

TECHNOLOGY ASSESSMENT HTR

Deelstudie 1 Thermodynamisch potentieel van de Hoge Temperatuur Reactor

H.M. VAN RIJ

Voorwoord

De voorliggende studie maakt deel uit van een reeks rapporten verschenen in het kader van een technology assessment van de Hoge Temperatuur Reactor (HTR), die ECN in samenwerking met de Universiteit Utrecht en in opdracht van het Ministerie van Economische Zaken in 1995 heeft uitgevoerd. Doelstelling van het onderzoek was een beter inzicht te krijgen in de maatschappelijke haalbaarheid van de inzet van HTR-technologie op de lange termijn. Daarbij stonden de inpasbaarheid en duurzaamheid van de technologie voorop. De inpasbaarheid heeft vooral te maken met de economische aspecten van de HTR, terwijl de duurzaamheid vooral te maken heeft met de milieukundige aspecten. Beide zijn van belang voor de maatschappelijke haalbaarheid van de technologie. De aanleiding voor het onderzoek was gelegen in de hoge verwachtingen t.a.v. de inherente veiligheid van de HTR t.o.v. conventionele ontwerpen. Een bredere evaluatie van de mogelijkheden en beperkingen van de HTR met inbreng uit een verscheidenheid van disciplines leek in dit kader wenselijk. De hieronder opgenomen lijst van deelstudies geeft aan dat het inderdaad een brede evaluatie betreft. De resultaten van deze deelstudies zijn samengevat in een apart rapport.

De studie is uitgevoerd onder leiding van C.D. Andriess, destijds bij ECN-Beleidsstudies, maar inmiddels bij het Centrum voor Natuurwetenschappen van de Universiteit Utrecht werkzaam. Zoals de projectleider zelf al aangeeft in zijn bijdrage betreffende het duurzame van de HTR is het niet mogelijk een dergelijke studie te laten uitmonden in een gemeenschappelijke eindconclusie. Het begrip inpasbaarheid en duurzaamheid zijn daarvoor te weinig operationeel en te zeer normatief. In het kader van deze studie is ook niet gestreefd naar oplossing van langlopende controverses over de essentie van duurzaamheid in het algemeen en de maatschappelijke haalbaarheid van kernergie in het bijzonder. De duurzaamheid van de HTR technologie moet vooral gezien worden in vergelijking met de duurzaamheid van andere nucleaire opties. De deelstudies verschaffen aldus het achtergrondmateriaal voor een noodzakelijke dialoog over keuzes in de richting van nucleair onderzoek, indien het energiebeleid het open houden van de nucleaire optie wenselijk acht.

J.J.C. Bruggink
Unit manager ECN-Beleidsstudies

Rapporten verschenen in het kader van de HTR-technology assessment

Rapportnummer	Auteur(s)	Titel
ECN-C--96-050	C.D. Andriesse ¹	Technology assessment HTR Samenvatting en conclusies
ECN-C--96-041	H.M. van Rij ²	Technology assessment HTR - Deelstudie 1 Thermodynamisch potentieel van de Hoge Temperatuur Reactor
ECN-C--96-042	R. Smit ³ J.G de Beer ³ I.C. Kok ⁴	Technology assessment HTR - Deelstudie 2 Inpasbaarheid van Hoge Temperatuur Reactor in industriële processen
ECN-C--96-043	P. Lako ⁴	Technology assessment HTR - Deelstudie 3 Economie van nieuwe concepten van de modulaire Hoge Temperatuur Reactor
ECN-C--96-044	A.I. van Heek ²	Technology assessment HTR - Part 4 Power Upscaling of High Temperature Reactors
ECN-C--96-045	J.H. Bultman ²	Technology assessment HTR - Part 5 Thorium-fueled High Temperature Gas cooled Reactors
ECN-C--96-046	D.H. Dodd ² J.F.A. van Hienen ²	Technology assessment HTR - Part 6 The radiological risks associated with the thorium-fuelled High Temperature Reactor: a comparative risk evaluation
ECN-C--96-047	W. de Ruiter ³	Technology assessment HTR - Deelstudie 7 Maatschappelijk draagvlak voor de introductie van de Hoge Temperatuur Reactor
ECN-C--96-048	W.C. Turkenburg ³	Technology assessment HTR - Deelstudie 8 Kernenergie en duurzame ontwikkeling
ECN-C--96-049	C.D. Andriesse ¹	Technology assessment HTR - Deelstudie 9 Het duurzame van de Hoge Temperatuur Reactor

¹ Centre for the Natural Sciences, Utrecht University.

² Unit ECN-Nuclear, Netherlands Energy Research Foundation.

³ Department of Science, Technology and Society, Utrecht University.

⁴ Unit ECN-Policy Studies, Netherlands Energy Research Foundation.

INHOUD

1. INLEIDING	7
2. RENDEMENT	9
2.1 Carnot-proces	10
2.2 Joule-proces	12
3. GASTURBINEPROCES	17
4. BEREKENINGEN GASTURBINETOEPASSINGEN	21
5. CONCLUSIES GASTURBINETOEPASSINGEN	33
REFERENTIES	39
APPENDIX A. Rekenprogramma	41

1. INLEIDING

De warmte, die door een Hoge Temperatuur Reactor (HTR) wordt gegenereerd, kan op diverse manieren gebruikt worden. Hierbij is het maken van uitsluitend elektriciteit (ook wel kracht genoemd) het ene uiterste van de mogelijke toepassingen, en het genereren van uitsluitend warmte het andere. De warmte-kracht optie ligt tussen deze uitersten in. Wanneer de HTR voor de warmteoptie gebruikt wordt, dan zal deze installatie dicht bij de plek moeten bevinden waar de warmte nodig is om zodoende warmteverliezen te beperken. In het geval van kracht wordt de lokatie door andere factoren bepaald, omdat elektriciteit makkelijk te transporteren is.

Om dit rapport over het thermodynamisch potentieel van de HTR toegankelijk te maken wordt eerst uitsluitend ingegaan op het rendement dat bereikt kan worden indien uitsluitend elektriciteit geproduceerd wordt. Als dit bekend is dan wordt de warmte kracht koppeling situatie ter hand genomen.

In het volgende hoofdstuk worden allereerst de diverse begrippen rendement toegelicht. In de paragrafen 2.1 en 2.2 wordt met behulp van het Carnot en het Joule proces toegelicht dat het maximaal thermodynamisch rendement van een installatie wordt bepaald door de hoogste en laagste temperatuur van een systeem.

In het geval dat een HTR uitsluitend voor generatie van elektriciteit gebruikt wordt, kan dit gebeuren met of uitsluitend een gasturbine of een combinatie van een gasturbine en een stoomcyclus. Gebaseerd op het werk van Havermann [1] met enige aanvullingen van Najjar [2] worden de diverse componenten - zoals compressoren, warmtewisselaars, turbines - van deze beide systemen mathematisch weergegeven. Kugeler en Schulten [3] en Yan en Lidsky [4] hebben soortgelijke analyses gemaakt en hun modellen en resultaten komen overeen met de hier gepresenteerde modellen en resultaten.

In hoofdstuk 3 worden de modellen voor de HTR met een gasturbine behandeld. De optimalisatie, die in hoofdstuk 4 gemaakt wordt, bestaat uit het bepalen van het thermisch en mechanisch rendement als functie van de drukval over de gasturbine (een analoge analyse kan gemaakt worden voor de gecombineerde gasturbine- en stoomcyclus).

Wanneer de HTR uitsluitend voor warmte gebruikt wordt, is het rendement snel te bepalen. Een extra parameter is de temperatuur die de warmte dient te hebben.

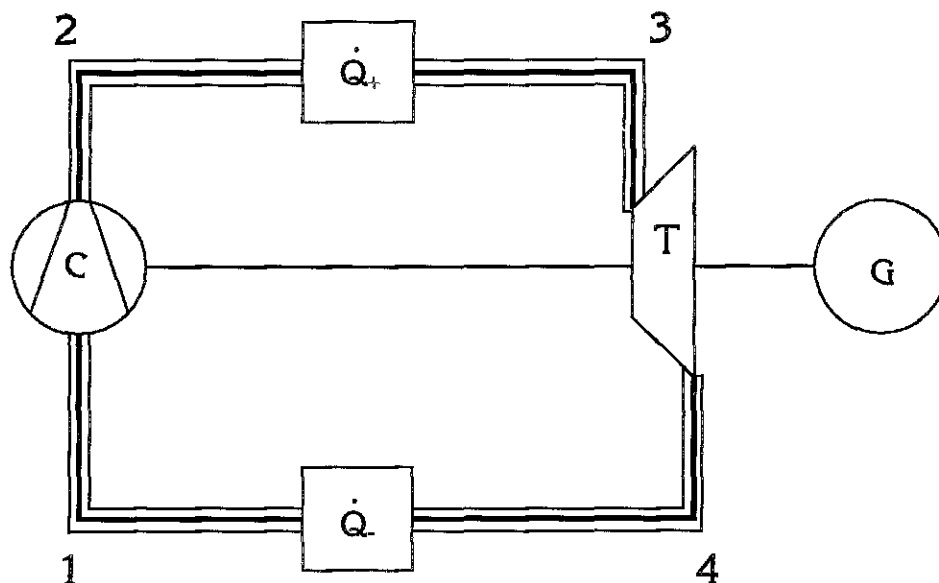
Het rapport wordt afgesloten met conclusies. In appendix A is het gebruikte rekenprogramma afgedrukt.

