning med NOHEX som en möjlighet. En temperaturstegring på 80°C till fjärrvärmetemperatur ger dålig värmefaktor, ca 2,6. En temperaturstegring till 50°C ger på samma sätt en värmefaktor på knappt 4. En efterföljande absorptionsvärmepump kan höja temperaturen från 50 till 80°C med insats av primavärme som direkt kommer fjärrvärmenätet tillgodo.

För att prestera 1 MW till fjärrvärmenätet skulle överslagsmässigt krävas 0,3 MW primavärme och 0,18 MW el vilken senare bör anses kosta 2,5 ggr så mycket som primavärmen.

Lönsamheten i att offra ca 0,45 + 0,3 MW omräknat som primavärmekostnad för att erhålla 1 MW värme förefaller inte vara den bästa. Tillgängligheten på värmekällan 0-gradigt vatten kan dock finnas på betydligt närmare håll än andra tänkbara värmekällor.

SLUTSATSER

Värmepumpar enligt NOHEX-principen torde i vissa fall över en viss kapacitet kunna ge investeringskostnader av ungefär samma storlek som konventionella värmepumpar med värmeytor, i vissa fall möjligen även lägre. För att kvantifiera krävs bättre projekteringsunderlag.

NOHEX erbjuder dessutom möjligheter till värmeåtervinning ur smutsiga medier liksom även värmeuttag vid isfrysning.

Lönsamheten hos värmepumpar överhuvudtaget bestäms som alltid till största delen av driftkostnden, dvs av värmefaktorn och el- contra värmepriserna.

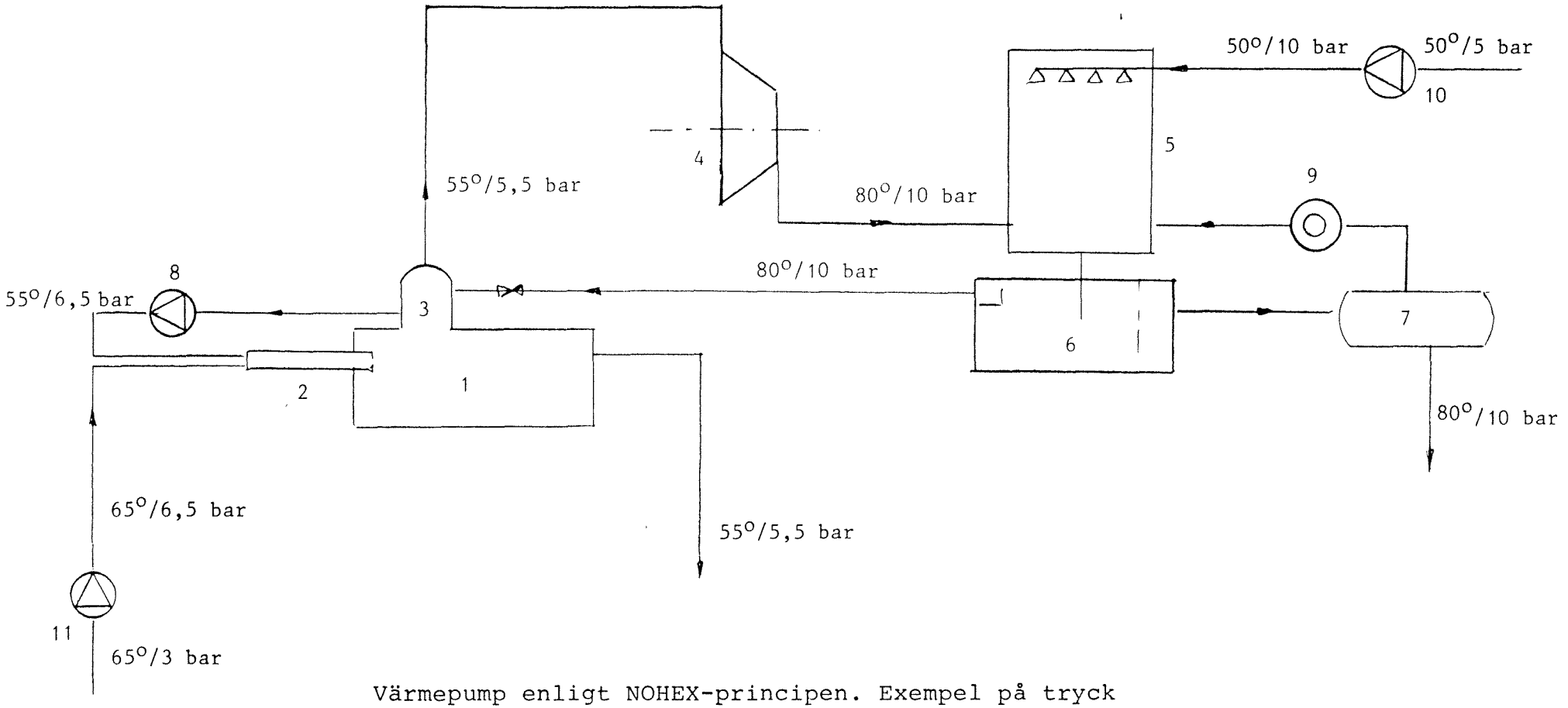
Driftkostnaderna för elenergin till kompressorn blir med NOHEX lägre på grund av mindre temperaturfall än med värmeytor. Denna besparing reduceras av energibehovet för vattenpumpning som kan variera från fall till fall.

NOHEX möjligheter att arbeta utan värmeytor bör ha större ekonomisk betydelse vid Rankine-processer än vid värmepumpprocesser. Här gäller att stora värmeflöden måste passera förångare och kondensor även vid en blygsam elproduktion. Dock gäller även har reservationer att pumparbetet starkt påverkar nettoutbytet.

Då NOHEX kräver andra arbetsmedier (ej freoner) för att kunna arbeta i direkt kontakt med vatten har det varit viktigt att fastlägga att kompressionsförhållanden t ex för vissa kolväten är väl så goda som för freoner. Detta kan även möjliggöra utbyte av freon mot lämpligt kolväte i konventionella värmepumpar med värmeytor i befintliga anläggningar som dock måste Ex-skyddas.

Inre miljöpåverkan beträffande toxicitet etc kan anses vara densamma för bägge. Risken vid hantering av brännbara kolväten innebär en viss komplikation i NOHEX-processen, men bör vid rätt utförd Ex-skyddad anläggning kunna begränsas till acceptabel nivå.

Absorptionsvärmepumpens möjligheter kommer starkt vid stigande elpriser, våt rökgasreing och bättre spillvärmeutnyttjande. Det finns anledning att tro att teknikutveckling och nya mediapar kommer att öka den möjliga temperaturstegringen. I många installationer kan absorptionsvärmepumpar i flera steg vara attraktiva.



Värmepump enligt NOHEX-principen. Exempel på tryck och temperaturer för n-butan se sid 27-29.

Heat pump according to the NOHEX principle. Pressures and temperatures for n-butane, see pages 27-29.

