

DE WARMTEPOMP GEZIEN VANUIT DE STADSVERWARMING

Ir. K. Wassenaar
KEMA – Arnhem

Dit artikel is het laatste in de reeks van lezingen van 'Energie Technologieën', gehouden in oktober 1979 in het Mikrocentrum. De auteur behandelt hier de omstandigheden en de mogelijkheden voor het gebruik in stadsverwarmingssystemen.

Inleiding

Vaak wordt de gedachte gehoord dat de warmtepomp een goede aanvulling op het stadsverwarmingsgebeuren zou zijn en dat de warmtepomp vooral vanuit energetisch standpunt gezien erg goed met een stadsverwarmingssysteem samen zou kunnen gaan. In hoeverre die gedachten juist zijn is een zaak die zeker de moeite van een beschouwing waard is. En afhankelijk van de gevolgde filosofie zou de conclusie wel eens negatief kunnen uitvallen.

Vooropgesteld dient te worden dat in de navolgende beschouwing alleen naar energetische rendementen of arbeidsfactoren wordt gekeken. Financieel-economische berekeningen zijn niet uitgevoerd. Het hoofdmotief van dit betoog is het nagaan van de besparingsmogelijkheden op het brandstofverbruik en niet de economische consequenties. Indien eenmaal een technisch optimaal ontwerp zou zijn gekozen is van de verschillende alternatieve mogelijkheden altijd een economische evaluatie op te zetten. Investeringskosten, afschrijvingen, rentevoeten enz. zijn vast te stellen, brandstofkosten bij de verschillende opties kunnen worden bepaald en verschillen in uitkomsten gewaardeerd.

Alvorens de combinatie van stadsverwarming en warmtepomp te beschouwen lijkt het gewenst de principiële werking van beide nog eens naast elkaar te plaatsen.

Daarbij kan voor de warmtepomp gekozen worden uit:

- een elektrisch aangedreven mechanische warmtepomp
- een gasmotor aangedreven mechanische warmtepomp
- een direct thermisch aangedreven warmtepomp.

Voor elk van deze typen warmtepompen is het rendement of liever de arbeidsfactor (C.O.P.) te bepalen. Deze arbeidsfactor kan dan vergeleken worden met die van een stadsverwarmingssysteem.

De arbeidsfactor van een stadsverwarming kan vrij eenvoudig worden voorgesteld; ze komt voort uit de vergelijking met een conventionele elektriciteitscentrale. Bij de conventionele centrale wordt geprobeerd een zo hoog mogelijk rendement bij de elektriciteitsopwekking te verkrijgen, waarbij, zoals verderop in dit betoog wordt verklaard, warmte uit een zogenaamde condensor op een zo laag mogelijk temperatuurniveau moet worden afgevoerd. De afgevoerde warmte is echte afvalwarmte en nauwelijks nog ergens voor te gebruiken, zeker niet voor verwarmingsdoeleinden in gebouwen. De temperatuur van deze afvalwarmte is met betrekkelijk weinig extra brandstof evenwel op een zodanig niveau te brengen dat ze wel voor verwarming bruikbaar wordt. De dan nuttig beschikbaar komende warmte betrokken op de extra toegevoerde brandstof zou men de arbeidsfactor van een stadsverwarmingsinstallatie kunnen noemen. Nu gaat het nuttig maken van de afvalwarmte bij een stadsverwarming soms gepaard met een verminderde elektriciteitsproductie, waarvoor uiteraard een correctiefactor moet worden ingevoerd.

2 Het Carnot-proces

Voor de stadsverwarming is eenvoudigheidshalve in deze vergelijking gekozen voor gebruikmaking van een stoomcyclus. Door deze keuze kunnen zowel de stadsverwarming als de warmtepomp tot hetzelfde grondprincipe worden teruggebracht, name-

lijk het in de thermodynamica bekend staande kringproces van Carnot. Beide processen gebruiken media die een zelfde soort cyclus doormaken namelijk een condensatiefase en een verdampingsfase, respectievelijk het proces van warmte-afgifte en warmte-onttrekking aan de omgeving waarin respectievelijk condensor en verdampers staan opgesteld. Alleen de compressie- en expansiefasen verschillen wezenlijk. Bij de stoomcyclus wordt de vloeistof (water) gecomprimeerd en de damp in een turbine (expansiemachine) geëxpandeerd, daarbij arbeid aan de as afgevend; bij de warmtepomp wordt in tegenovergestelde richting de dampfase geconprimeerd (met een compressor of turbine) onder toevoering van veel energie van buiten aan de as en de vloeistoffase geëxpandeerd in een zogenaamd smoorplaatje.

Het kringproces van Carnot gaat uit van het gebruik maken van ideale gassen, een proces dat ook bij een principiële vergelijking van stadsverwarming en warmtepomp kan worden gebruikt. Een en ander is voorgesteld in het temperatuur-entropie (T-S) diagram (fig. 1).

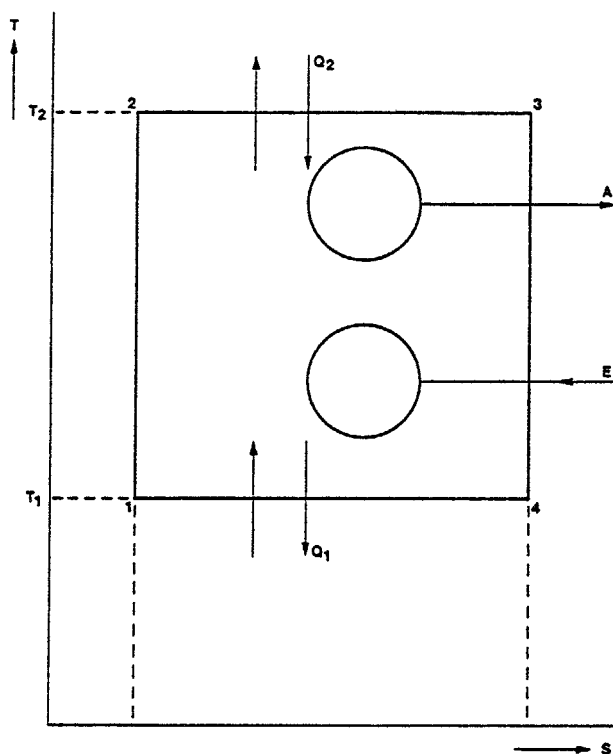


Fig. 1. Temperatuur – entropie (T-S) diagram voorstellend een Carnot kringproces.

De tweede hoofdwet van de thermodynamica zegt dat er bij een kringproces arbeid wordt geleverd als men van een hogere naar een lagere temperatuur gaat. Wil men van een lager temperatuurniveau naar een hoger dan dient er arbeid respectievelijk energie te worden toegevoerd.