Gebruikte symbolen

Variabele		Omschrijving
c	J/kg/K	specifieke warmte
m	kg	massa
p	MPa	druk [MPa]
P	W	mechanisch vermogen
Q	J	warmte energie
s	J/kg/K	specifieke entropie
R	J/kg/K	gasconstante
T	K	temperatuur
w	-	dimensieloos mechanische energie
z	-	aantal compressoren
η	-	rendement
π	-	compressie verhouding
\cdot	s^{-1}	naar tijd gedifferentieerd
Indices		Omschrijving
C		compressor of bij rendement Carnot-proces
J		Joule-proces
max		maximum
me		mechanisch
net		netto
p		constante druk
R		reactor
Rec		recuperator
T		turbine
th		thermodynamisch
TK		tussenkoeler
VK		voorkoeler
+		toegevoerd of ingang
-		afgevoerd of uitgang

2. RENDEMENT

Om van een installatie het rendement te bepalen, is een precieze definitie nodig. In de eenvoudigste toepassing, wordt een gas achtereenvolgens door een compressor gecomprimeerd, om daarna verwarmd te worden, waarna het in een turbine expandeert, om tenslotte gekoeld te worden, en vervolgens wordt dit gas weer door de compressor gevoerd. Dit is schematisch weergegeven in figuur 1.



Figuur 1 Eenvoudig gesloten gasturbine proces

Het *thermodynamisch rendement* (η_{th}) wordt dan gedefinieerd als de verhouding van het mechanisch vermogen (P_{net}) en de toegevoerde warmtestroom (\dot{Q}_+). Het mechanisch vermogen is het verschil tussen het turbine- en compressorvermogen. De toegevoerde warmtestroom zorgt ervoor dat het gas, dat de compressor verlaat, verwarmd wordt tot de ingangstemperatuur van de turbine. In formule vorm:

$$\eta_{th} = \frac{P_{net}}{\dot{Q}_+} \quad (1)$$

Het rendement van het Carnot en Joule proces worden op deze manier berekend. Deze komen respectievelijk aan de orde in paragraaf 2.1 en 2.2.

Het gas, dat de turbine verlaat, wordt gekoeld. Dit wordt door door een warmtewisselaar gedaan. De warmte wordt aan de omgeving afgestaan. Stel nu dat het gas dat de turbine verlaat warmer is dan het gas dat de compressor verlaat. In dat geval kan een gedeelte van de warmte van de gasstroom, die de turbine verlaat, gebruikt worden om de gasstroom naar de turbine toe te verwarmen. Een dergelijke warmtewisselaar heet een recuperator. Het vermogen van deze warmte wordt gesymboliseerd als \dot{Q}_{Rec} . Het thermodynamisch rendement wordt hierdoor niet beïnvloed. De

toegevoerde warmte, $\dot{Q}_+ - \dot{Q}_{\text{Rec}}$, is van een fossiele of nucleaire warmtebron. Juist voor deze warmte moet men economische middelen beschikbaar stellen. Het *mechanisch rendement* vanuit het oogpunt van de brandstof wordt dan:

$$\eta_{\text{me}} = \frac{P_{\text{net}}}{\dot{Q}_+ - \dot{Q}_{\text{Rec}}} \quad (2)$$

Als de warmte-stroom van de recuperator positief is - dus warmte stroomt van de turbineuitgang naar de compressoruitgang -, dan is het mechanisch rendement groter dan het thermodynamisch rendement. Als de warmtestroom van de recuperator negatief is, dan is men beter af zonder recuperator.

Een derde manier om naar dit systeem te kijken is om het *maximaal netto mechanisch vermogen* te bepalen. Bij een gegeven minimum en maximum temperatuur van een systeem wordt dan bepaald hoeveel netto mechanisch vermogen er maximaal geleverd kan worden. Dit wordt in paragraaf 2.2 toegelicht.

Om het totale rendement van een centrale te bepalen dient ook het vermogen voor eigen gebruik verrekend te worden.

Voor de warmtetoepassing is het belangrijk om ook het warmtevermogen in een rendement uit te drukken. Warmte kan aan het systeem worden onttrokken via de voorcoeler (VK) die voor de compressor aanwezig is en in het geval de compressie in meerdere stappen plaats vindt, kan (kunnen) ook de tussenkoeler(s) (TK) warmte afgeven. Het *thermisch rendement* van de voorcoeler en de tussenkoeler wordt gedefinieerd als:

$$\eta_{\text{VK}} = \frac{\dot{Q}_{\text{-VK}}}{\dot{Q}_+ - \dot{Q}_{\text{Rec}}} \quad \eta_{\text{TK}} = \frac{\dot{Q}_{\text{-TK}}}{\dot{Q}_+ - \dot{Q}_{\text{Rec}}} \quad (3)$$

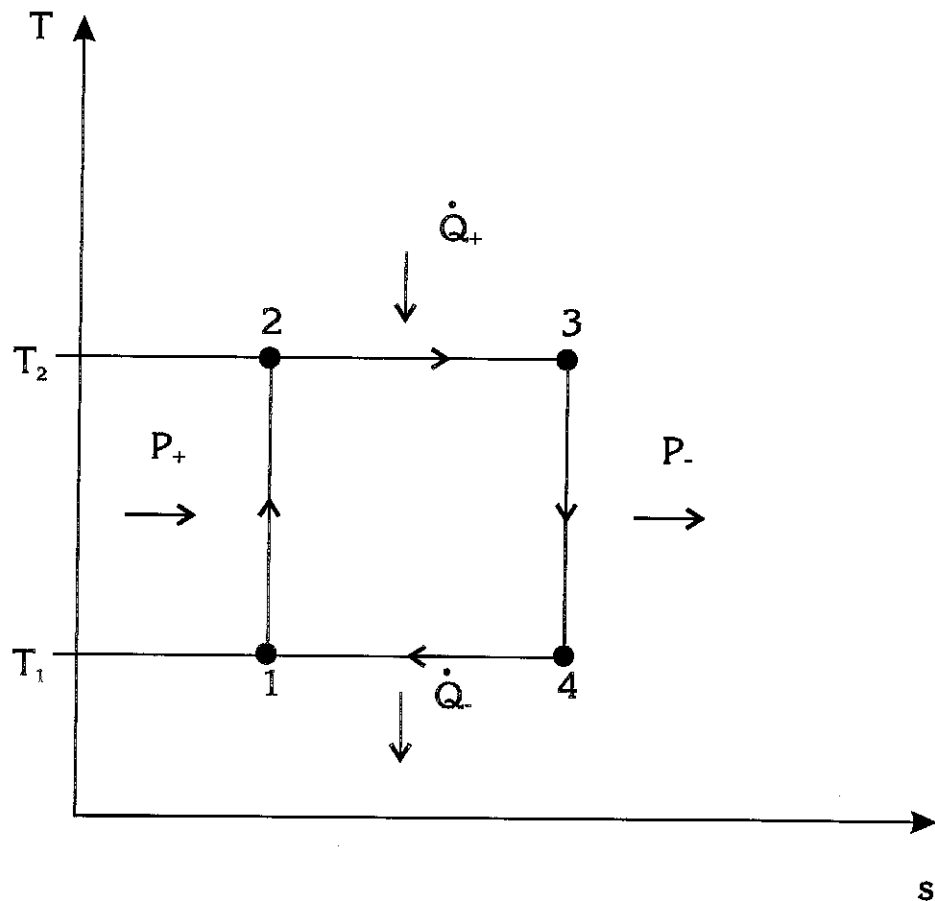
In alle hiervoor genoemde beschouwingen zijn er twee belangrijke temperatuurgrenzen. Het koudste punt wordt in alle situaties 20°C genomen. Deze grens wordt bepaald door de omgevingstemperatuur. De maximale temperatuur wordt bepaald door de gebruikte materialen. De temperatuurgrens van 950°C voor de gasturbine wordt hier als een maximum gehanteerd. Dit maximum komt overeen met de waarden die in de literatuur gebruikt worden, zie bijvoorbeeld de HTR conferentie in Petten van dec. 1994 [5,6].

2.1 Carnot-proces

Het Carnot-proces is een reversibel proces, waarbij de verandering van warmte in mechanisch vermogen in een kringproces wordt beschreven volgens het principe dat warmte toe- en afgevoerd kan worden bij constante temperatuur (isotherm) en dat de omzetting naar mechanisch vermogen wrijvingsloos (isentrop) plaats vindt.