Figur 10

DEL 2

EXEMPEL PÅ ENERGIÅTERVINNINGSMÖJLIGHETER MED VÄRMEPUMP ENLIGT NOHEX. GROV FÖRPROJEKTERING. 2 MW FJÄRRVÄRME

Antagna förutsättningar (Se även Figur 10)

Värmesänkan	
Fjärrvärmebehov	2 MW
Drifttid	6500 h/år
Vattentemperatur	80 °C
Returvattentemperatur	50 °C
Systemtryck före kondensorn	5 bar
Värmekällan	
Skrubbervatten	
till förångaren	65 °C
från förångaren	55 °C
Systemtryck före förångaren	3 bar

Beräkningsexempel

2 MW hos värmesänkan ger	
Vattenflöde	57 t/h
Temperaturhöjning	30 °C
Arbetsmedium n-butan	
Kondensortryck vid 80°C (kondensortryck vid 85°C	ca 10 bar 12 bar)
Mängd till kondensorn	ca 30 t/h
Expansionsånga (n-butan) vid trycksänkning från 10 till 5,5 bar	ca 6 t/h

Värmekällan

Skrubbervattentemperatur till förångare	65 °C
- " - från -"-	55 °C
Skrubbervattenmängd	170 t/h

Om kondenseringstemperatur 80°C och förångartemperatur 55°C blir $ø_C$ 13,1, i praktiken ca 8, och elförbrukningen ca 0,22 MW

Om ytterligare av värmeytor orsakade temperaturdifferenser förelegat i förångaren och kondensorn på sammanlagt 7°C blir elbehovet 0,28 MW

Kompressordriften kan alltså kräva 60 kW mindre vid NOHEX. Pumpeffekten beräknad enligt uppgifter i apparatlistan nedan kan öka med 40-50 kW. (Även i en konventionell värmepump krävs energi för vattenpumpning.)

Försäljningsvärdet för 2 MW värme under 6500 h à 130 kr/MWh 1,7 MSEK

Apparatlista

En NOHEX värmepump enligt schema, figur 10, omfattar följande huvuddelar:

1. Förångare för ca 2 MW, 8,5 bar, 65°C n-butan, ca 24 t/h, ø 2 m, längd 8 m

2. Mixer för ca 24 t/h n-butan och ca 175 t/h vatten, ø 250 mm, ca 30 steg

3. Kolonn ø 1,6 m, höjd 2,5 m

4. Kompressor för 30 t/h n-butanånga, mättad, från 8,5 bar till 15 bar

5. Strålkondensor för kondensering av 30 t/h n-butanånga av 80°C med hjälp av fjärrvärmevatten som värms från 50°C till 80°C.

6. Skiljekärl för gravimetrisk separering av ca 60 t/h vatten av 80°C från ca 30 t/h n-butan av 80°C. Arbetstryck 10 bar. Vattenhalt i flytande n-butan ca 50 ppm. n-butanrest i utgående vatten 5 ppm.

7. Vakuumavgasare ca 4 m^3.

8. n-butanpump ca 25 t/h från 5,5 till 6,5 bar.

9. Vakuumpump för 10 kg/h n-butanånga/vattenånga.

10. Pump för vatten till kondensorn 7, 57 t/h, $\triangle H$ = 50 mvp (10 kW).

11. Pump för vatten till förångaren, 190 t/h, $\triangle H$ = 35 mvp (30 kW).

Utrymmesbehov

En byggnad med basytan 10 x 12 m och höjden 6 m om vakuumavgasning ej behöver tillämpas. (Enligt teoretiska beräkningar bl a på ytspänningen hos emulgerade droppar skall dessa ej kunna existera vid de aktuella temperaturerna.)

Kostnadsuppskattning

Av den kompletta värmepumpinstallationen påverkas vid byte av arbetsmedium

- kompressorkostnaden
- kostnaden för värmeöverföring
- vattenpumpkostnaden.

Uppskattningsvis är anskaffningskostnaderna för ett system enligt NOHEX och en konventionell värmepump ungefär desamma vid kapaciteter runt 2 MW. Bedömningen görs med förutsättningen att minst 10 NOHEX-anläggningar redan levererats så att design och komponentval finslipats. Vid större kapaciteter och där svåra igensättningar etc hotar värmeytorna kan däremot NOHEX medföra fördelar i vissa fall.

Andra alternativ för det valda exemplet

NOHEX kan vara ett tekniskt alternativ till den konventionella värmepumpen i detta fall med fördelaktiga temperaturförhållanden och goda värmefaktorer.

Kvaliteten på skrubbervattnet är inte definierad. Vid starkt försmutsat och framför allt gipshaltigt vatten kan värmeöverföring utan värmeytor vara fördelaktig.

En absorptionsvärmepump är ett annat intressant alternativ vid de temperaturförhållanden som är för handen. För det första finns anledning att förmoda att skrubbervattnet kommer från en förbränningsanläggning och för det andra kan regenereringen av absorptionsvätskan under nästan alla omständigheter anses ske med energy cascading. Detta innebär att det primavärme som passerar regenereringen vidarebefordras till fjärrvärmenätet. Har detta dessutom alltid eller periodiskt en primavärmetillförsel blir energikostnaden för regenereringen ingen eller ringa.

Det bör dock påpekas att absorptionsvärmepumpens förångaryta är lika känslig för försmutsningar som den konventionella värmepumpens.

EXEMPEL PÅ ENERGIÅTERVINNINGSMÖJLIGHETER MED RANKINE CYKEL MED NOHEX. GROV FÖRPROJEKTERING. 2 MW EL

Antagna förutsättningar (Se även Figur 11)

Elproduktion	2 MW
Drifttid	8000 h/år
Värmekällan är skrubbervatten, systemtryck	3 bar
temperatur till förångaren	65 °C
- " - från förångaren	55 °C
temperatur kylvatten in	10 °C
- " - kylvatten ut	15 °C

Approximativa värmemängder fås ur:

$$\varnothing_R = \frac{55 - 15}{273 + 55} \times 0,6 = 0,073$$

Vid 2 MW skall förångarens belastning vara 28 MW och kondensorns belastning 26 MW.