2.1 De stoommachine

De maximale arbeid (A) die bij omgevingstemperatuur (T_1) aan een hoeveelheid warmte Q_2 van temperatuur T_2 kan worden onttrokken is

$$A = \frac{T_2 - T_1}{T_2} Q_2$$

Voor een ideale stoommachine zou het rendement dan bedragen:

$$\eta = \frac{A}{Q_1} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2}$$

Bij stoomtemperaturen van 587 °C in de verse stoom en 27 °C in de condensor wordt $\eta = 0,65$ ofwel 65%. In de praktijk hebben we evenwel niet te maken met het ideale gas maar met water/stroom, waarvoor het kringproces in fig. 2 is weergegeven.

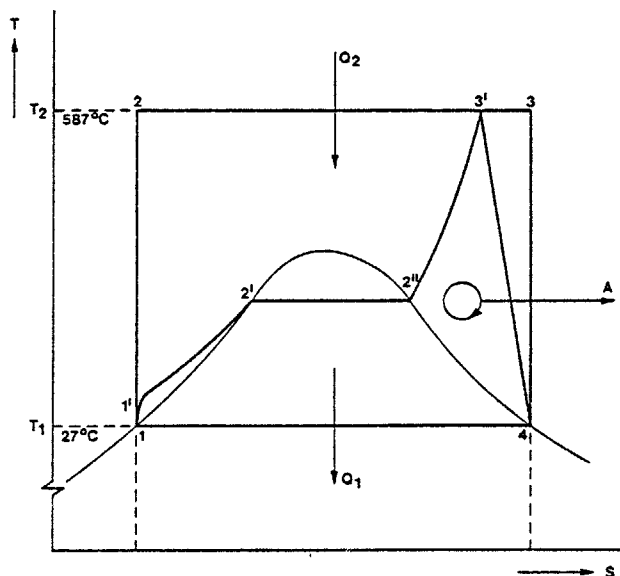


Fig. 2. T-S diagram van een damp-vloeistof proces, in dit geval stoom-water (Rankine-kringloop).

We komen daarbij momenteel op ca. 2/3 van de theoretische waarde; voor moderne machines geldt $\eta = \text{ca. } 45\%$. Of anders gezegd de arbeidsfactor bij moderne stoommachines bedraagt ca. 0,45.

2.2 De warmtepomp

Voor de warmtepomp geldt op analoge manier dat de toegevoegde energie

$$E = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \cdot Q_2$$

Hierin is Q_2 de warmte-opbrengst bij temperatuur T_2 . De arbeidsfactor, zijnde per definitie de hoeveelheid geleverde warmte per toegevoerde eenheid energie, is dan dus

$$\epsilon = \frac{Q_2}{E}$$

Verder is $Q_2 = Q_1 + E$

zodat voor ϵ ook $\epsilon = \frac{Q_1}{E} + 1$ kan worden geschreven.

Warmtepomp en stoommachine hebben beide drie in- resp. uitgangen bij het Carnot-proces, namelijk Q_1, Q_2 en A resp. E. De rendementen of anders gezegd de arbeidsfactoren kunnen altijd uit deze drie grootheden worden afgeleid.

De arbeidsfactor voor de warmtepomp is dus bij het verwarmen altijd groter dan 1. Gaan we in deze formule de waarde voor E substitueren, dan vinden als theoretisch maximum voor ϵ de uitdrukking:

$$\epsilon_{\text{th. max}} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

Grafisch uitgezet voor $T_1 = \text{omgevingstemperatuur} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ ofwel 273K levert dit het beeld van figuur 3.

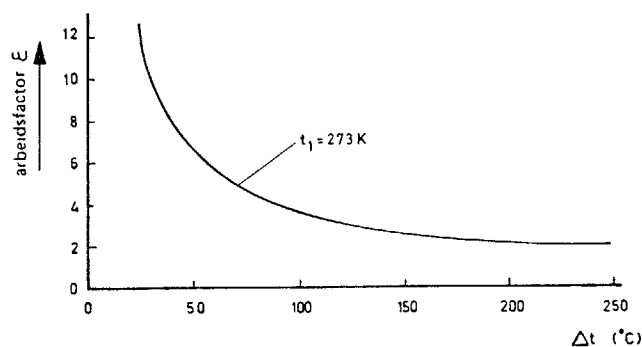


Fig. 3. Theoretische arbeidsfactor van een warmtepomp als functie van temperatuurtraject voor een omgevingstemperatuur van 0 °C (= 273 K).

Voor een warmtepomp die ook met niet ideale gassen en ook niet volgens een omkeerbaar proces werkt, is op dezelfde wijze als voor de stoommachine aan te tonen dat de arbeidsfactor ongeveer de helft zal zijn van die van het ideale Carnot-proces. In figuur 4 is de relatie tussen de arbeidsfactor en de opwarming ΔT nog eens weergegeven voor verschillende eindtemperaturen T_2 zowel theoretische als werkelijke waarden.

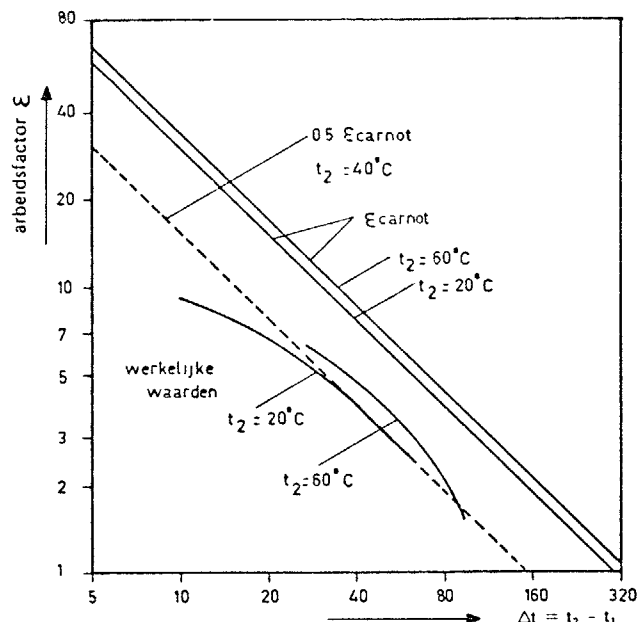


Fig. 4. Theoretische en werkelijke waarden van de arbeidsfactor voor verschillende eindtemperaturen t_2 .