Volgens formule 1 wordt het thermodynamisch rendement volgens Carnot:

$$\eta_c = \frac{P_{\text{net}}}{\dot{Q}_+} = \frac{\dot{Q}_+ + \dot{Q}_-}{\dot{Q}_+} = 1 - \frac{\dot{Q}_-}{\dot{Q}_+} = 1 - \frac{\dot{m} \cdot T_1 \cdot (s_4 - s_1)}{\dot{m} \cdot T_2 \cdot (s_3 - s_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (4)$$

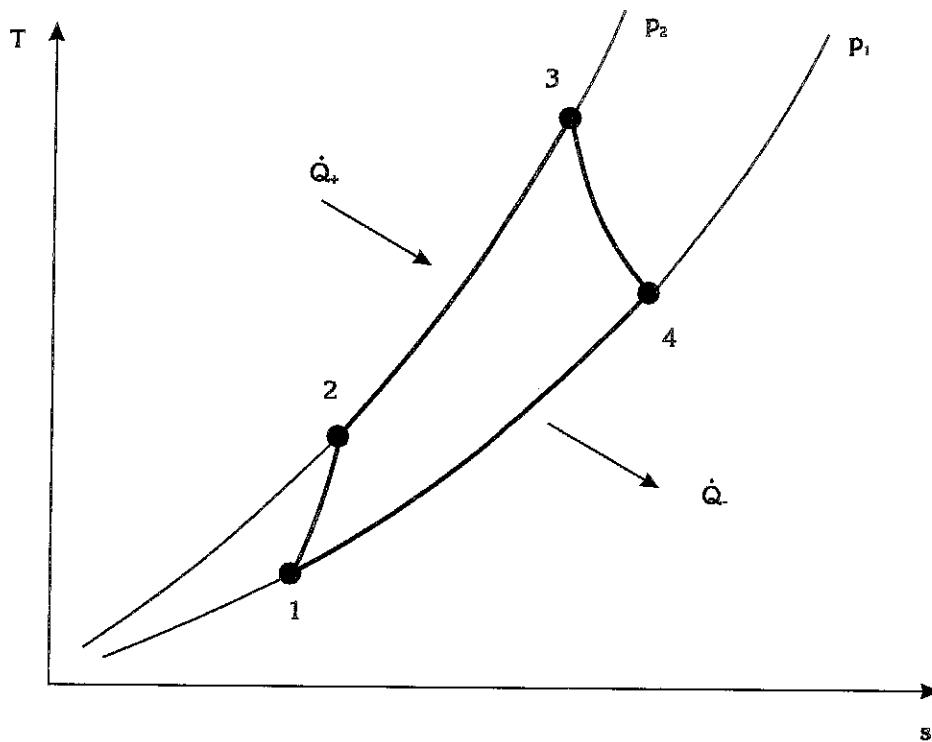


Figuur 2 Carnot proces in een T-s diagram

Hierin is \dot{m} de massastroom, s de entropie van de vier punten zoals in figuur 2 zijn aangegeven, T_1 en T_2 de temperaturen in Kelvin van de punten 1 en 2 in dezelfde figuur. De vier punten in figuur 2 komen met de punten in figuur 1 overeen.

Gegeven de temperatuurgrenzen van 20°C en 950°C, wordt het thermodynamisch rendement volgens het Carnot-proces 76%.

2.2 Joule-proces



Figuur 3 *Joule proces in een T-s diagram*

Een andere thermodynamische beschrijving van het systeem in figuur 1 is het Joule- of Brayton proces. Hierbij zal de warmtetoevoer de temperatuur van het gas laten stijgen, zoals de warmteafvoer de temperatuur van het gas zal laten dalen. In de reversibele situatie die in deze paragraaf wordt behandeld, wordt evenals in het Carnot-proces isentrope omzetting van warmte naar kracht en omgekeerd verondersteld. Het Joule-proces weergegeven in figuur 3 is de irreversibele - het comprimeren en expanderen gebeurt niet isentroop - situatie, die in het volgende hoofdstuk wordt behandeld. Figuur 3 kan hier echter ter gedachte bepaling wel gebruikt worden.

Definiëren we het *dimensieloos netto mechanisch vermogen* \dot{w} en het *dimensieloos thermisch vermogen* van de diverse warmte stromen als:

$$\dot{w} = \frac{P_{\text{net}}}{\dot{m} c_p T_{C+}} \quad (5)$$

$$\dot{q}_+ = \frac{\dot{Q}_+}{\dot{m} c_p T_{C+}} \quad \dot{q}_{\text{Rec}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Rec}}}{\dot{m} c_p T_{C+}} \quad (6)$$

$$\dot{q}_{-\text{VK}} = \frac{\dot{Q}_{-\text{VK}}}{\dot{m} c_p T_{C+}} \quad \dot{q}_{-\text{TK}} = \frac{\dot{Q}_{-\text{TK}}}{\dot{m} c_p T_{C+}}$$

Hierin is \dot{m} de massastroom door de compressor, c_p de specifieke warmte en T_{C+} de temperatuur van de compressor-ingang. Hiermee kunnen de rendementsvergelijkingen 1, 2 en 3 worden herschreven als:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{w}}{\dot{q}_+} \quad \eta_{\text{me}} = \frac{\dot{w}}{\dot{q}_+ - \dot{q}_{\text{Rec}}} \quad (7)$$

$$\eta_{\text{VK}} = \frac{\dot{q}_{-\text{VK}}}{\dot{q}_+ - \dot{q}_{\text{Rec}}} \quad \eta_{\text{TK}} = \frac{\dot{q}_{-\text{TK}}}{\dot{q}_+ - \dot{q}_{\text{Rec}}}$$

Nu geldt voor het dimensieloos netto mechanisch vermogen:

$$\dot{w} = \frac{P_T - P_C}{\dot{m} c_p T_{C+}} = \frac{\dot{m} c_p (T_{T+} - T_{T-}) - \dot{m} c_p (T_{C-} - T_{C+})}{\dot{m} c_p T_{C+}} =$$

$$\frac{T_{T+} - T_{C-}}{T_{C+}} - \frac{T_{T-}}{T_{C+}} \left(1 - \frac{T_{C+}}{T_{T-}}\right) =$$

$$\frac{T_{T+} - T_{C-}}{T_{C+}} - \frac{T_{T-}}{T_{C+}} \left(1 - \frac{T_{C-}}{T_{T+}}\right) =$$

$$\frac{T_{T+}}{T_{C+}} - \frac{T_{T+}}{T_{T-}} - \frac{T_{T-}}{T_{C+}} + 1 \quad (8)$$

De laatste twee stappen zijn mogelijk, omdat voor isentrope compressie geldt:

$$\frac{T_{T+}}{T_{T-}} = \frac{T_{C-}}{T_{C+}} \quad (9)$$

Voor de toegevoerde dimensieloze warmtestroom geldt:

$$\dot{q}_+ = \frac{\dot{m} c_p (T_{T+} - T_{C-})}{\dot{m} c_p T_{C+}} = \frac{T_{T+}}{T_{C+}} \left(1 - \frac{T_{C-}}{T_{T+}}\right) \quad (10)$$

Het thermodynamisch rendement volgens Joule wordt dan:

$$\eta_J = 1 - \frac{T_{T-}}{T_{T+}} \quad (11)$$

In de situatie dat de uitlaattemperatuur van de turbine gelijk is aan de inlaattemperatuur van de compressor, geldt dat het rendement volgens het Joule-proces gelijk is aan dat van het Carnot-proces. Er wordt geen andere warmte af- en toegevoerd. Het vermogen dat de compressor levert, wordt door de turbine gedeeltelijk weer geregenereerd. In het geval dat de inlaat- en uitlaat-temperatuur van de turbine aan elkaar gelijk zijn dan wordt de toegevoerde warmte totaal weer afgevoerd, zonder dat de turbine elektriciteit genereert en de compressor elektriciteit gebruikt. Het thermodynamisch rendement wordt dan nul.

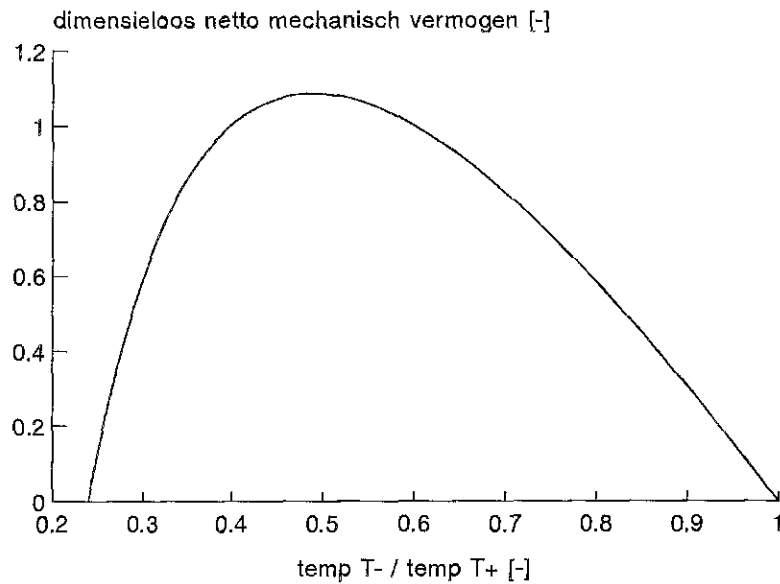
Als de temperatuur aan zowel de turbine- en compressor-inlaatzijde bekend is, dan kan de temperatuur van de uitgangzijde van de turbine bepaald worden, zodanig er maximaal netto mechanisch vermogen aan de cyclus wordt onttrokken. Hiertoe wordt vergelijking 8 gedifferentieerd naar de temperatuur van de uitlaatzijde van de turbine. Het maximum wordt bereikt voor:

$$T_{T-} = \sqrt{T_{T+} T_{C+}} \quad (12)$$

Het thermodynamisch rendement voor maximaal netto mechanisch vermogen wordt dan:

$$\eta_{J \max} = 1 - \sqrt{\frac{T_{C+}}{T_{T+}}} \quad (13)$$

Voor het geval dat de compressorinlaat temperatuur 20 °C is en de turbineinlaat temperatuur 950 °C wordt dit rendement 51%.