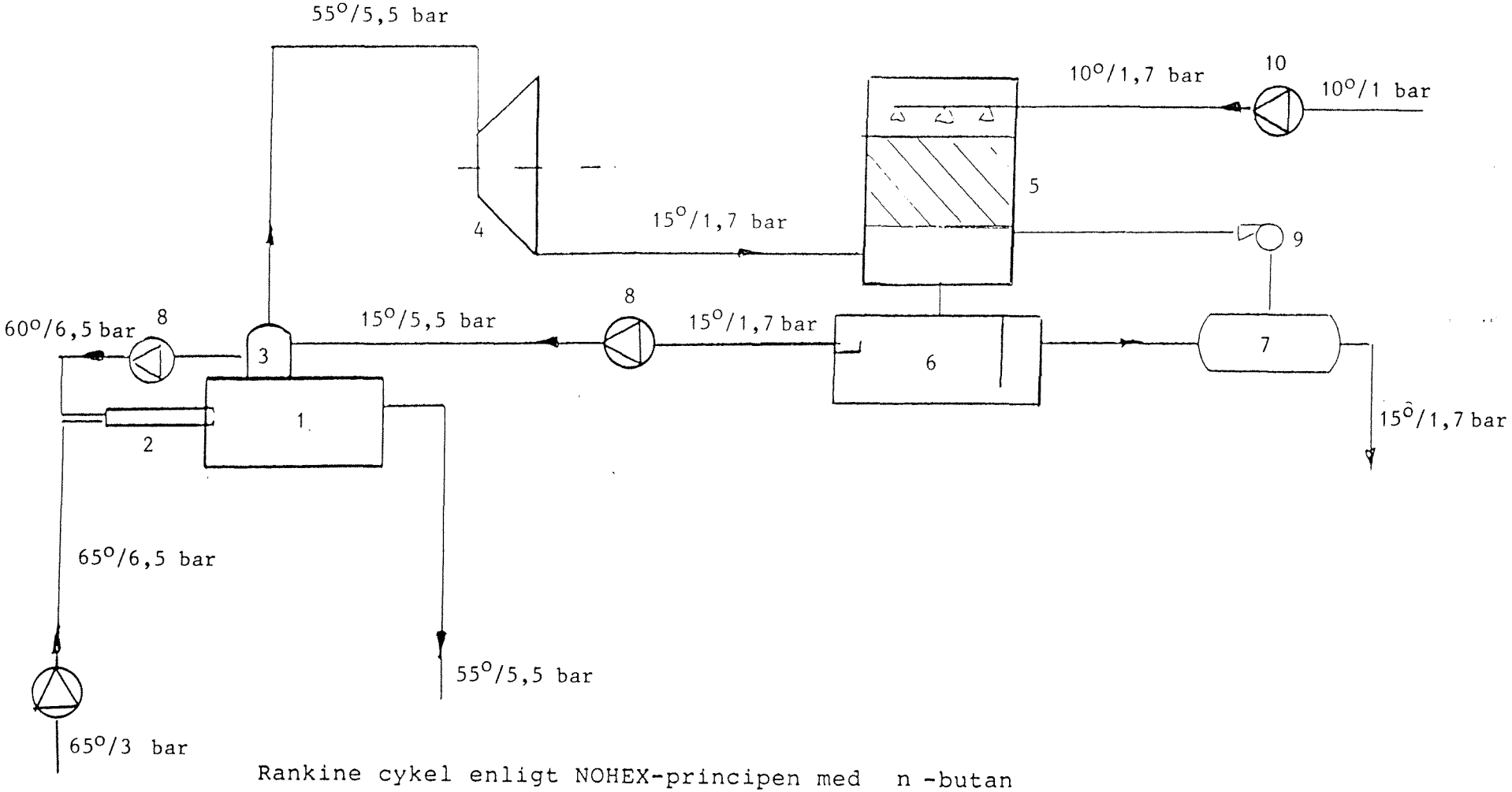
Skrubbervattenmängd	2400 t/h
Kylvattenmängd	4500 t/h

Arbetsmedium blir även i detta fall n-butan för att hålla nere effekten för vattenpumpningen.

n-butanmängden genom turbinen har skattats till	375 t/h
tryck före turbinen	5,5 bar
tryck efter turbinen	1,7 bar

Förvärmning av "matarvattnet", dvs n-butanströmmen in i förångaren bör kunna göras mot en ytterligare mängd skrubbervatten eller med den befintliga från 60°C och nedåt.

Elproduktion brutto, 2 MW. Om 600 kW krävs för pumpning återstår 1,4 MW. Värdet under 8000 h/år vid SEK 250/MWh blir 2,8 MSEK



Rankine cykel enligt NOHEX-principen med n -butan

Rankine cycle according to the NOHEX principle using n -butane.
Temperatures and pressures from pages 31-33.

Figur 11

Alternativt skall värmeytor för 28 + 26 MW och små temperaturdifferenser beräknas med hänsyn till att med värmeytor en 5-gradig minskning av det tillgängliga temperaturfallet genom turbinen minskar elproduktionen enligt:

$$\varnothing_R = \frac{35}{273 + 57,5} \times 0,6 = 0,0635$$

Elproduktionen sjunker till 87 % av tidigare beräknade 2 MW. Med oförändrat avdrag för pumpenergin ändras den årliga inkomsten därmed till 2,28 MSEK. Dessutom måste frånvaron av ca 8000 m^2 värmeytor erbjuda lägre investeringskostnader.

Enligt gängse överslagsmässiga ekonomiska bedömningar utgående enbart från intäkten skulle NOHEX-anläggningen få vara 1,5 - 2 MSEK dyrare för att ändå ge samma räntabilitet.

Huruvida en Rankine cykel kan vara lönsam med ovan givna förutsättningar kan först bedömas efter en lokalanknuten, mer detaljerad projektering. Det kan dock vara anledning att påpeka att lokaliseringen och avståndet till såväl spillvärme som kylvatten kan vara avgörande.

T ex ett pappersbruk om 200 000 - 300 000 årston bör lämna spillvärme motsvarande vad som angivits i exemplet.

Apparatlista

1. Förångare för ca 28 MW, 5,5 bar n-butan motsvarande ca 375 t/h, ca 80 m^3, ca ø 3 m.

2. Mixer för ca 375 t/h n-butan och ca 2400 t/h vatten, ø 0,7 m troligen.

3. Kolonn ø 3 m, höjd 4 m.

4. Turbin för expansion av n-butan från 5,5 till 1,7 bar.

5. Strålkondensor för kondensering av 375 t/h n-butan vid 1,7 bar mot kylvatten som värms från 10°C till 15°C. ø ca 5 m, höjd ca 18 m.

6. Skiljekärl för gravimetrisk separering av 4500 t/h vatten och 375 t/h n-butan vid 1,7 bar. Dimensioneringsunderlag saknas. Lamellseparator bör vara den tekniska principlösningen.

7. Vakuumavgasare ca 50 m^3.

8. 2 pumpar för n-butan, 375 t/h, 70 + 20 kW.

9. Vakuumpump för ca 400 kg/h n-butanånga från 0,2 till 1,7 bar.

10. Pump för vatten till kondensorn, H = 7 m, Q = 4500 m^3/h (250 kW).

11. Pump för vatten till förångaren, H = 35 m, Q = 2400 m^3/h (270 kW).

Utrymmesbehov

Anläggningen lokaliseras utomhus med undantag för turbinrum och manöverrum. Troligt markbehov 1000 m^2 + säkerhetsavstånd som för gasol.

Kostnadsuppskattning

En kostnadsuppskattning är omöjlig att göra utan bättre projekteringsunderlag. Turbinen är, beroende på vilket tryck, dvs vilket kolväte, som väljs ej den dominerande kostnaden i sammanhanget, skiljekärlet förmodligen den största.