Misschien is het interessant om op te merken dat bij de warmtepomp die als koelmachine wordt gebruikt de arbeidsfactor wel kleiner dan 1 kan worden. Ze moet dan namelijk worden betrokken op de warmte die aan het koudelichaam moet worden onttrokken, dus Q_1 in de plaats van Q_2 . Daarmee wordt dan voor een Carnot-proces de arbeidsfactor:

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

Gemakkelijk is te zien dat de ϵ_k kleiner dan 1 wordt bij temperaturen – waarop gekoeld moeten worden – die lager zijn dan $0,5 T_2$

De mechanisch aangedreven warmtepomp

Tot zover de mechanisch aangedreven warmtepomp; daarbij is tot dusverre nog niet gekeken naar het aandrijvende mechanisme. Bij aandrijving door middel van een elektromotor is het rendement van de aandrijvende kracht die van de elektriciteits-opwekking η_{el} . Rekening houdend met het feit dat de werkelijke arbeidsfactor van een warmtepomp ongeveer de helft is van zijn theoretische maximum volgens een Carnot-proces, zou voor de elektrisch aangedreven warmtepomp als arbeidsfactor mogen worden geschreven:

$$\epsilon_{max} = 0,5 \eta_{el} \cdot \left(\frac{T_2}{T_2 - T_1} \right)$$

Hoe sterk deze arbeidsfactor afhangt van de condities waaraan de warmtepomp moet voldoen moge blijken uit een paar hiernavolgende rekenvoorbeelden:

– indien de warmte zou worden onttrokken aan het koelwater van een condensator van een elektriciteitscentrale en deze zou worden ingebracht in een c.v.-installatie met radiatoren, dan zal bij een opwekkingsrendement van de elektriciteit van 40% ($\eta_{el} = 40\%$), een uitlaattemperatuur van het water uit de condensators van 27 °C en een c.v.-watertemperatuur van 57 °C de arbeidsfactor worden

$$\epsilon_{max} = 0,5 \times 0,4 \times \frac{330}{30} = 0,2 \times 11 = 2,2$$

– in dezelfde situatie als hierboven maar bij condensoruittretemperatuur van 17 °C en een paneeltemperatuur van 67 °C wordt de arbeidsfactor 1,36

– bij ontwerpcondities van huidige c.v.-installaties namelijk een buitentemperatuur van –10 °C en een watertemperatuur van ca. 80 °C, zou de arbeidsfactor van een warmtepomp die de warmte aan de buitenlucht onttrekt en aan het warme water zou moeten afstaan worden

$$\epsilon = 0,5 \times 0,4 \times \frac{263}{90} = 0,58$$

Een goede c.v.-installatie gestookt met gas haalt onder deze omstandigheden zeker 0,8% in plaats van de ca. 0,6% van de warmtepomp.

Heel duidelijk blijkt uit deze voorbeeldberekeningen dat het temperatuurverschil tussen T_1 en T_2 zo laag mogelijk moet worden gehouden. De lucht/water-warmtepomp (warmte onttrekken aan buitenlucht en het c.v.-water opwarmen) gaat snel in arbeidsfactor achteruit naarmate het buiten kouder wordt. Immers, de temperatuur van de bron waaraan de warmte onttrokken wordt (T_1) daalt, terwijl om de te verwarmen objecten op temperatuur te houden een hogere paneeltemperatuur (T_2) moet worden aangelegd. Uit het bovenaangehaalde voorbeeld moge blijken dat de toepassingen van een warmtepomp alleen bij deze extremere buitentemperaturen ongewenst is. Een aanvullende warmtebron zou hier zeker op zijn plaats zijn.

Indien de warmtepomp wordt aangedreven met behulp van een gasmotor kan naast de warmte geleverd door de warmtepomp eveneens worden gebruikt de restwarmte van de motor. Het totaalrendement van de installatie kan daarmee aanzienlijk worden verbeterd. Ondanks dit lijkt het toch voor de hand te liggen een warmtepomp te combineren met c.v.-systemen die lage

temperaturen voor verwarming vragen (dus T_2) zoals bijvoorbeeld vloerverwarmingssystemen, waarbij de maximale temperatuur van het water lager dan 35 °C zal zijn.

In combinatie met een elektrische aandrijfmotor wordt dan de arbeidsfactor bij een Δt van 18 °C ongeveer 3,2. Zou men de lucht/water-warmtepomp bij ontwerpcondities van buitentemperaturen van –10 °C als grondslag moeten nemen wordt de arbeidsfactor van het totale systeem toch niet meer dan 1,17.

4 De thermische warmtepomp

Naast de mechanisch aangedreven warmtepompsystemen is uiteraard ook nog de mogelijkheid van gebruik van thermische warmtepompen aanwezig. Daarbij is het proces in twee delen te splitsen:

- a het proces om de arbeid ten behoeven van de warmtepomp te leveren
- b het warmtepompproces zelf.

In het TS-diagram is dat aan te geven volgens figuur 5.

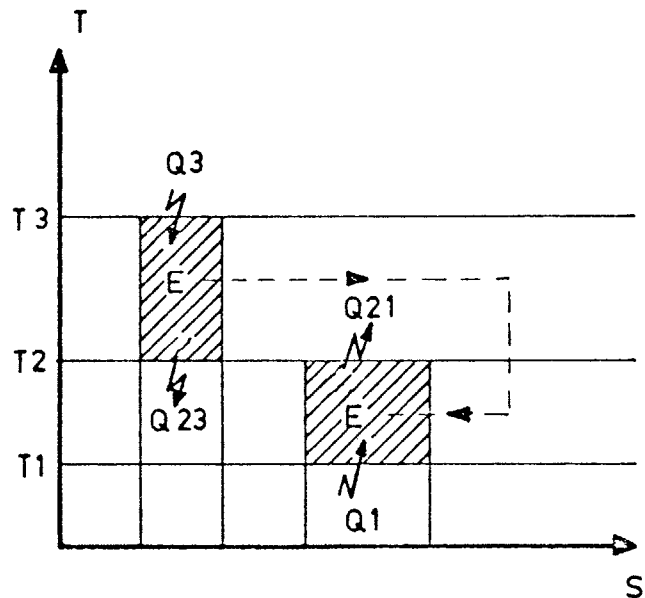


Fig. 5. T-S diagram voor een thermisch aangedreven warmtepomp.

De totale warmte-opbrengst is $Q_{21} + Q_{23}$ en de maximale arbeidsfactor wordt daarbij

$$\epsilon_{max th} = \frac{Q_{21} + Q_{23}}{Q_3}$$

Q_{21} is de warmteproductie van de warmtepomp waarvoor afgeleid kan worden dat

$$Q_{21} = \epsilon \cdot E = E \cdot \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

verder is volgens Carnot

$$E = \frac{T_3 - T_2}{T_3} Q_3$$

hieruit volgt

$$Q_{21} = \frac{T_3 - T_2}{T_3} \cdot \frac{T_2}{T_2 - T_1} \cdot Q_3$$

verder is

$$Q_{23} = \frac{T_2}{T_3} \cdot Q_3$$

Q_{23} is de afvalwarmte van het proces waarbij de E wordt opgewekt die in het tweede deel, namelijk de eigenlijke warmtepomp, wordt gebruikt.

Voor de maximaal theoretisch haalbare arbeidsfactor wordt dan gevonden:

$$\epsilon_{th \max} = \left(1 - \frac{T_2}{T_3}\right) \cdot \frac{T_2}{T_2 - T_1} + \frac{T_2}{T_3}$$

$$\epsilon_{th \max} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \left(1 - \frac{T_1}{T_3}\right)$$

Gelet op de factor tussen haakjes die altijd kleiner dan 1 zal zijn is de arbeidsfactor van deze thermisch gedreven warmtepomp altijd kleiner dan die van de mechanisch gedreven warmtepomp (het aandrijfmechanisme van die mechanische pomp buiten beschouwing gelaten). Gaat men in beide gevallen uit van warmte als primaire energie dan kan de totale arbeidsfactor van de thermisch gedreven warmtepomp toch groter zijn dan die van de mechanisch gedreven warmtepomp. Opgemerkt zij nog dat de thermisch gedreven warmtepompen nog nauwelijks worden toegepast, maar er wordt op dit moment allereerste onderzoekingswerk aan verricht.