Figuur 4 *Dimensieloos netto mechanisch vermogen als functie van de verhouding uit- en inlaat temperatuur van de turbine*

In figuur 4 is het dimensieloos netto mechanisch vermogen uitgezet tegen de temperatuurverhouding van de uitlaat- en de inlaatzijde van de turbine. Met behulp van het programma ETAGT, zie appendix A, zijn de gegevens berekend. Bij de verhouding van de uit- en inlaattemperatuur van 0,488 heeft het dimensieloos netto mechanisch vermogen de grootste waarde. Volgens vergelijking 11 is het thermodynamisch rendement dan eveneens 51%.

3. GASTURBINEPROCES

In de praktijk bestaan er geen reversibele maar irreversibele processen. De oorzaken hiervan zijn leidingweerstand in de pijpen, rendementsverlies in de compressor en in de turbine bij omzetting van mechanische energie naar compressie of van expansie naar mechanische energie. Deze verliezen worden in deze paragraaf aan het Joule-proces toegevoegd, waardoor betere uitspraken gedaan kunnen worden over de gasturbine-cyclus. Als uitgangspunt van dit werk wordt het werk van Havermann [1] gebruikt.

De compressieverhouding over de compressor en de turbine wordt gedefinieerd als:

$$\pi_C = \frac{p_{C-}}{p_{C+}} \quad \pi_T = \frac{p_{T+}}{p_{T-}} \quad (14)$$

De indices bij de druk p duiden hier weer op toe- en afvoer van respectievelijk de compressor en de turbine. De waarde van π is niet kleiner dan 1.

Met behulp van de polytrophe toestandsverandering wordt er een relatie gelegd tussen de temperaturen en de compressie verhouding, te weten:

$$\frac{T_{T+}}{T_{T-}} = \pi_T^{\eta_T \frac{R}{c_p}} \quad \frac{T_{C-}}{T_{C+}} = \pi_C^{\frac{1}{\eta_C} \frac{R}{c_p}} \quad (15)$$

Hierin is R de gasconstante en c_p de specifieke warmtecapaciteit (voor helium 5,195 kJ/kg/K).

Voor de efficiëntie van dit proces worden de relaties gebruikt zoals Najjar [2] die gebruikt.

$$\eta_C = 1 - [0.04 + (\pi_C - 1)/150] \quad \eta_T = 1 - [0.03 + (\pi_T - 1)/180] \quad (16)$$

De reden om van de constante waarde, zoals Havermann die gebruikt, af te wijken, is dat in de bovenstaande relatie met de compressieverhouding gerekend wordt. Een grote compressieverhouding factor werkt in het nadeel voor de efficiëntie.

Een deel (μ) van de massastroom die door de compressor gaat, wordt buiten de warmtebron omgeleid en gaat direct naar de turbine. Deze dient ervoor om de turbinerotor te koelen en om de lekstromen af te dichten. Een gedeelte van μ zal in de praktijk expanderen, maar dat wordt hier buiten beschouwing gelaten.

Voor het dimensieloos netto mechanisch en thermisch toegevoerde vermogen (vergl. 5 en 6) kan nu worden geschreven:

$$\dot{w}=(1-\mu) \frac{T_{T+}}{T_{C+}}\left(1-\pi_T^{-\eta_T \frac{R}{c_p}}\right)-\left(\pi_C^{\frac{1}{z} \frac{R}{c_p}}-1\right) \quad (17)$$

$$\dot{q}_+=(1-\mu)\left(\frac{T_{T+}}{T_{C+}}-\pi_C^{\frac{1}{z} \frac{R}{c_p}}\right) \quad (18)$$

De compressieverhouding bij de compressor is groter dan bij de turbine. Dit komt doordat er in iedere component een drukverlies optreedt. Als Dr het relatieve drukverlies is, dan geldt:

$$\pi_T=(1-Dr)\pi_C \quad (19)$$

De factor voor het drukverlies wordt gedefiniëerd als:

$$\delta=(1-Dr)^{-\eta_T \frac{R}{c_p}}=\left(\frac{\pi_T}{\pi_C}\right)^{-\eta_T \frac{R}{c_p}} \quad (20)$$

Het mechanisch vermogen kan vergroot worden door de compressie niet in één maar in meerdere stappen (z) te doen. Tussen de compressoren wordt dan een tussenkoeler geplaatst. Het koelen wordt zodanig gedaan dat het gas bij iedere compressor dezelfde ingangstemperatuur heeft en dat iedere compressiestap dezelfde drukverhoging veroorzaakt. In totaal zijn er dus $z-1$ tussenkoelers. Iedere compressiestap heeft een compressiefactor van $\pi_C^{1/z}$.

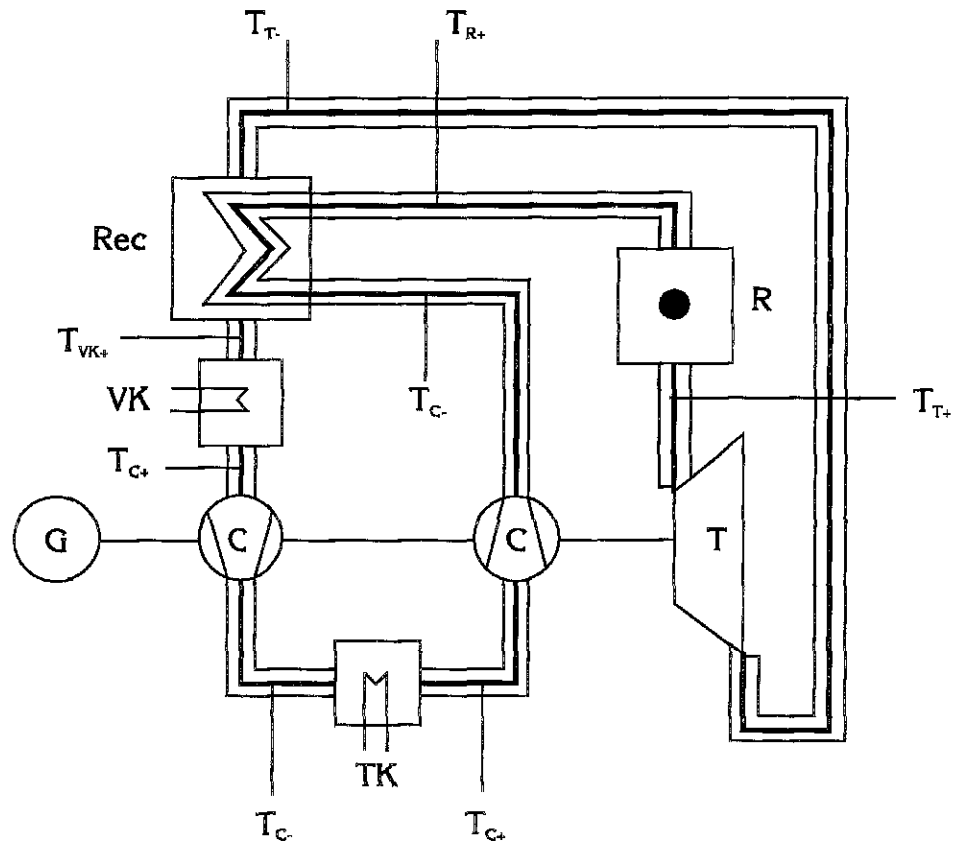
Hierdoor kunnen de vergelijkingen 15, 16, 17 en 18 worden herschreven, waarbij voor de waarde $z=1$ de oorspronkelijke vergelijkingen weer verkregen worden.

$$\eta_C=1-[0.04+(\pi_C^{\frac{1}{z}}-1)/150] \quad \eta_T=1-[0.03+(\pi_T-1)/180] \quad (21)$$

$$\frac{T_{C-}}{T_{C+}}=\pi_C^{\frac{1}{z} \frac{R}{c_p}} \quad \frac{T_{T+}}{T_{T-}}=\pi_T^{\eta_T \frac{R}{c_p}} \quad (22)$$

$$\dot{w}=(1-\mu) \frac{T_{T+}}{T_{C+}}\left(1-\delta \pi_C^{-\eta_T \frac{R}{c_p}}\right)-z\left(\pi_C^{\frac{1}{z} \frac{R}{c_p}}-1\right) \quad (23)$$

$$\dot{q}_+=(1-\mu)\left(\frac{T_{T+}}{T_{C+}}-\pi_C^{\frac{1}{z} \frac{R}{c_p}}\right) \quad (24)$$



Figuur 5 Gasturbine systeem met recuperator

Volgens vergelijking 2 is het mogelijk om een deel van de warmte die de turbine verlaat weer te benutten om het gas dat de compressor verlaat te verwarmen, voordat een andere - de externe - warmtebron wordt benut. De recuperator is schematisch weergegeven in figuur 5.