Solna, maj 1990

AIB Anläggningsteknik AB

Ragnar Werner

Lars-Gunnar Hellman

Utdrag ur: Rydberg, Tomas, "Lättflyktiga halokarboner - miljöeffekter och ersättningsalternativ i industriella processer och produkter"

Sammanfattning

Miljöeffekter av halokarboner och ersättningsalternativ till halokarboner i industriella produkter och processer har studerats. Lättflyktiga halokarboner, vanligen klorerade metaner och etaner/etener, används i stor omfattning inom industrin, både som processkemikalier och som lösningsmedel. Halokarboner ingår även i många produkter, såväl inom industrin som i konsumentprodukter.

Världsproduktionen av halokarboner för användning som lösningsmedel, jäsmedel, drivgas och liknande är ca 3 milj ton/år. Så gott som hela denna mängd kan förr eller senare förväntas komma ut i atmosfären.

Halokarboner har många negativa hälso- och miljöeffekter. Ämnen med lång uppehållstid i atmosfären, idag främst CFC-föreningar, haloner, koltetraklorid och 1,1,1-trikloretan bidrar till växthuseffekten och nedbrytningen av ozonskiktet i stratosfären. Minskningen av ozonskiktet medför ökad ultraviolett strålning vid markytan och i havens övre skikt, vilket påverkar bl a plankton i polarhaven negativt.

Vid oxidation av halokarboner i atmosfären bildas främst koldioxid, vatten och halogenvätesyra. Skadliga mellanprodukter kan bildas, t ex triklorättiksyra, som är ett välkänt växtgift.

Halokarbonernas goda fettlösande förmåga gör att de ansamlas i lipofila växtdelar (t ex vaxskikt på barr) och fettrika vävnader på djur och människa. Vid biotransformationen kan skadliga mellanprodukter bildas.

Bland annat koltetraklorid, kloroform, vinylklorid, etylendiklorid, etylendibromid, epiklorhydrin och metyljodid är idag klassade som cancerframkallande i arbetsmiljön i Sverige.

De många allvarliga hälso- och miljöeffekterna av halokarboner och det ökade miljömedvetandet kommer sannolikt att medföra en avsevärt minskad användning av halokarboner. För vissa föreningar (CFC) är en avveckling redan beslutad och för andra (t ex 1,1,1-trikloretan) är ett avvecklingsbeslut troligen nära förestående.

Halokarboner används i olika processer, inte minst för att de är brandsäkra. Utveckling av brandskyddad utrustning, bland annat genom inert-gas-system, kommer att medge att vissa brandfarliga, men mindre hälso- och miljöfarliga lösningsmedel används i stället för halokarboner.

Om möjligt bör man eftersträva att övergå till vatten-baserade produkter eller lösningsmedelsfria system.

Halokarboner kan idag ersättas i de flesta processer och produkter med alternativ som är mindre hälso- och miljöfarliga.

Bibliography

1. International Union of Pure and Applied Chemistry, Commission on Nomenclature of Organic Chemistry, *1957 Definitive Rules for Nomenclature of Organic Chemistry*, Butterworths, London, 1958; *J. Am. Chem. Soc.*, 82, 5545 (1960).
2. Chemical Abstracts Service, *The Naming and Indexing of Chemical Compounds by Chemical Abstracts*, (reprinted from *Chem. Abstr.* 56, 1R (1962)); rev. ed., Chemical Abstracts Service, Columbus, O.
3. M. B. Epstein and F. D. Rossini, "Naming of *Cis* and *Trans* Isomers of Hydrocarbons containing Olefin Double Bonds," *Chem. Eng. News*, 26, 2959 (1948).
4. M. B. Epstein and F. D. Rossini, "Note on the Naming of Geometric Isomers of Polyalkyl Monocycloalkanes," rev., *Am. Petrol. Inst. Res. Proj. 44 at the Natl. Bur. Std.*, June 1949.
5. A. M. Patterson, L. T. Capell, and D. F. Walker, *The Ring Index*, 2nd ed., and its supplements, American Chemical Society, Washington, D.C., 1960.
6. M. B. Epstein and F. D. Rossini, "The Naming of Geometric Isomers of Polyalkyl Monocycloalkanes," *Chem. Eng. News* 28, 1842 (1950).

KURT L. LOENING
Chemical Abstracts Service

TOXICITY

Aliphatic hydrocarbons 293
Saturated alicyclic hydrocarbons 294
Unsaturated hydrocarbons 296
Aromatic hydrocarbons 298
Mixtures of hydrocarbons 304
Bibliography 306

Aliphatic Hydrocarbons

The first two members of the series, methane and ethane, are pharmacologically "inert," belonging to a group of gases called "simple asphyxiants." These gases can be tolerated in high concentrations in inspired air without producing systemic effects. If the concentration is high enough to dilute or exclude the oxygen normally present in the air, effects produced will be due to oxygen deprivation or asphyxia.

Pharmacologically, the hydrocarbons above ethane can be grouped with the general anesthetics in the large class known as the central nervous system depressants, which includes such well-known chemicals as ethyl alcohol, diethyl ether, and acetone. The vapors of these hydrocarbons are mildly irritating to mucous membranes, the irritation increasing in intensity from pentane to octane.

In dealing with such vapors, it is customary to speak of the *threshold limit*, which is the concentration that is safe for a normal, healthy worker to breathe 8 hr per day, 5 days per week for an indefinite period of time.

The liquid paraffin hydrocarbons are fat solvents and primary skin irritants. Repeated or prolonged skin contact will dry and defat the skin, resulting in irritation and dermatitis. Direct contact of liquid hydrocarbons with lung tissue (aspiration) will result in chemical pneumonitis, pulmonary edema, and hemorrhage.

Methane (qv), CH_4. Methane has no appreciable physiological action except when it lowers the partial pressure of oxygen in the air enough to cause systemic effects due to oxygen deprivation. It has no warning odor. The chief danger in the coal mining industry is explosion hazard. However, because of its low density, methane may accumulate in the upper strata of poorly ventilated areas to produce an asphyxiating atmosphere.

Ethane (qv), C_2H_6. No systemic effects are produced by breathing an atmosphere containing ethane in concentrations below 50,000 ppm (5%).

Propane (qv), C_3H_8. Brief exposures to 10,000 ppm (1%) cause no symptoms in man. Odor is not detectable below 20,000 ppm (2%). A concentration of 100,000 ppm (10%) is not noticeably irritating to the eyes, nose, or respiratory tract, but will produce slight dizziness in a few minutes.

Butanes (qv), C_4H_{10}. With butane, and with higher hydrocarbons, there is a possibility of branched- as well as straight-chain hydrocarbons. In toxicity, the branched-chain hydrocarbons are, in general, more toxic than the straight-chain hydrocarbons with the same total number of carbon atoms. A 10-min exposure to 10,000-ppm (1%) butane gas results in drowsiness but no other evidence of systemic effect. The odor of butane is not detectable below a concentration of 5000 ppm (0.5%).