5 Stadsverwarming

Na deze beschouwingen omtrent de arbeidsfactor bij warmtepompen nu vervolgens de vraag hoe deze eruit ziet bij stadsverwarmingsinstallaties. Nogmaals zij herhaald dat deze factor aangeeft de extra energie die in een stadsverwarmingsinstallatie moet worden verstoekt ten opzichte van een conventionele centrale bij een zelfde elektriciteitsproductie van beide.

Allereerst moet opgemerkt worden dat bij stadsverwarmingsinstallaties gekozen kan worden uit meerdere typen productie-apparatuur voor de gezamenlijke productie van warmte en elektriciteit. Als voorbeeld is gekozen de tegendrukturbine-installatie daar deze zich het eenvoudigst laat verklaren. In de formules die zijn afgeleid kunnen evenwel ook rendementcijfers voor andere soorten en typen installaties worden ingevuld. In figuur 6 is een zeer eenvoudig schema getekend van een conventionele centrale waarbij de stoom uit de turbine bij zo laag mogelijke temperatuur wordt gecondenseerd. Onderaan in deze figuur is de verhouding van elektrisch rendement, de verliezen en het in de condensor afgevoerde deel van de in de ketel toegevoerde warmte in de brandstof weergegeven. Daarbij is aangenomen dat de elektriciteit in een moderne thermische eenheid met een rendement van 40% kan worden opgewekt.

In figuur 7 is schematisch aangegeven dat op een willekeurige plaats van de turbine bij een hogere druk en een hogere temperatuur stoom wordt afgetapt waarmee warmwater ten behoeve van de stadsverwarming kan worden bereid. Dit is het schema van een zogenaamde aftap-condensatieturbine. Als het oppervlak van de getekende turbine de hoeveelheid energie in de ingevoerde stoom weergeeft, dan is gemakkelijk te zien dat nu een gedeelte van deze energie wordt gebruikt ten behoeve van de opwarming van het stadsverwarmingsmedium. Uiteraard komt daardoor minder energie beschikbaar aan de as van de turbine waardoor minder elektriciteit kan worden opgewekt. De verdeling van elektriciteit, verliezen, nuttige warmte en in de condensor afgevoerde warmte is schematisch onderaan in deze figuur weergegeven.

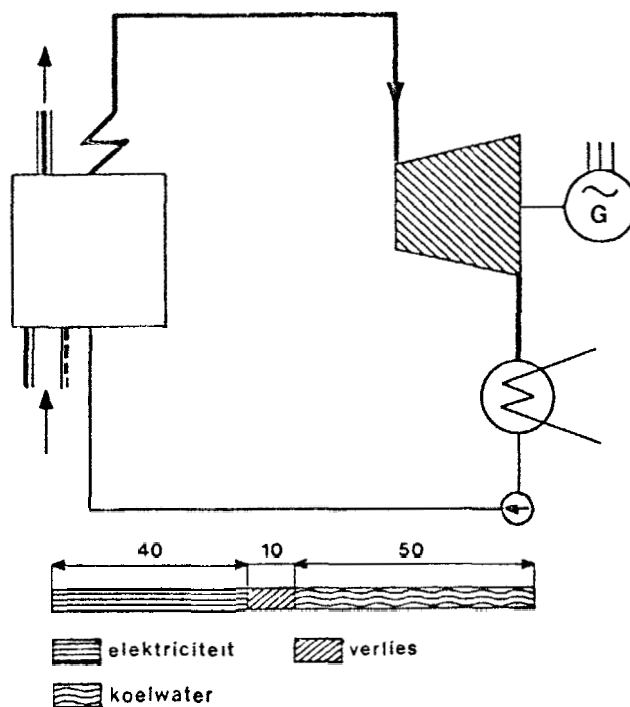


Fig. 6. Schematische voorstelling van een stoomturbine-elektriciteitscentrale met waarden voor rendement en verliezen.

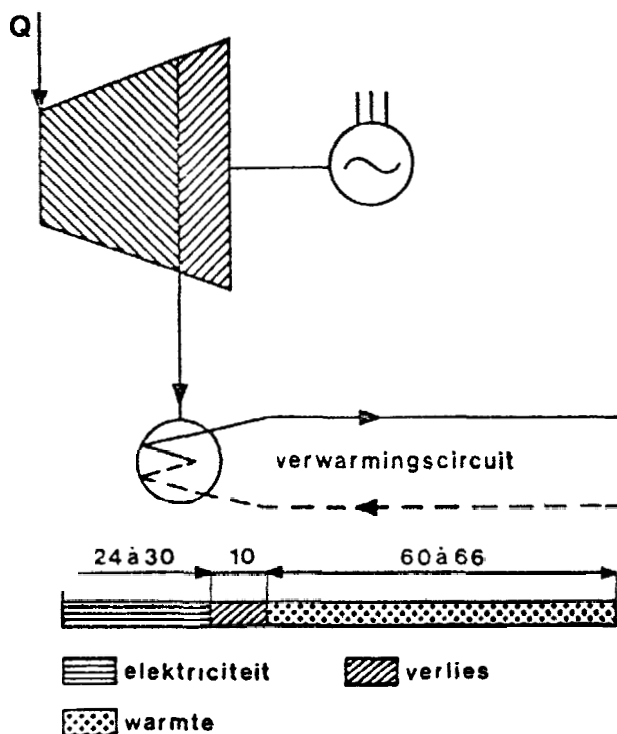


Fig. 7. Stoomturbinecentrale, waarin stoom wordt afgetapt ten behoeve van stadsverwarming.

Het is duidelijk dat deze hoeveelheid stoom uiteindelijk het gehele rechter deel van de figuur zou kunnen beslaan, waarbij dan de situatie wordt zoals weergegeven in figuur 8. Het gedeelte dat in de condensor zou moeten worden gekoeld is nu geheel verdwenen, terwijl alle warmte aan de aftap van de turbine wordt onttrokken bij een temperatuur en een druk die geschikt is om het water voor de stadsverwarmingsinstallatie op te warmen. Bij een eenvoudige stoominstallatie, waarbij de condities voor de verse stoom 125 bar en 530 °C zijn met slechts een enkelvoudige heroververhitting op 530 °C, zou bij een tegendruk van 0,5 bara een temperatuur van het water van ca. 80 °C kunnen worden bereikt waarbij dan het elektrische rendement η_{el} ca 30% zou bedragen. Wordt de tegendruk op ca. 2 bara gekozen bij een temperatuur t van ca. 115 °C, dan daalt het elektrische rendement tot ca. 24%. Een en ander is aangegeven in de onderste figuur van figuur 8.