Het rendement van de recuperator wordt bepaald door de afmetingen. Een mathematische maat voor de efficiëntie van de recuperator is ε , die gedefinieerd wordt als:

$$\varepsilon = \frac{T_{R+} - T_{C-}}{T_{T-} - T_{C-}} \quad (25)$$

Hierin is T_{R+} de temperatuur van het gas op het moment dat het de reactor ingaat.

Vergelijking 6 kan nu worden geschreven als:

$$\dot{q}_{\text{Rec}} = \frac{(1 - \mu) \dot{m} c_p (T_{R+} - T_{C-})}{\dot{m} c_p T_{C+}} = (1 - \mu) \varepsilon \frac{T_{T-} - T_{C-}}{T_{C+}} =$$

$$(1 - \mu) \varepsilon \left(\frac{T_{T+}}{T_{C+}} \delta \pi_C^{-\eta_T \frac{R}{c_p}} - \pi_C^{\frac{1}{z\eta_V} \frac{R}{c_p}} \right)$$
(26)

Zolang \dot{q}_{Rec} positief is, dan bevordert dit een efficiënt warmtegebruik, zoals vergelijking 2 laat te zien.

Bij een gasturbine systeem wordt op een aantal plekken warmte afgevoerd. Deze warmte kan zonder meer voor warmte toepassingen gebruikt worden. In het geval dat er geen recuperator gebruikt wordt, kan de temperatuurval van de uitlaat van de turbine tot de inlaattemperatuur van de compressor als warmtebron gebruikt worden. In het geval van een recuperator is dit de temperatuurval tussen de door de recuperator afgekoelde gas van de turbine en de inlaattemperatuur van de compressor. Deze koeler wordt de voorcoeler (VK) genoemd. In principe kan ook de warmte van de tussenkoelers (TK), indien aanwezig, gebruikt worden. Daarnaast is de maximum temperatuur die bij de geleverde temperatuur hoort van belang. Voor de tussenkoelers kan het dimensieloos afgegeven thermisch vermogen, gebaseerd op vergelijking 6, worden geschreven als:

$$\dot{q}_{\text{-TK}} = (z - 1) \frac{T_{C-} - T_{C+}}{T_{C+}} = (z - 1) \left(\frac{T_{C-}}{T_{C+}} - 1 \right) =$$

$$(z - 1) \left(\pi_C^{\frac{1}{z\eta_V} \frac{R}{c_p}} - 1 \right)$$
(27)

Het dimensieloos thermisch vermogen dat door de voorcoeler wordt afgegeven, wordt dan volgens vergelijking 6 en 26:

$$\dot{q}_{\text{-VK}} = \frac{T_{\text{VK}+} - T_{C+}}{T_{C+}} = \frac{T_{T-}}{T_{C+}} - 1 - \dot{q}_{\text{Rec}} =$$

$$\frac{T_{T+}}{T_{C+}} \delta \pi_C^{\eta_T \frac{R}{c_p}} - 1 - \dot{q}_{\text{Rec}}$$
(28)

De gastemperatuur bij de inlaat van de voorcoeler kan dan direct worden berekend:

$$T_{\text{VK}+} = T_{T-} - \dot{q}_{\text{Rec}} T_{C+}$$
(29)

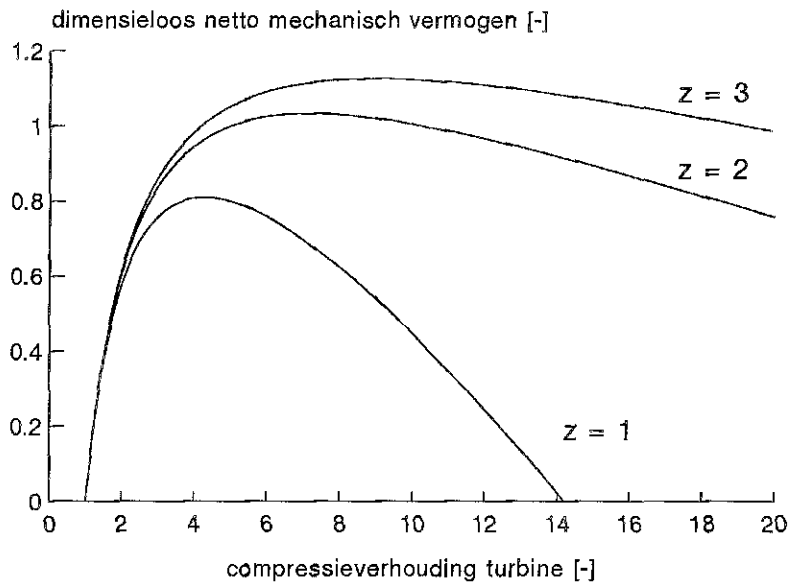
4. BEREKENINGEN GASTURBINETOEPASSINGEN

Berekeningen zijn uitgevoerd met het programma ETAGT, zie appendix A, aan het gasturbine HTR systeem met of zonder recuperator. De invoer parameters in de eerste getallen kolom van tabel 1 hebben betrekking op een systeem zonder recuperator. De tweede getallenkolom heeft betrekking op een systeem met een recuperator, waarvan de efficiëntie 85% is. Doordat er met een recuperator meer leidingen zijn dan zonder recuperator, is de weerstand in de eerste situatie tweemaal zo groot genomen als in de laatste situatie.

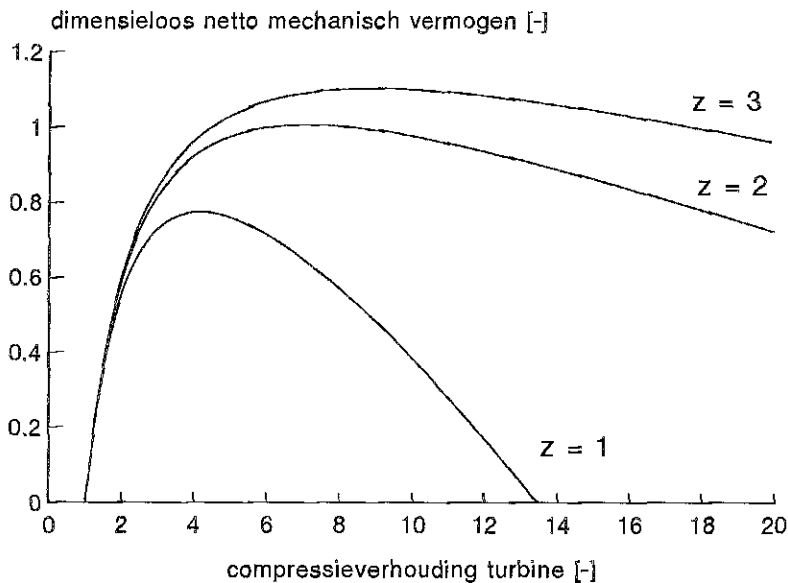
Tabel 1 *Invoer gegevens directe gasturbinecyclus HTR zonder en met recuperator*

	Zonder recuperator	Met recuperator
ε [-]	0,00	0,85
μ [-]	0,04	0,04
Dr [-]	0,04	0,08
T_{T+} [°C]	950	950
T_{C+} [°C]	20	20

De resultaten worden in de volgende figuren weergegeven, waarbij de compressieverhouding over de turbine als de variabele is genomen. In de figuren worden het dimensieloos netto mechanisch vermogen, het toegevoerd dimensieloos thermisch vermogen, het mechanisch rendement, het rendement van de voorcoeler en de tussenkoeler(s) en tenslotte de gas temperatuur bij de ingang van de voorcoeler en de tussenkoeler(s) weergegeven. De resultaten zijn onafhankelijk van de grootte van het systeem.



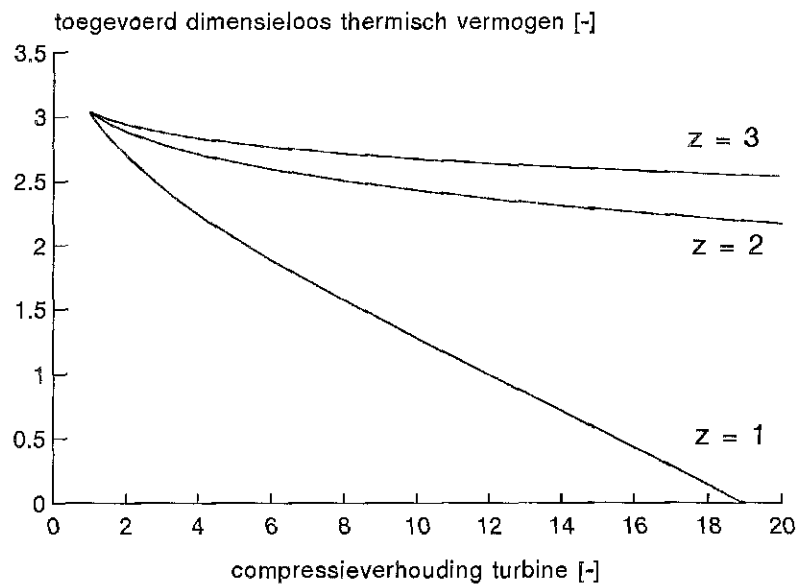
Figuur 6 *Dimensieloos netto mechanisch vermogen als functie van de compressieverhouding over de turbine zonder recuperator*