Pentanes (qv), C_5H_{12}. Pentane is the lowest member of the series that is a liquid at room temperature and pressure. It causes narcosis in 5–60 min at a concentration range of 90,000–120,000 ppm (9–12%) in air (1). Only a narrow margin exists between the concentrations which cause narcosis and death in mice. In human studies, a 10-min exposure to 5000 ppm (0.5%) does not cause mucous membrane irritation or other symptoms. The odor of pentane at this concentration is readily detectable. The threshold limit for pentane is 1000 ppm.

Hexanes (qv), C_6H_{14}. Hexane is three times more toxic to mice than pentane (1). Narcosis is produced in mice at concentrations of approximately 30,000 ppm (3%); convulsions and death resulted from exposure of equal duration at 35,000–40,000 ppm (3.5–4%). In man, 2000 ppm (0.2%) hexane produced no symptoms during a 10-min exposure, whereas 5000 ppm (0.5%) caused dizziness and a sensation of giddiness (2). The threshold limit for hexane is 500 ppm.

Heptanes, C_7H_{16}. Heptane, in concentrations of 10,000–15,000 ppm (1–1.5%), produces narcosis in mice within 30–60 min (1). At higher concentrations, 15,000–20,000 ppm (1.5–2%), a 30- to 60-min exposure caused convulsions and death in mice. Slight vertigo developed in men exposed for 6 min to 1000 ppm (0.1%) and for 4 min to 2000 ppm (0.2%) (2). A 4-min exposure to 5000 ppm (0.5%) heptane caused marked vertigo, inability to walk a straight line, hilarity, and incoordination. It is significant that these signs and symptoms of systemic effects were produced in the absence of evidence or complaints of mucous membrane irritation. A 15-min exposure to heptane at this concentration produced a state of intoxication characterized by uncontrolled hilarity in some individuals and in others produced a stupor lasting for 30 min after the exposure. These symptoms were frequently intensified or first noticed at the moment of entry into an uncontaminated atmosphere. These individuals also complained of loss of appetite, slight nausea, and a taste resembling gasoline for several hours after exposure to heptane. The threshold limit for heptane is 500 ppm.

Octanes, C_8H_{18}. Octane in concentrations of 6600–13,700 ppm (0.66–1.37%) caused narcosis in mice within 30–90 min. No deaths or convulsions resulted from these exposures to concentrations below 13,700 ppm (1.37%). The threshold limit for octane is 500 ppm.

Saturated Alicyclic Hydrocarbons

Toxicologically, as well as chemically, the saturated alicyclic hydrocarbons resemble the open-chain aliphatic hydrocarbons. In general, they are anesthetics and central nervous system depressants with a relatively low order of acute toxicity.

They do not tend to accumulate in body tissues, so that cumulative toxicity from repeated exposure to low-atmospheric concentrations is improbable. An overwhelming, acute exposure resulting in prolonged unconsciousness and anoxia, and convulsions may result in central nervous system sequelae. This has also been described following exposure to volatile aliphatic hydrocarbons.

The liquid alicyclic hydrocarbons will dehydrate and delipidize the skin on repeated or prolonged contact and cause dermatitis. Direct contact of liquid alicyclic hydrocarbons with lung tissue (aspiration) will cause pulmonary edema, pneumonitis, and hemorrhage. The vapors in sufficient concentrations will cause irritation of the mucous membranes. The atmospheric concentrations eliciting these responses vary with the specific hydrocarbon. There is no evidence that the alicyclic hydrocarbons are specific blood-forming-tissue toxicants.

Cyclohexane (qv). The minimum lethal oral dose of cyclohexane for rabbits is 5.5–6 g/kg of body weight (3). Additional acute inhalation toxicity data are summarized in Table 1 (4).

Table 1. Comparative Effects of a Single Exposure to 18,000 ppm (1.8%) Cyclohexane Vapor in Air

	Effect produced, in min		
Animal	Trembling	Disturbed equilibrium	Complete recumbency
mouse	5	15	25
guinea pig	slight		
rabbit	6	15	30
cat		11	18–25

Rabbits exposed 8 hr per day, 5 days per week for 26 weeks, to 434 ppm (0.043%) cyclohexane showed no evidence of ill effects during or after exposure and there was no indication of gross or microscopic injury to the tissues in these animals (3).

Cyclohexane is absorbed by inhalation. A small fraction is exhaled and a portion is excreted in the urine unchanged, but most of the cyclohexane that gets into the blood is metabolized and excreted in the urine in the form of glucuronides and ethereal sulfates. The threshold limit for cyclohexane has been established at 400 ppm. Cyclohexane has a bland odor compared to those of aromatic hydrocarbons. A concentration of 300 ppm is detectable by odor and is somewhat irritating to the eyes and mucous membranes.

Decahydronaphthalene. Dermatitis has been reported, but no serious systemic poisoning, in painters working with decahydronaphthalene (3).

Three guinea pigs were exposed by Cardani (5) to vapors of decahydronaphthalene at a concentration of 319 ppm (1.8 mg/liter) for 8 hr per day. One died after 1 day, the second after 21 days, and the third after 23 days of exposure. On gross and microscopic examination of the tissues of these animals, the principal positive pathological findings were lung congestion and kidney and liver injury. No significant deviations were found in the peripheral blood. Guinea pigs died in 10 days following two daily applications of decahydronaphthalene to 6 cm^2 of shaved skin. Tissue injury was the same as described following inhalation of decahydronaphthalene vapors.

Decahydronaphthalene is metabolized and excreted in the urine, conjugated with glucuronic acid. The urine of guinea pigs dosed orally with decahydronaphthalene has

a brownish-green color. This color was not found in guinea pigs exposed to decahydronaphthalene by inhalation or by percutaneous administration. Colored urine has been reported in workers exposed to a mixture of decahydronaphthalene and tetrahydronaphthalene. The threshold limit has not been established for decahydronaphthalene. Quantitative studies on the relationship of air concentrations of decahydronaphthalene and odor intensity and mucous membrane irritation have not been published. Qualitatively, the odor resembles that of tetrahydronaphthalene.

Unsaturated Hydrocarbons

The lower members of the olefin series (ethylene, propylene, butylenes), the diolefins, and acetylene are simple asphyxiants or weak anesthetics. Ethylene and propylene induce surgical anesthesia when used at a concentration of 60% or more. Anesthetic potency increases with increased chain length in the ethylene series. Pentylene, a liquid at room temperature, has also been used for surgical anesthesia. Propylene trimer (C_9H_{18}), propylene tetramer ($C_{12}H_{24}$) (see Propylene), diisobutylene (C_8H_{16}), and triisobutylene ($C_{12}H_{24}$) (see Vol. 3, pp. 855–857) are not sufficiently volatile to warrant serious consideration as vapor hazards at room temperature unless confined to a tank or other enclosure where vapor-saturated air is encountered.

Ethylene (qv), $CH_2{=}CH_2$. Ethylene (ethene) has been used as an anesthetic at concentrations of 75–90% in oxygen. The hazards in the industrial use of ethylene are flammability and the possibility of causing asphyxia by lowering the oxygen content of the working atmosphere. Its limit in workroom air should not exceed 5500 ppm, which is 20% of the lower flammable limit. The threshold limit for ethylene has not been established.