Gemakkelijk is te zien dat het totale rendement van de installatie bij enkel elektriciteitsopwekking 40% bedroeg en bij de stadsverwarming in totaal ongeveer 90%.

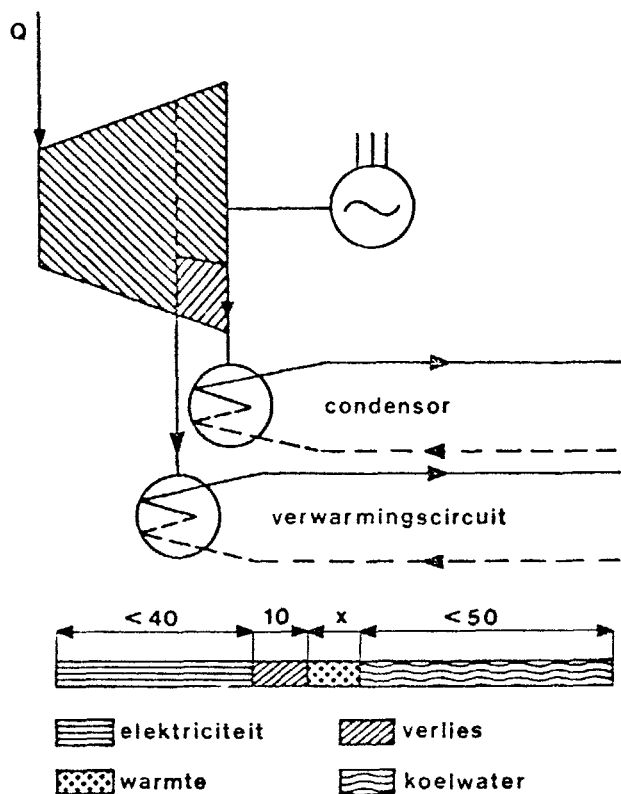


Fig. 8. Centrale als in fig. 6, maar met andere verdeling van de vrijkomende warmte (zie tekst).

Om de arbeidsfactor van de stadsverwarmingsinstallatie te bepalen dienen we te weten:

- hoeveel brandstof wordt er in de stadsverwarmingsinstallatie meer verbruikt bij de elektriciteitsopwekking
- hoeveel brandstof wordt hiermee bespaard.

Uitgangspunt is hierbij dat de elektriciteitsproductie in zijn totaliteit gelijk moet blijven. In figuur 9 is aanschouwelijk gemaakt wat dat voor de stadsverwarmingsinstallatie betekent. Aangenomen is dat het rendement bij de elektriciteitsopwekking teruggegaan is van 40 tot 24%. Wij zien dus dat om dezelfde hoeveelheid elektrische energie te maken (40 eenheden) er in totaal 166 eenheden warmte in de brandstof nodig zijn. Dat zijn dus 66 eenheden meer dan bij enkel elektriciteitsopwekking.

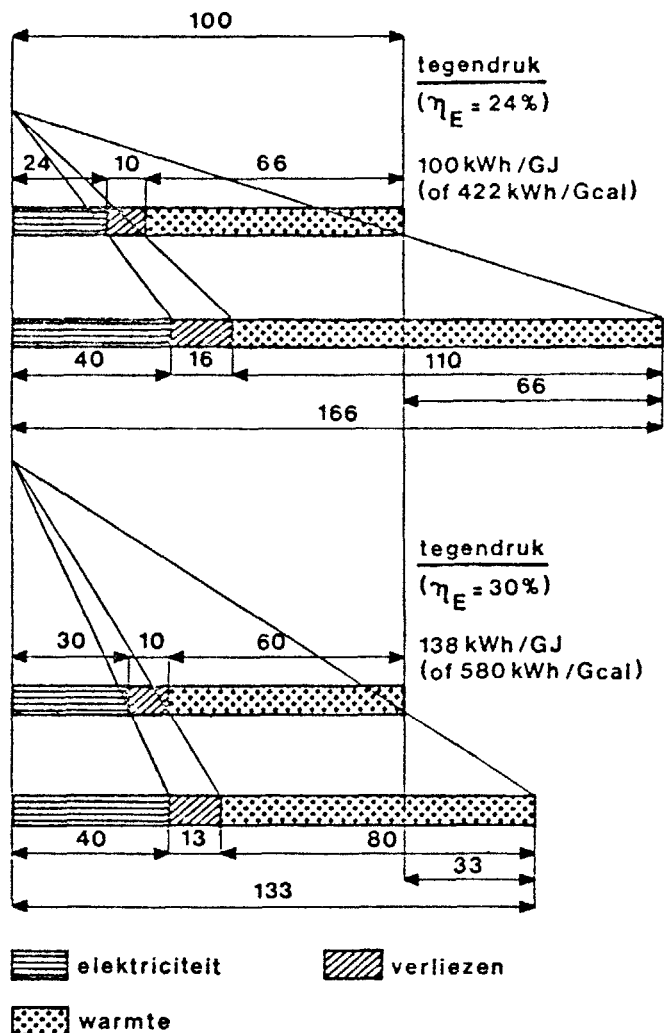


Fig. 9. Vergelijking van electriciteit, nuttige warmte en verliezen onder verschillende omstandigheden (voor uitleg zie tekst).

Hiermee worden 110 eenheden warmte verkregen. In het distributienet voor de warmte treden verliezen op die op 10% zijn gesteld. Door de afnemers wordt dus $0,9 \times 110 = 99$ eenheden warmte ontvangen. Met een c.v.-installatie waarvan het rendement 80% zou bedragen, waren voor deze ca. 99 eenheden warmte ca. 124 eenheden in de brandstof nodig. De besparing bedraagt dus (figuur 10) $224 - 166 = 58$ eenheden. Ten opzichte van de hoeveelheid brandstof die anders nodig zou zijn voor c.v.-installaties bedraagt deze besparing

$$\frac{58}{124} \times 100\% = 47\%$$

Deze besparing is in principe onafhankelijk van de vraag naar warmte. Nogmaals zij nadrukkelijk opgemerkt, dat alleen het energetisch gewin en niet de financiële en economische aspecten van de stadsverwarmingsinstallaties beschouwd worden. In bovenvermeld rekenvoorbeeld waren 66 eenheden in de brandstof extra nodig om de besparing van 58 eenheden te kunnen bereiken. De arbeidsfactor van deze stadsverwarmingsinstallaties uit het voorbeeld bedraagt dus

$$\frac{58}{66} = \text{ca. } 0,9.$$

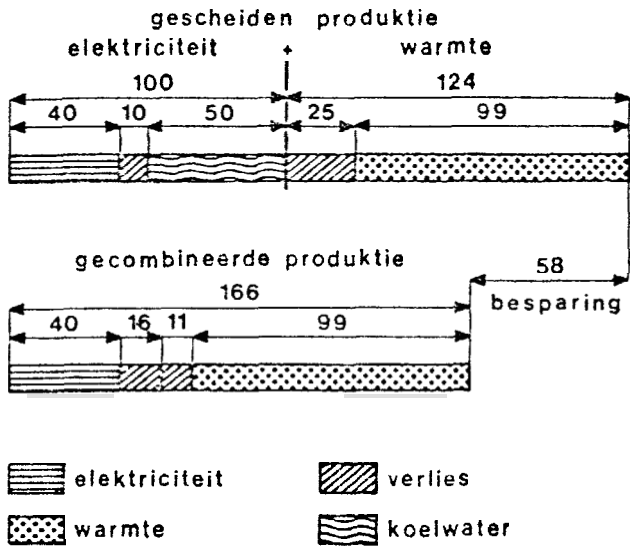


Fig. 10. Besparing van primaire energie in het geval van gecombineerde opwekking van electriciteit en stadsverwarming.