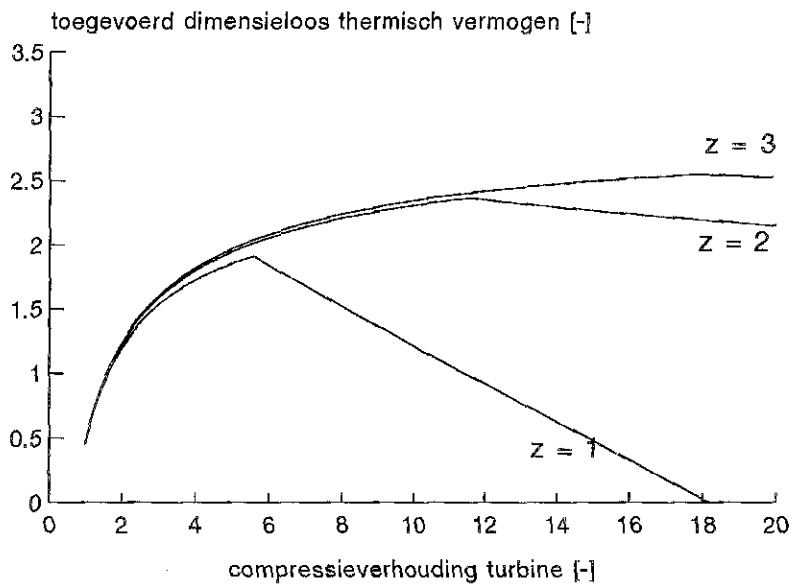
Figuur 7 *Dimensieloos netto mechanisch vermogen als functie van de compressieverhouding over de turbine met recuperator*

In de figuren 6 en 7 is z het aantal compressiestappen. Het dimensieloos netto mechanisch vermogen, zoals gedefinieerd in vergelijking 5, is voor de situatie zonder en met recuperator weergegeven in figuur 6 en 7 als functie van de compressieverhouding over de turbine. Figuur 4 geeft voor de reversibele situatie soortgelijke resultaten, maar dan als de ratio in de in- en uitgangstemperatuur van de turbine. De kleine verschillen tussen de

figuren worden veroorzaakt door de verschillende Dr waarden. Zonder recuperator worden de maximale waarden bereikt bij een compressieverhouding over de turbine van 4,4; 7,2; 9,0 voor de beschouwde compressiestappen. Met de recuperator worden de maxima bereikt bij iets lagere compressieverhoudingen namelijk respectievelijk 4,2; 7,1; 8,9. Links van de maxima zorgt de kleinere compressieverhouding voor een kleine temperatuurstijging van het gas, waardoor er extra thermisch vermogen moet worden toegevoerd om een gastemperatuur van 950°C te bereiken. Rechts van het maxima wordt het vermogen om te comprimeren steeds groter, en wordt het turbinevermogen steeds minder, waardoor van het netto mechanisch vermogen afneemt.

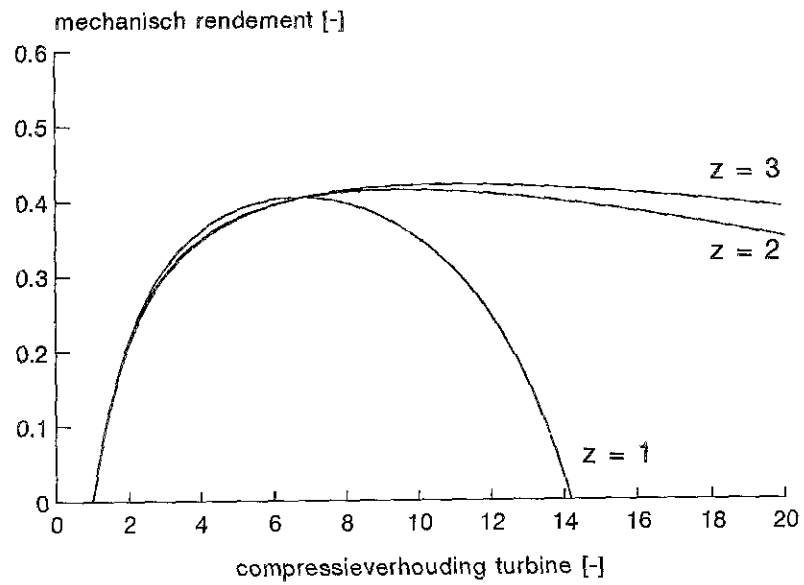


Figuur 8 *Toegevoerd dimensieloos thermisch vermogen als functie van de compressieverhouding over de turbine zonder recuperator*

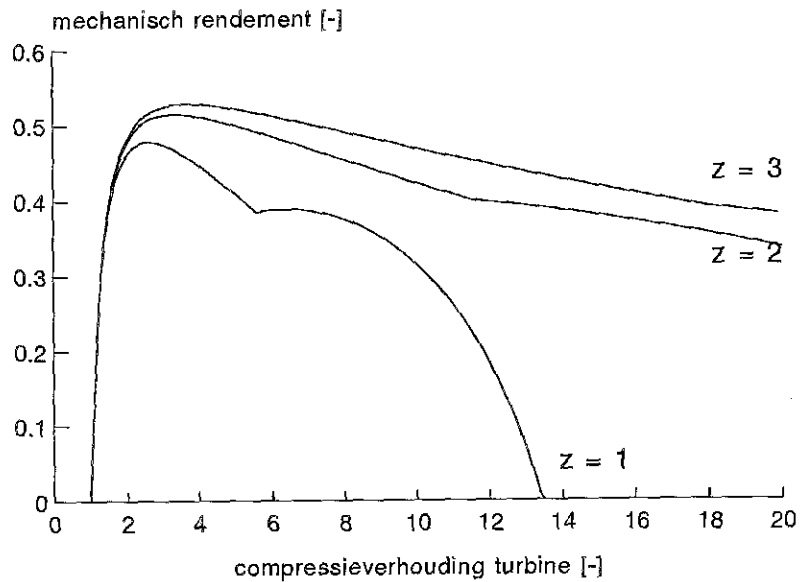


Figuur 9 Toegevoerd dimensieloos toegevoerd thermisch vermogen als functie van de compressieverhouding over de turbine met recuperator

Het toegevoerd dimensieloos vermogen, $\dot{q}_+ - \dot{q}_{\text{Rec}}$ zie ook vergelijking 6, is in figuur 8 en 9 weergegeven. Dat de lijnen in figuur 8 dalen bij groter wordende compressieverhouding wordt veroorzaakt doordat de temperatuur aan de uitgangszijde van de compressor toe neemt. Hierdoor wordt het verwarmingstraject tussen de uitgang van de compressor en de ingang van de turbine korter. Bij constant thermisch vermogen kan de massastroom dus toenemen. Bij kleine compressieverhoudingen is de uitgangstemperatuur van de turbine hoger dan de uitgangstemperatuur van de compressor. De recuperator kan dus warmte overdragen van de uitgangszijde van de turbine naar het opwarmtraject direct na de laatste compressiestap. Op het moment dat de uitgangstemperatuur van de turbine lager wordt dan de uitgangstemperatuur van de compressor heeft de recuperator geen positieve bijdrage meer en wordt hij verder buiten werking verondersteld. De wrijving in de leidingen en de componenten verandert hierdoor echter niet.



Figuur 10 *Mechanisch rendement als functie van de compressieverhouding over de turbine zonder recuperator*



Figuur 11 *Mechanisch rendement als functie van de compressieverhouding over de turbine met recuperator*

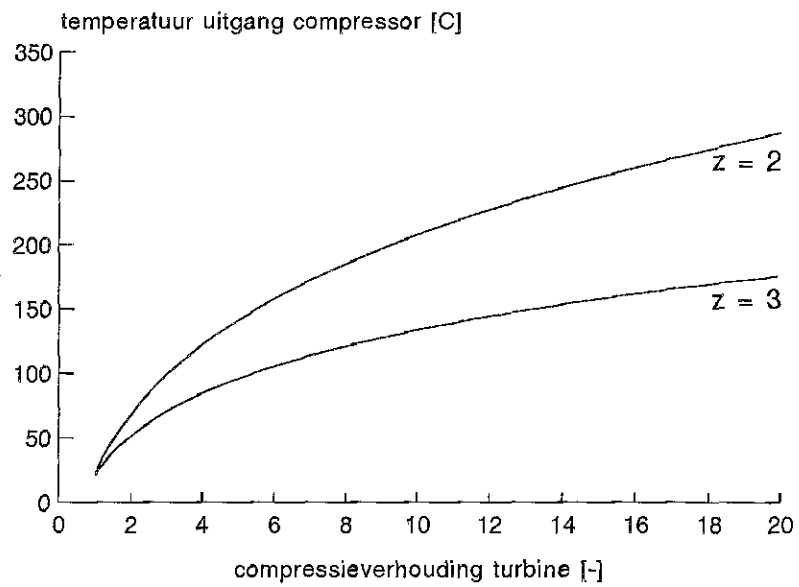
In de figuren 10 en 11 wordt het mechanisch rendement η_{me} , zie vergelijking 7, weergegeven. De maxima staan in tabel 2.