Propylene (qv), $CH_3CH{=}CH_2$. Propylene (propene, methylethylene) in its pharmacological properties resembles ethylene, and it also has been used as an anesthetic. The flammable range is 2.00–11.10% by vol in air. The suggested maximum permissible limit is 4000 ppm, one-fifth of the lower flammable limit. The threshold limit has not been established.

Butylenes (qv): *1-Butene*, $CH_3CH_2CH{=}CH_2$ (α-butylene); *2-Butene*, $CH_3CH{=}CHCH_3$ (β-butylene); *Isobutylene*, $CH_3C(CH_3)CH_2$ (2-methylpropene). The butylene isomers are similar in their pharmacological activity as asphyxiants and weak anesthetics. They are about 4.5 times as toxic as ethylene. Unless encountered in sufficient concentrations to cause asphyxia, these olefins do not appear to warrant serious consideration for their effects on the health of workmen exposed to low concentrations for prolonged periods or to higher concentrations for relatively short periods of time. The flammable range of 1-butene is 1.98–9.65% by vol in air. This places the maximum permissible concentration for workroom atmospheres at 4000 ppm on the basis of flammability. The threshold limit for the butylenes has not been established.

1,3-Butadiene (qv), $CH_2{=}CH{-}CH{=}CH_2$. In high concentrations, 1,3-butadiene is an anesthetic that can cause respiratory paralysis and death. Rabbits exposed to concentrations ranging from 200,000 to 250,000 ppm once a day for 15–21 days had no deleterious effect from these exposures. During the actual inhalation of these high concentrations of the hydrocarbon, the animals were lightly anesthetized, there was a loss of the pupillary reflex, and noisy breathing and rales were noted. Two human volunteers breathed 8000 ppm for 8 hr with no effects other than slight irritation of the eyes and upper respiratory tract. No cases of serious illness arising from its industrial

Mixtures of Hydrocarbons

The physiological response resulting from exposure to hydrocarbon mixtures can be estimated from their composition and the information given above for the specific hydrocarbons. Similarly, an approximation can be made for the permissible atmospheric concentration on the basis of the flammability and the threshold limits of the individual components in these mixtures.

Gasoline (qv). Gasoline is undoubtedly the most extensively used hydrocarbon mixture. It is a complex mixture of hydrocarbons containing a small proportion of nonhydrocarbon additives (antiknock agents, antioxidants, rust inhibitors, dyes etc). The revolution in the method of gasoline manufacture in recent years has been accompanied by changes in hydrocarbon composition. High-quality gasoline today consists of highly branched paraffins ("alkylate"), branched and internally unsaturated cyclic olefins, and aromatics, boiling over a range from below 100°F to somewhat over 400°F. Widely varying amounts of individual constituents are contained in typical gasoline blends, depending on such factors as the origin of the blending streams, seasonal requirements, and intended use. What follows refers to the toxicity of the hydrocarbons in gasoline, without regard to the lead-containing antiknock compound (see Lead compounds).

Table 4. Human Response to Gasoline Vapor (Unleaded) Distilling Below 230°F

Concentration, ppm	Exposure time	Response
550	1 hr	no effects
900	1 hr	slight dizziness and irritation of eyes, nose, throat
2000	1 hr	dizziness, mucous membrane irritation, anesthesia
10,000	10 min	nose and throat irritation in 2 min, dizziness in 4 min, signs of intoxication in 4–10 min

The changes in the hydrocarbon composition of gasoline have not significantly altered its basic pharmacology and toxicology. An acute exposure to gasoline vapors will elicit the symptoms and signs of intoxication described for exposure to heptane. The atmospheric concentrations and the duration of exposure to elicit these responses will differ with the composition of the gasoline. The concentrations of gasoline hydrocarbons that cause mucous membrane irritation will vary with the degree of branching of the paraffins and the content of alkyl derivatives of benzene and olefins. The foregoing does not apply to gasolines that contain a significant concentration of benzene, which appears to be unique among hydrocarbons in its effect on blood-forming tissue (see under Aromatic hydrocarbons, p. 298).

The relationship between air concentrations of the volatile fraction (distilling below 230°F) of unleaded straight-run gasoline and response in man is summarized in Table 4 (29). Massive or overwhelming exposure may cause sudden collapse, coma, and death. In fatal cases there is usually some blood vessel damage, with small hemorrhages into the body organs. Bronchitis, pulmonary edema, and cellular damage of the kidneys, liver, and spleen have been described (30).

10. Lagar, föreskrifter och normer

Ett naturgassystem kan ses som en sammanhängande teknisk enhet, bestående av olika delsystem och komponenter. Verksamheten omges av ett regelverk bestående av bindande föreskrifter och allmänna råd. Bestämmelserna omfattar i huvudsak planfrågor, teknisk utformning samt frågor om miljö och säkerhet. De två första avdelningarna hänför sig dels till systemtryck över 4 bar ö, dels till systemtryck under 4 bar ö. I den sista avdelningen återfinns bestämmelser om arbetsmiljö, emissioner, beredskapslagring, räddningstjänst och fastbränslekrav. Utrustning och installationer ges dels gastekniskt typgodkännande dels systemgodkännande av Svenska Gasföreningen.

10.1 Allmänt

Ett naturgassystem är i sin vidaste bemärkelse en sammanhängande teknisk enhet, ända ifrån utvinningsplatsen till mynningen på en förbrukningsanläggnings avgasrör. För Sveriges del är för närvarande dock mottagningsstationen i Klagshamn systemets startpunkt.

Detta system består av delsystem och komponenter vilka sinsemellan uppvisar stora olikheter, exempelvis:

- Naturgasens tryck varierar från 80 bar till ett fåtal millibar.
- Ledningarnas diametrar varierar från 600 mm till något tiotal mm.
- Materialet i ledningarna är stål eller polyetenplast.
- Delar av systemet ligger i privata bostäder eller industrier, andra delar ligger i jord- och skogsbruksmark eller på allmän plats i tätorternas detaljplanerade områden.

Det är uppenbart, att ett sådant system kommer att beröras av ett stort antal lagar, föreskrifter och normer. Vissa av dessa har funnits innan naturgas blev aktuellt för Sverige och har automatiskt även blivit giltiga för naturgassystem. Andra åter har anpassats eller kompletterats för naturgas. En tredje kategori är de föreskrifter och normer som har tillkommit enbart eller i första hand för naturgassystem. En förteckning över dessa återfinns i kapitel 13.5.