Bij de warmtepompen kon worden vastgesteld dat fluctuaties in temperaturen de arbeidsfactor zeer sterk kunnen beïnvloeden. Het lijkt dan ook gewenst eveneens voor stadsverwarming na te gaan in hoeverre de arbeidsfactor gevoelig is voor verschillende factoren.

Daartoe is gewenst om de arbeidsfactor in formulevorm te schrijven. Op eenvoudige wijze is uit de figuur 11 af te leiden dat de arbeidsfactor ϵ gelijk is aan

$$\epsilon = \frac{(\eta_t - \eta_{el\ sv}) \eta_{el}}{\eta_{el} - \eta_{el\ sv}}$$

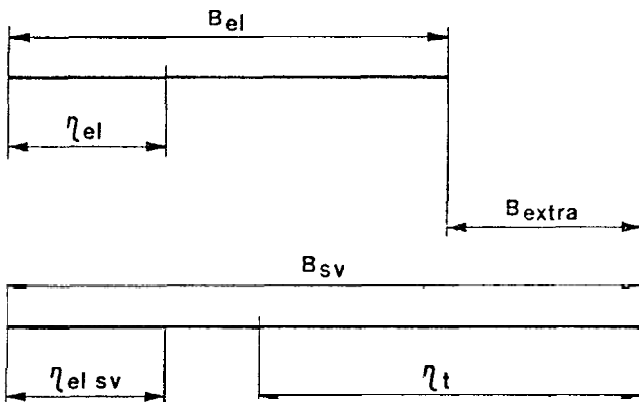


Fig. 11. Afleiding van formule voor de arbeidsfactor

$$\epsilon = \frac{\text{Extra Warmte}}{\text{Extra brandstof}} = \frac{\Delta W}{\Delta B}$$

$$\Delta W = \eta_{th} \cdot B_{sv} = (\eta_t - \eta_{el\ sv}) \cdot B_{sv} \text{ en}$$

$$\Delta B = B_{sv} - B_{el} \text{ met de randvoorwaarde } \eta_{el\ sv} \cdot B_{sv} = \eta_{el} \cdot B_{el}.$$

$$\text{Dus } B_{el} = \frac{\eta_{el\ sv}}{\eta_{el}} \cdot B_{sv}, \text{ m.u.v. } \Delta B = B_{sv} \left(1 - \frac{\eta_{el\ sv}}{\eta_{el}}\right)$$

$$\text{Dus } \epsilon = \frac{\Delta W}{\Delta B} = \frac{(\eta_t - \eta_{el\ sv})}{\left(1 - \frac{\eta_{el\ sv}}{\eta_{el}}\right)} = \frac{(\eta_t - \eta_{el\ sv}) \eta_{el}}{\eta_{el} - \eta_{el\ sv}}$$

Hierin betekenen:

η_{el} rendement van de standaard elektriciteitsproductie

$\eta_{el\ sv}$ het deelrendement van de elektriciteitsproductie in warmte/krachtbedrijf

η_t het totale thermische rendement van het warmte/krachtbedrijf (som van elektriciteit en warmte).

Uit deze formule is af te leiden dat ook bij stadsverwarming de arbeidsfactor erg gevoelig is voor bepaalde factoren en wel in eerste instantie van het verschil van het rendement van de elektriciteitsopwekking met standaard eenheden met dat van de stadsverwarmingsinstallatie. Naarmate deze rendementen dichter bij elkaar liggen wordt de arbeidsfactor groter. Een rekenvoorbeeld dat beter bij de praktijk van de huidige tegendrukturbines aansluit en waarbij $\eta_{\text{totaal}} = 0,9$, $\eta_{el\ st} = 0,3$ en $\eta_{el} = 0,4$, wordt de ϵ gelijk aan 2,4. Daar de $\eta_{el\ sv}$ afhankelijk van de hoeveelheid warmte die voor verwarming van de turbine wordt onttrokken (zie fig. 7 en 8) en daarmee van de temperatuur van de afgetapte stoom respectievelijk de tegendrukstoom (in het condensatiegebied zijn temperatuur en druk van elkaar afhankelijk), geldt ook hier dat naarmate de aftaptemperatuur lager kan worden gehouden de arbeidsfactor aanmerkelijk stijgt. In vergelijking met de warmtepomp kan worden vastgesteld dat het algehele temperatuurniveau van het verwarmde medium aanmerkelijk hoger ligt dan dat bij de warmtepomp. Verder kan worden opgemerkt dat de arbeidsfactor alleen wordt bepaald door de eindtemperatuur van het op te warmen medium niet door het temperatuursverschil Δt tussen inlaat en uitlaat.

Een en ander is in figuur 12 weergegeven waarbij de arbeidsfactor is uitgezet als functie van de temperatuur, waarbij de warmte geproduceerd wordt door stoom uit de turbines af te tappen. Deze factor is berekend voor een installatie met de volgende condities: verse stoom met een temperatuur van 530 °C, een druk van 185 bar en een ketel met eenmalige heroververhitting bij een druk van 95 bar (condensordruk is 0,03 bar, inwendig turbinerendement hoge druk 75%, lage druk 80% mechanisch turbinerendement 100% en generatorrendement 100%).

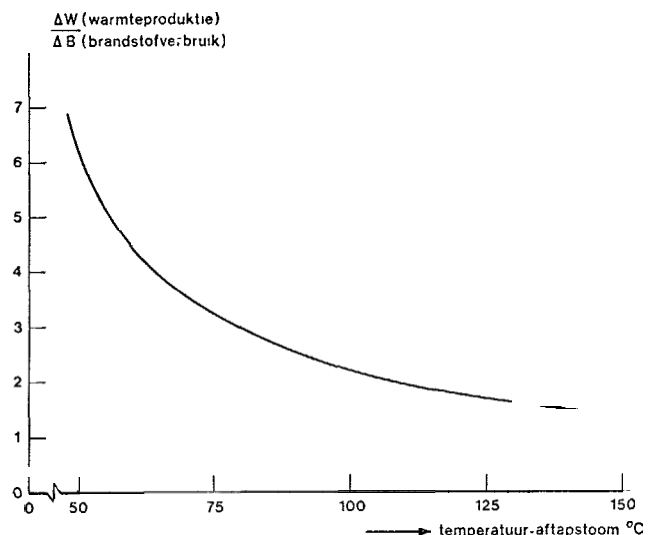


Fig. 12. Afhangelijkheid van de arbeidsfactor van de temperatuur van de afgetapte stroom.