Tabel 2 *De compressieverhouding over de turbine en het thermodynamisch rendement bij het maximaal mechanisch rendement afhankelijk van het aantal compressiestappen en het wel of niet aanwezig zijn van een recuperator*

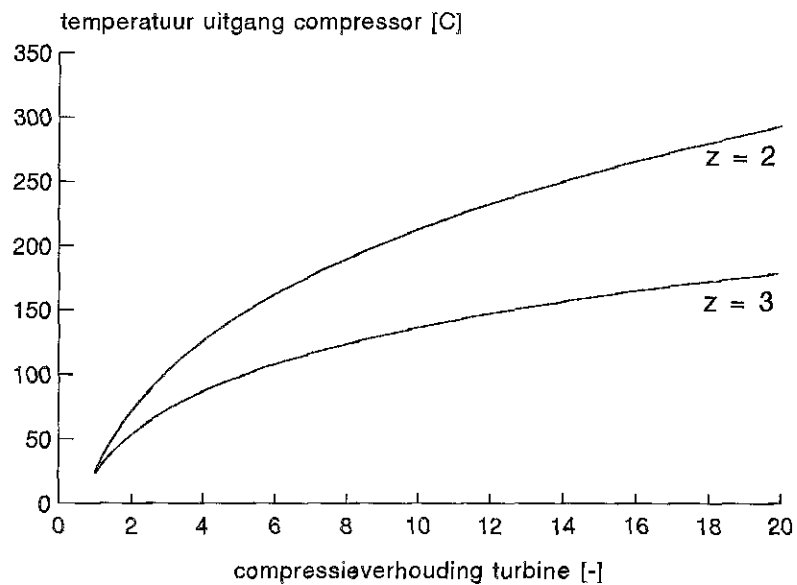
z	Zonder recuperator		Met recuperator		
	π_T	$\eta_{th} (= \eta_{me})$	π_T	η_{me}	η_{th}
1	6,7	0,40	2,6	0,48	0,27
2	9,5	0,41	3,3	0,51	0,31
3	10,8	0,42	3,7	0,53	0,33

Het maximaal mechanisch rendement η_{me} wordt bereikt bij een lagere compressieverhouding over de turbine dan de waarden die horen bij het maximaal dimensieloos mechanisch vermogen en bij het maximaal thermodynamisch rendement. Duidelijk blijkt ook uit deze figuren dat bij een compressieverhouding van boven de zeven zonder een recuperator en boven de 1,8 met een recuperator twee compressiestappen een beter mechanisch rendement geven dan in het geval met één compressiestap. Een derde compressiestap heeft relatief gezien minder voordelen.

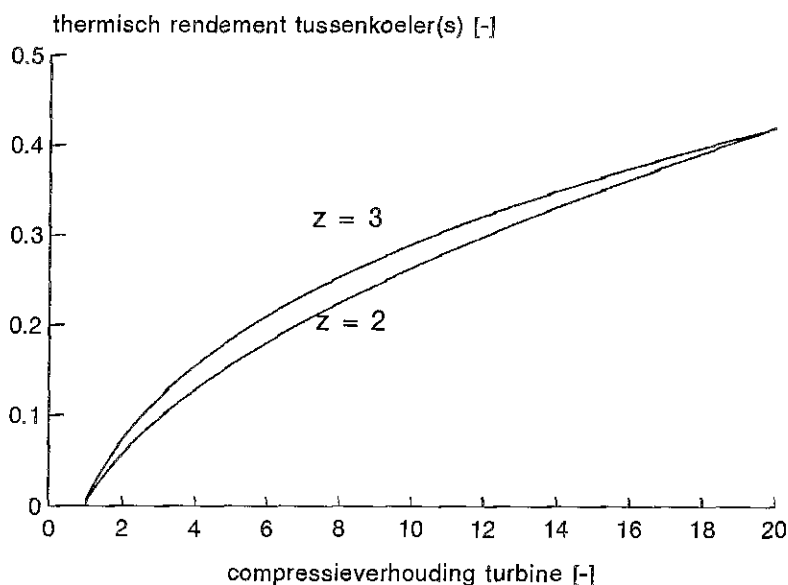
Het thermodynamisch rendement is bij afwezigheid van een recuperator gelijk aan het mechanisch rendement. Bij aanwezigheid van een recuperator is het thermodynamisch rendement zo'n 60% van het maximum mechanisch rendement.



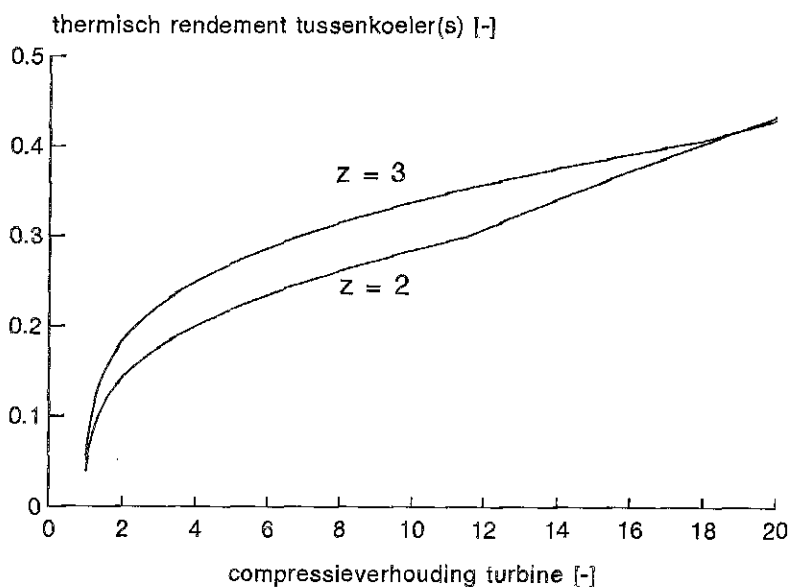
Figuur 12 *Temperatuur uitgang compressor als functie van de compressieverhouding over de turbine zonder recuperator*



Figuur 13 *Temperatuur uitgang compressor als functie van de compressieverhouding over de turbine met recuperator*



Figuur 14 *Thermisch rendement tussenkoeler(s) als functie van de compressieverhouding over de turbine zonder recuperator*

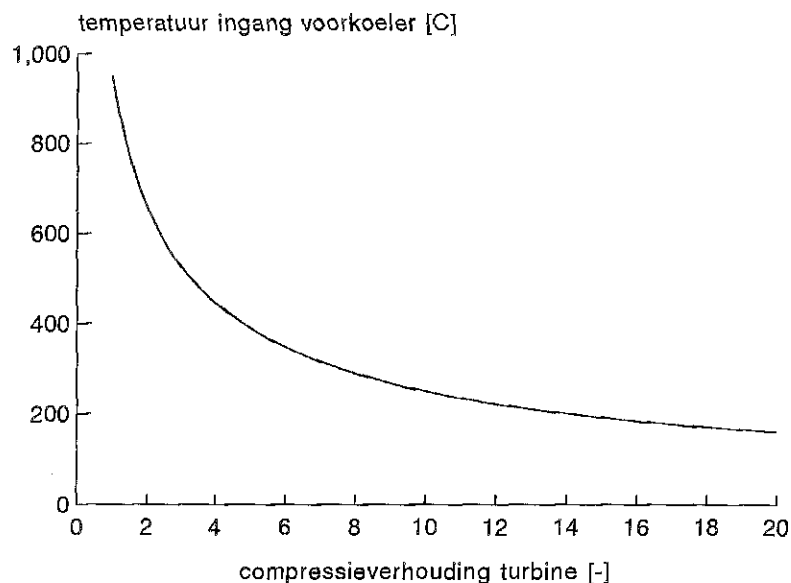


Figuur 15 *Thermisch rendement tussenkoeler(s) als functie van de compressieverhouding over de turbine met recuperator*