Inledningsvis erinras om att:

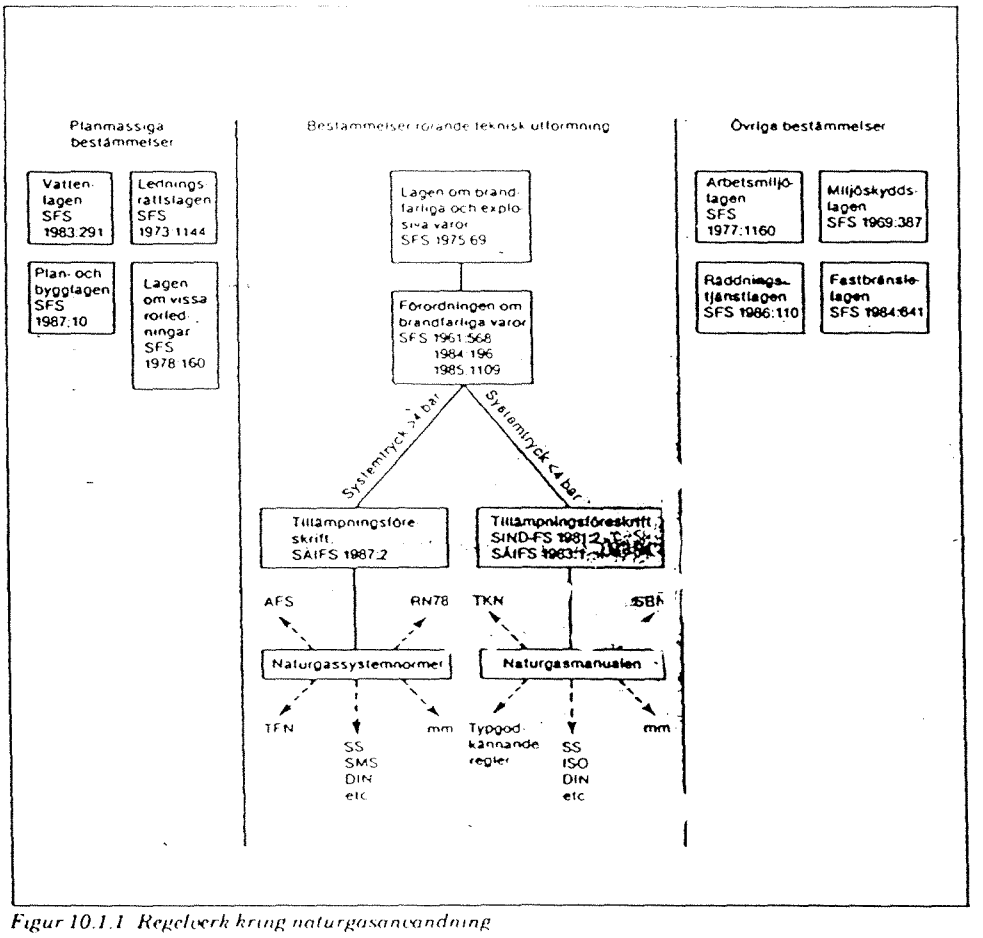
- **lagar** stiftas av riksdagen
- **förordningar** utfärdas av regeringen

Lagar och förordningar är oftast ganska allmänt hållna. Därför ger regeringen uppdrag till en s k föreskrivande myndighet att meddela:

- föreskrifter
- allmänna råd

Föreskrifter är bindande; den som ej följer dem kan straffas av allmän domstol. Allmänna råd (som ibland kallas kommentarer) är ej bindande utan tjänar endast som vägledning om hur kraven i en föreskrift kan uppfyllas.

Ett försök att åskådliggöra det regelverk som omger naturgassystemet visas i figur 10.1.1



Figur 10.1.1 Regelverk kring naturgasanvändning

De delar av det svenska naturgasnätet vari systemtrycket är högre än 4 bar ö benämns högtryckssystem. För dessa ledningar finns såväl bestämmelser om den rent tekniska utformningen som bestämmelser av samhällsplaneringskaraktär. De planmässiga bestämmelserna behandlas nedan i kapitel 10.2 medan de tekniska behandlas i kapitel 10.3. Bestämmelser för distributionssyste-

met (systemtryck under 4 bar ö) redovisas i kapitel 10.3 med extra tonvikt på installationer.

10.2 Planmässiga bestämmelser

10.2.1 Systemtryck över 4 bar ö

För att få bygga och begagna en gasledning med systemtryck över 4 bar ö och mer än två mil lång, måste ledningsägaren ha koncession (tillstånd) enligt **rörledningslagen**. Samhället har genom denna lag givits möjlighet att pröva tillkomsten och sträckningen av mer omfattande rörledningar.

Koncession enligt rörledningslagen innebär att ledningsprojektet får genomföras under förutsättning att vissa villkor uppfylls. Dessa villkor syftar till att tillgodose såväl allmänna intressen som markägarintressen.

Ansökan om koncession inges till Statens energiverk. Ansökningshandlingarna omfattar bland annat huvudsaklig ledningssträckning, teknisk beskrivning och redovisning av vilka fastigheter som berörs. Under remissbehandlingen bereds olika berörda parter (markägare, myndigheter m fl) tillfälle att yttra sig över ansökan. Olika lagar kommer därvid att beaktas. Brandmyndigheter prövar exempelvis om krav i **brandlagen** kan uppfyllas. På liknande sätt beaktas exempelvis **plan- och bygglagen, miljöskyddslagen** och **arbetsmiljölagen**. Efter remissbehandling yttrar sig Statens energiverk i ärendet till regeringen som fattar beslut.

Beviljad koncession ger i sig inte rätt att använda den mark som behövs för att bygga gasledningen. För markåtkomsten använder man sig av frivilliga markupplåtelseavtal och ledningsrätt enligt **ledningsrättslagen**. Ledningsrätt erhålls genom ett förrättningsförfarande som ombesörjs av lantmäteriet (fastighetsbildningsmyndigheten). I ledningsrätten regleras både markupplåtelsen och ersättningen för denna. I de fall vattenområden berörs tillämpas även **vattenlagens** bestämmelser.

För ledningar kortare än två mil och med systemtryck över 4 bar ö, krävs tillstånd från kommunen enligt **Förordningen om brandfarliga varor**. Om ledningen går igenom minst två kommuner krävs tillstånd från länsstyrelsen.

10.2.2 Systemtryck under 4 bar ö

Normalt krävs inte byggnadslov för distributionsledningar. I de fall kommunen ej själv är distributör sluts avtal mellan distributören och kommunen i vilket formerna för samråd med exempelvis fastighetsbildningsmyndighet och gatukontor fastslås.

För ledningar på annan mark än kommunens krävs ledningsrättsavtal med markägaren.

Ovanmarkanläggningar, t ex mät- och reglerstationer, är byggnadslovspliktiga.

10.3 Bestämmelser rörande teknisk utformning

Naturgas är brandfarligt och regleras därför av **Lagen (1975:69) om brandfarliga och explosiva varor**, via **Förordningen om brandfarliga varor**, SFS 1961:568 (omtryckt 1984:196, ändrad 1985:1109).