Daar de formule voor ϵ tot de waarde oneindig kan leiden wordt vaak de RECIPROKE-waarde van ϵ gebruikt zijnde het aanvullende brandstofverbruik van de warmte/kracht-installatie in kJ/kJ nuttige warmteproductie. De formule luidt dan

$$B_{av} = \frac{\eta_{el} - \eta_{el\ sv}}{(\eta_t - \eta_{el\ sv}) \eta_{el}}$$

Rekening houdend met de jaarrendementen voor c.v.-ketels ϵ_{cv} en voor warmtedistributienet van de afstandsverwarming ϵ_{distr} kan ook de brandstofbesparing (B_{besp}) door warmte/krachtkoppeling in % van de normale brandstofbehoefte voor verwarming worden gegeven in formulevorm als volgt:

$$B_{besp} = \left(1 - \frac{(\eta_{el} \eta_{el sv})}{(\eta_t - \eta_{el sv})} \cdot \frac{\eta_{cv}}{\eta_{distr}}\right) 100\%$$

Uit deze formule voor de besparing is te zien dat bij een rendement van de elektriciteitsopwekking van een stadsverwarmingsinstallatie die gelijk is aan die van de standaard elektriciteitsproductie de besparing tot 100% kan oplopen.

Met bovengenoemde formules zijn in feite alle soortgelijke processen zij het met andere begin en eindcondities op hun besparingsmogelijkheden te beoordelen. In feite kan ook voor gasturbine- en total energy-installaties dezelfde beschouwingwijze worden gevolgd. In figuur 13 is de brandstofbesparing nog eens voor een aantal verschillende mogelijkheden weergegeven. In deze figuur komt duidelijk tot uitdrukking dat de brandstofbesparing – op de verwarming betrokken – tot 100% is opgelopen als het rendement voor elektriciteitsopwekking bij de stadsverwarming gelijk geworden is aan die bij de opwekking ten behoeve van het openbare net.

De onderste lijn met een totaal rendement van de installatie van 70% zou voor een gasturbine met afgassenketel of TE-installatie kunnen gelden.

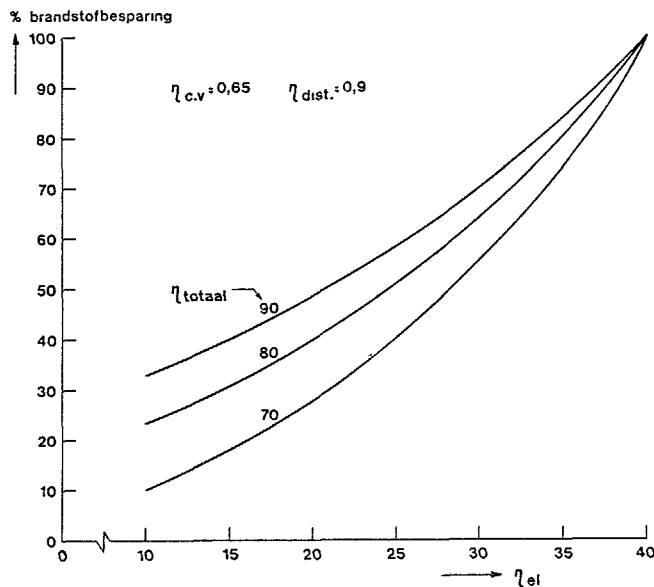


Fig. 13. Brandstofbesparing als functie van rendement van generatie van elektriciteit voor drie waarden van het totale rendement.

Tot slot nog enige opmerkingen over de gecombineerde toepassing van warmtepompen binnen het kader van een stadsverwarmingssysteem.

Combinatie stadsverwarming en warmtepomp

In de eerste plaats zou daarbij gedacht kunnen worden aan het onttrekken van warmte aan het koelwater van de condensoren van de conventionele centrales. Dit water zou dan gebracht moeten worden naar die plaatsen waar de warmtepompen staan opgesteld. Hiervoor zijn vrij grote kanalen nodig door de lage temperatuur van het water. Er behoeft evenwel weinig of geen isolatie te worden toegepast, de kosten voor warmte-isolatie bij 25 °C zal aanmerkelijk lager zijn dan die bij een warmtetransport van ca.

80 °C. Het koelwater uit de condensoren zou dan – als reeds genoemd – als warmtebron kunnen dienen voor warmtepompen om bijvoorbeeld de huizenverwarming van een stadswijk te verzorgen. Vooral bij reeds bestaande centrales zou deze overweging van belang kunnen zijn. Men dient dan de kosten van de warmtepompinstallatie af te wegen tegen de kosten van de warmte-isolatie van transportleidingen en het aanbrengen van stoomaftappen aan reeds bestaande turbines. Dit is dan weliswaar een combinatie van een warmtepomp met elektriciteitsproductie, evenwel niet met stadsverwarmingssystemen als zodanig. Het door de warmtepomp afgekoelde water gaat niet naar de centrale terug, maar wordt elders in de omgeving afgevoerd c.q. geloosd.

Alhoewel er in literatuur over deze oplossingen wordt gesproken zijn uitvoeringen van een dergelijk systeem in de praktijk nog niet bekend. Wel is uit bovenstaande beschouwing over de stadsverwarming duidelijk geworden dat warmtetechnisch gezien de stadsverwarming door zijn even grote of zelfs hogere arbeidsfactor wel eens even aantrekkelijk zou kunnen zijn.

Een tweede mogelijkheid waarover in de literatuur veel wordt gesproken is het gebruik van het retourwater van een stadsverwarming als warmtebron voor de warmtepomp. Vooral wordt daarbij gewezen op de specifieke voordelen bij de stijgende tendens van de retourwatertemperatuur bij dalende buitentemperatuur. In figuur 14 is schematisch weergegeven hoe in dat geval de warmtepomp in het stadsverwarmingssysteem geïntegreerd zou zijn.