Till denna förordning har utfärdats tillämpningsföreskrifter. Det är **Sprängämnesinspektionen (SÄI)** som är den föreskrivande myndigheten. Innan SÄI blev självständig myndighet har dock andra myndigheter haft detta uppdrag, vilket namnen på en del av dessa föreskrifter också antyder. Således utfärdades tillämpningsföreskrifter

intill 1973–06	av Kommerskollegium (KK)	i KFsA
1973–07 till 1981–06	av Statens industriverk (SIND)	i SIND-FS
1981–07 till 1983–10	av Sprängämnesinspektionen (SÄI)	i SIND-FS
och efter 1983–11	av Sprängämnesinspektionen (SÄI)	i SÄIFS

Bland de tillämpningsföreskrifter som hör till **Förordningen om brandfarliga varor** finns **SÄIFS 1987:2** samt **SIND-FS 1981:2** med ändringen SÄIFS 1983:1 vilka behandlar systemtryck över 4 bar ö respektive under 4 bar ö.

10.3.1 Systemtryck över 4 bar ö

Tillämpningsföreskrifterna **SÄIFS 1987:2** syftar till att garantera en viss säkerhetsnivå för högtryckssystemet, och ger även vissa anvisningar om hur denna nivå skall uppnås.

Naturgassystemnormerna (NGSN), utgivna av Svenska Gasföreningen och Tryckkärlskommisionen, ger mer konkreta anvisningar om godtagbara tekniska lösningar för den säkerhetsnivå som avses i föreskriften SÄIFS 1987:2. Normerna behandlar bl a:

- Skyddszoner kring gasledningar
- Material i ledningar och armatur
- Dimensionering av ledningar och armatur
- Svetsning
- Utformning av kompressor-, mät- och regler- (MR)-, linjeventil- och rensdonsstation
- Märkning och skyltning
- Kontroll och besiktningar
- Drift och underhåll

I systemet ingår komponenter för vilka det finns normer och standards sedan tidigare, exempelvis processkärl och starkströmsinstallationer. Därför hänvi-

sar NGSN på många ställen till Processkärlsnormer (PKN) respektive Starkströmsföreskrifter (STEV-FS 1985:1). Andra föreskrifter, normer och standards som åberopas i NGSN är bland annat:

- AFS 1986:9 (Arbetarskyddsstyrelsens författningssamling)
- RN 78 (Rörledningsnormer 1978)
- TKN (Tryckkärlsnormer)
- SS, SMS, DIN, ASME, ISO (svensk, tysk, amerikansk respektive internationell standard)
- SFS 1985:1105 (lagen om obligatorisk kontroll genom teknisk provning)

10.3.2 Systemtryck under 4 bar ö

I SÄIFS 1983:1 undantas distributionssystem för naturgas, stadsgas och gasol i gasfas från tillstånd, enligt Förordningen om brandfarliga varor, om gastrycket uppgår till högst 4 bar. Detta dock under vissa förutsättningar, däribland att anläggning, drift och kontroll av distributionssystemet sker enligt regler som utarbetats i samråd med SÄI. Sådana regler finns i **Svenska Gasföreningens Naturgasmanual**.

Naturgasmanualen består 1988 av följande fem delar:

1. Allmän del
2. Ledningsnät
3. Reglerstationer
4. Installationer I
5. Installationer II

En omredigering av Naturgasmanualen kommer att ske under 1988 och 1989, varför ovanstående indelning kan komma att förändras.

Distributionsnät

Del 2 i Naturgasmanualen ger utförliga anvisningar om nätets tekniska standard och utförande, bl a genom hänvisningar till MARK- AMA, RN 78 och olika standards (SS, SMS, DIN), som därigenom vävs in i bestämmelserna för naturgassystem.

Installationer

Då en vara som naturgas förs in på en arbetsplats är det normalt Arbetarskyddsstyrelsen (ASS) som utfärdar anvisningar. För att undvika att naturgas dubbelregleras har dock SÄI och ASS överenskommit om att det enbart är

SÄI:s regler och därmed Naturgasmanualen som skall gälla i fråga om det rent gastekniska utförandet.

På samma sätt som för distributionsnät hänvisar Naturgasmanualen ofta till andra normer och standarder vad gäller exempelvis utförande och materialval för installationer. Så hänvisas t ex till SBN för pannrums utformning och till SMS och DIN för rörmaterial. De viktigaste av dessa generella normer torde vara:

- SBN 80 (Svensk Byggnorm)
- VVN I (Varmvattennorm I)
- VVN II (Varmvattennorm II)
- ÅPN (Ångpannenormer)
- STEV-FS 1985:1 (Starkströmsföreskrifter)

(Det normsystem som ovan nämnda normer utgör delar av är under omarbetning och ändringar kan komma att ske inom en nära framtid).

Ett generellt krav är att all installerad utrustning skall vara godkänd av gasbranschen för de gaskvaliteter och trycknivåer den är avsedd för. Godkännande av två slag ges av Svenska Gasföreningen:

- **Gastekniskt typgodkännande** som branschen obligatoriskt kräver för gasarmatur, gasapparater och brännare av standardkaraktär och med effekt upp till 120 kW för atmosfärsbrännare och 350 kW för fläktbrännare. Detta godkännande bygger på specificerade konstruktions- och provningsnormer och ges efter laboratoriemässig bedömning vid av Svenska Gasföreningen godkänd provningsinstitution.
- **Systemgodkännande;** gäller för brännare med tillhörande utrustning och med effekt överstigande 120 kW för atmosfärsbrännare och 350 kW för flaktbrännare samt för enstaka objekt av icke-standard karaktär. Systemgodkännande utfärdas av systemgranskare utsedd av Svenska Gasföreningen. Detta godkännande baseras på tillämpliga svenska provningsnormer och på utländska typgodkännanden. Man kan utgå ifrån att det är i första hand denna typ av godkännande som är aktuellt för industrianläggningar av mer komplicerad karaktär.

I Naturgasmanualen kapitel 4.1 ges anvisningar om rollspelet mellan gasanvändare, distributör, installatör och myndigheter.

10.4 Övriga aktuella lagar och bestämmelser

10.4.1 Arbetsmiljökrav

SÄI och ASS har som tidigare redovisats enats om att det enbart är SÄIs regler som skall gälla för naturgasanläggningens tekniska utformning. Dock

torde ändå arbetsmiljölagstiftningen bli aktuell då naturgas används på arbetsplatser på annat sätt än som bränsle i pannor och ugnar, varifrån avgaserna leds ut i atmosfären. Exempelvis kan, vid direktanvändning i processer, avgasen komma ut i inomhusluften.

Värmeforsk är ett organ för industrisamverkan inom värmeteknisk Forskning och utveckling. Stiftelsens forskningsprogram är tillämpningsinriktat och fokuseras på energi- och processindustriernas behov och problem. Bakom Värmeforsk står följande huvudmän:

- Elforsk
- Värmeverksföreningen
- Övrig industri

Värmeforsk samarbetar med Närings- och teknikutvecklingsverket (NUTEK).

STIFTELSEN FÖR VÄRMETEKNISK FORSKNING

Box 1765 · 111 87 Stockholm
Tek: 08-7900600 · Fax 08-796 00 37