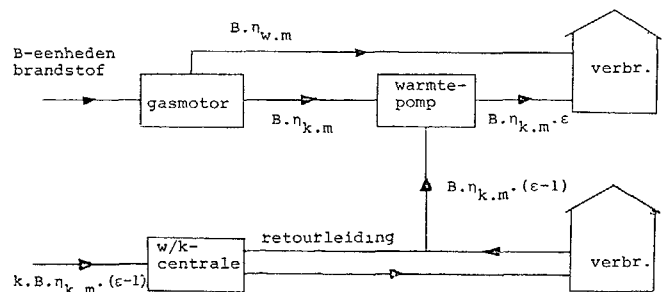


Fig. 14. Warmtepomp geïntegreerd in een stadsverwarmingssysteem.

w_m = rendement warmteterugwinning van de gasmotor
 k_m = 'krant' rendement van de gasmotor
 = arbeidsfactor van de warmtepomp (betrokken op de opgenomen asarbeid)

Aan de gasmotor worden de B-eenheden brandstof toegevoerd en uit de rookgassen en de koeling van de motor worden $B \cdot \eta_{wm}$ eenheden nuttige warmte teruggewonnen en aan de verbruikers toegevoerd. De gasmotor drijft de warmtepomp aan die $B \cdot \eta_{km} \cdot \epsilon$ eenheden warmte aan de verbruikers levert. De warmtepomp onttrekt daarbij $B \cdot \eta_{km} \cdot (\epsilon - 1)$ eenheden warmte aan het retourwater van het stadsverwarmingssysteem. Voor deze hoeveelheid warmte zijn in de warmte/krachtcentrale $k \cdot B \cdot \eta_{km} \cdot (\epsilon - 1)$ eenheden brandstof nodig

$$(k = \text{specifiek additioneel brandstofverbruik} = \frac{1}{\epsilon_{sv}})$$

Uit de energiebalans (figuur 14) volgt dan dat de arbeidsfactor voor het totale systeem gelijk wordt aan

$$\epsilon_{gec} = \frac{B \cdot \eta_{wm} + B \cdot \eta_{km} \cdot \epsilon}{B + k \cdot B \cdot \eta_{km} \cdot (\epsilon - 1)} = \frac{\eta_{wm} + \eta_{km} \cdot \epsilon}{1 + k \cdot \eta_{km} \cdot (\epsilon - 1)}$$

$k = 0$ levert de situatie waarbij de door de warmtepomp opgenomen warmte uit de omgeving komt en wordt de arbeidsfactor die van de gasmotor aangedreven warmtepomp met additioneel gebruik van de restwarmte van de motor:

$$\epsilon^{1}_{\text{gec}} = \eta_{\text{wm}} + \eta_{\text{km}} \epsilon$$

In het gebruikelijke toepassingsgebied mag worden verondersteld dat $\epsilon \geq 1$ is, zodat elke deelname van de stadsverwarming (een positieve waarde van k) een vergroting van de noemer betekent en derhalve afbreuk doet aan de $\epsilon^{1}_{\text{gec}}$. Het is derhalve niet wenselijk om uit het oogmerk van energiebesparing de warmtepomp met stadsverwarming te combineren.

Ook langs meer pragmatische weg is dit direct uit figuur 14 af te leiden. De warmte geleverd door de warmtepomp is afkomstig uit twee bronnen, namelijk

- de brandstof toegevoerd aan de gasmotor
- de warmte onttrokken aan het stadsverwarmingsnet.

In de voorgaande paragraaf is aangetoond dat de warmte ten behoeve van een stadsverwarming moet worden gemaakt en geen afvalwarmte is. Het gebruikte retourwater gaat terug naar de stadsverwarmingscentrale en wordt niet naar de omgeving afgevoerd, zoals het koelwater uit de condensor van een elektriciteitscentrale. Dat betekent dat de stadsverwarming warmte levert aan een warmtepomp die ze in feite ook direct zelf had kunnen leveren. Indien het totale nuttig effect van de gasmotor (warmtelevering en asvermogen samen) lager is dan dat van de warmte/kracht-centrale, zal het beste rendement worden verkregen door de stadsverwarming ook de tweede serie verbruikers van warmte te voorzien. Koppeling biedt in zijn algemeenheid geen brandstofvoordelen.

7 Conclusie

Uit bovenstaande beschouwingen kunnen dan de volgende conclusies worden afgeleid:

- integratie van warmtepompen in een stadsverwarmingssysteem is vanuit het oogmerk van energiebesparing weinig zinvol,
- zowel stadsverwarming als warmtepompen geven een arbeidsfactor die aanmerkelijk hoger dan 1 kan liggen en blijven als energiebesparende warmteproducenten voor verwarmingsdoeleinden aantrekkelijk naast andere energiebesparende maatregelen zoals isolatieverbetering (= vermindering van de warmtebehoefte) en verbetering van c.v.-ketelrendementen (arbeidsfactor maximaal 1),
- ieder van de twee toepassingen, zowel stadsverwarming als warmtepompen zal op basis van economische overwegingen zijn eigen gerechtvaardigd toepassingsgebied vinden. Ze zijn aanvullend, niet uitsluitend
- de arbeidsfactor van een warmtepomp gecombineerd met een huidige c.v.-installatie met radiatorenverwarming zich tussen de één en twee zal bewegen
- de arbeidsfactor voor een stadsverwarming met tegendruk-turbines zich meestal op een hoger niveau zal bewegen
- het uit energetisch oogpunt gezien bij een keuze uit één van de twee er een voorkeur voor stadsverwarming zou mogen worden uitgesproken
- bij de keuze van de warmtepomp zeer goed op de temperaturen van op te warmen en af te koelen medium dient te worden gelet. Niet voor alle toepassingen zal een warmtepomp de meest ideale oplossing bieden
- de omgevingstemperatuur heeft bij de warmtepomp een zeer grote invloed op de arbeidsfactor; zo niet bij de stadsverwarming
- de productie van warmte en elektriciteit kan beter op elkaar worden afgestemd: de warmtepompen zullen meer (aandrijf-(energie)vragen in perioden dat de warmtebehoefte groter is.

POSITIE- AANWIJSINSTRUMENTEN

Voor snelle productie bij grote precisie

Elesta bracht onlangs een aantal positie-aanwijsinstrumenten op de markt, die kunnen worden gemonteerd op gereedschapmachines als boormachines, draaibanken, coördinatenbanken etc. Als voordelen van het installeren van dergelijke apparatuur worden door de fabrikant genoemd:

De mogelijkheid van tijdverlies door meten en rekenen kunnen machines meer produceren. Een grotere nauwkeurigheid bij het instellen. Na instelling blijft de nauwkeurigheid gehandhaafd, wat in het bijzonder van belang is bij andere machines, wat leidt tot een hoger machine rendement omdat investeringen voor nieuwe machines kunnen worden uitgesteld.

De bediening wordt aanzienlijk vereenvoudigd. De systemen zijn opgebouwd uit naar keuze een tot drie meetlinealen (assen), die de positie van het te bewerken produkt aan een digitaal aanwijsinstrument doorgeven, waardoor numerieke presentatie in grote heldere cijfers mogelijk is. Op het aanwijsinstrument zijn eveneens een nultoets en een telinrichting schakelaar aangebracht.

Als extra's zijn leverbaar: Voor instelling mm/inch omrekening, aanwijzing voor diameter invoer van een gewenste numerieke waarde, instelling van een automatisch ijkpunt, BCD-uitgang voor koppeling aan computers.

Leverancier: Geveke Elektronica B.V., Kabelweg 25, 1014 BA, Amsterdam.



Een Elesta positie-aanwijssysteem, gemonteerd op een freesbank.