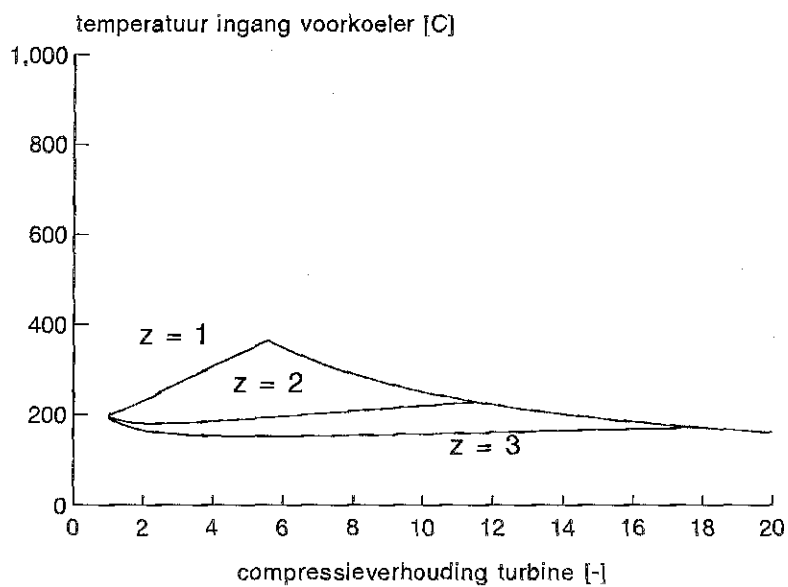
De figuren 12 tot en met 15 dienen bij elkaar genomen te worden. De vraag rijst of het thermisch vermogen, dat afgevoerd moet worden via de tussenkoelers, rendabel is toe te passen. In de afwezigheid van een recuperator is bij het maximaal mechanisch rendement de temperatuur bij de uitgang van de compressor 203°C en 138°C voor respectievelijk de twee en drie compressiestappen. Het bijbehorende vermogen dat door koeling

wordt afgevoerd en dat maximaal voor andere toepassingen gebruikt kan worden is respectievelijk 25% en 30% van het toegevoerd thermisch vermogen. In de situatie dat er een recuperator aanwezig is, verandert er niet veel aan de situatie. Omdat de wrijving iets groter is liggen de temperaturen en de compressiewarmte iets hoger dan in het geval zonder recuperator. Bij eenzelfde compressieverhouding als hierboven worden de temperaturen 206 en 141°C, het vermogen ten opzichte van het toegevoerd dimensieloos thermisch vermogen (\dot{q}_+) 26 en 31% en het vermogen ten opzichte van van het toegevoerd thermisch vermogen ($\dot{q}_+ - \dot{q}_{rec}$) 28 en 35% voor respectievelijk de twee- en driestaps compressie. Bij het maximum van η_{me} en in aanwezigheid van een recuperator worden deze getallen 110 en 83°C, 18 en 24% van het toegevoerd dimensieloos vermogen voor respectievelijk de twee en driestaps compressie. In werkelijkheid wordt het thermisch vermogen door het mechanisch vermogen van de compressor geleverd.

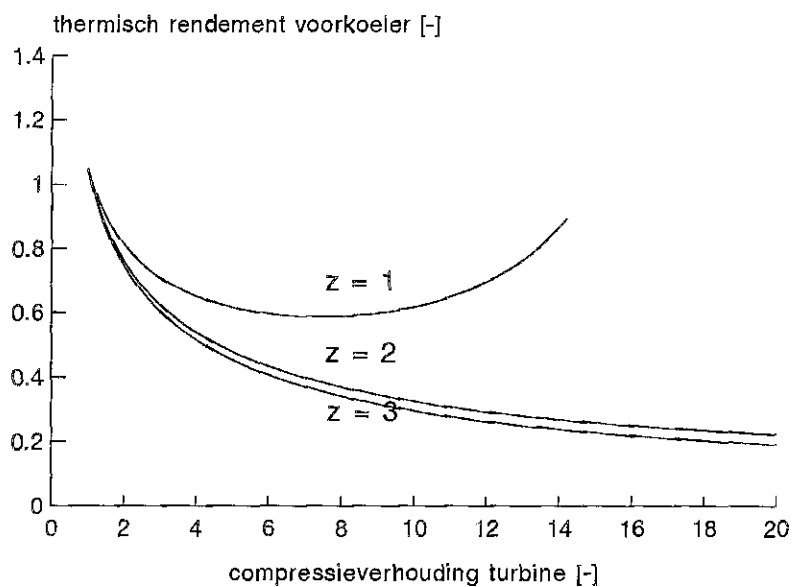
Het thermisch vermogen van de tussenkoeler(s) is zonder recuperator groter dan met recuperator. De temperatuur van het gas dat de voorcoeler in gaat is zonder recuperator respectievelijk 93 en 55°C hoger dan met recuperator bij respectievelijk de twee en drie compressiestappen systemen.



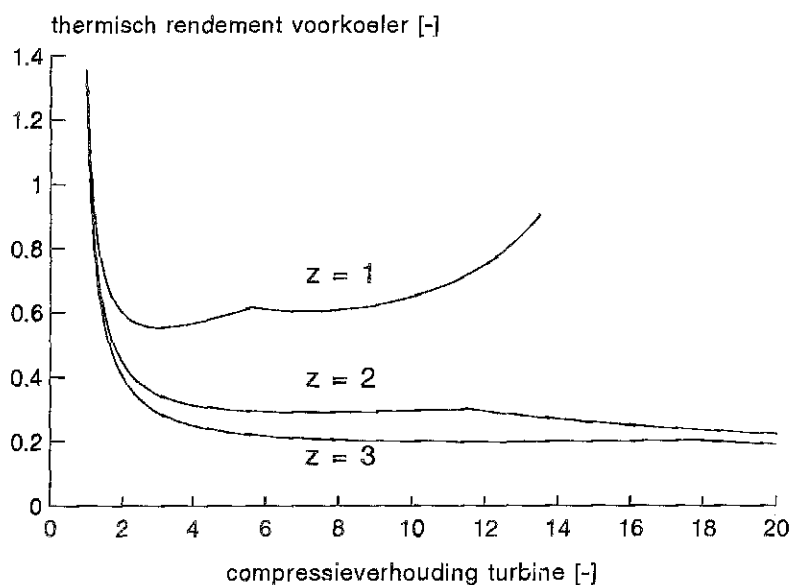
Figuur 16 *Temperatuur ingang voorcoeler als functie van de compressieverhouding over de turbine zonder recuperator*



Figuur 17 *Temperatuur ingang voorcoeler als functie van de compressieverhouding over de turbine met recuperator*



Figuur 18 *Thermisch rendement voorcoeler als functie van de compressieverhouding over de turbine zonder recuperator*



Figuur 19 *Thermisch rendement voorcoeler als functie van de compressieverhouding over de turbine met recuperator*

De figuren 16 tot en met 19 hebben betrekking op de voorcoeler en dienen tezamen te worden bekeken. Zonder recuperator en bij een compressieverhouding van één kan al het thermisch vermogen dat in het systeem wordt gestopt weer gebruikt worden als een warmtebron. Zelfs het vermogen om de compressie uit te voeren kan worden benut. De maximumtemperatuur voor deze warmtebron is gelijk aan de maximumtemperatuur van het toegevoerde thermisch vermogen. Dit geldt overigens voor de hier gepresenteerde berekeningswijze.

Bij een compressieverhouding van respectievelijk 6,7; 9,5; en 10,8 - de waarden bij maximaal mechanisch rendement in afwezigheid van een recuperator - zijn de bij één, twee en drie compressiestappen de uitgangstemperatuur van de turbine - die gelijk zijn aan de ingangstemperatuur van de voorcoeler - respectievelijk 326; 260; en 239°C. Het thermisch vermogen, dat de voorcoeler afvoert, is dan respectievelijk 59; 33; en 28% van het toegevoerd thermisch vermogen. Figuur 16 en 18 tonen duidelijk aan dat bij een lagere compressieverhouding aanzienlijk meer thermisch vermogen gebruikt kan worden uit dit beschouwde HTR systeem. Eén van de manieren om de warmte te gebruiken is de recuperator, zoals de figuren 17 en 19 laten zien. Bij het maximaal mechanisch rendement, η_{me} , is bij een toenemend aantal compressiestappen de ingangstemperatuur van de voorcoeler 254; 182; en 154°C. Het afgegeven thermische vermogen van deze koeler is dan respectievelijk 56; 33; en 26% van het toegevoerde thermische vermogen. Opgemerkt kan worden dat bij een grotere compressieverhouding dan bij maximaal mechanisch rendement η_{me} de ingangstemperatuur in de voorcoeler toeneemt.

Bij het maximaal mechanisch rendement is het thermisch rendement van de voorcoeler bij een gelijk aantal compressiestappen bijna onafhankelijk

van de situatie of er nu een recuperator is of niet. De temperatuur van het gas dat de voorcoeler in gaat wordt echter zo'n 80°C koeler bij gebruik van een recuperator.

Het is duidelijk dat de warmte met de hoogste temperatuur geleverd wordt door de voorcoeler in afwezigheid van een recuperator (zie figuur 16 en 17). Ook is duidelijk dat bij een toenemend aantal compressiestappen het maximum mechanisch rendement bereikt wordt bij steeds grotere compressieverhoudingen over de turbine en dat de daarbij behorende ingangstemperatuur van de voorcoeler afneemt. Anders gezegd de hoogste ingangstemperatuur van de voorcoeler bij een maximaal mechanisch rendement wordt bereikt bij een enkelvoudige compressiestap. Nu kan de ingangstemperatuur van de voorcoeler hoger gemaakt worden door het gas in de voorcoeler niet zover af te koelen als hier is aangenomen (20°C). In tabel 3 wordt bij maximaal rendement en een enkelvoudige compressiestap de resultaten vergeleken wanneer het gas in de voorcoeler afkoelt tot respectievelijk 20 en 60°C.

Tabel 3 *Resultaten berekeningen van het thermisch vermogen van de voorcoeler bij maximaal mechanisch rendement wanneer de voorcoeler het gas afkoelt tot 20 resp. 60°C*

T_{C_+} [°C]	π_T [-]	η_{me} [-]	T_{VK_+} [°C]	η_{VK} [-]
20	6,7	0,40	326	0,59
60	5,8	0,37	357	0,62

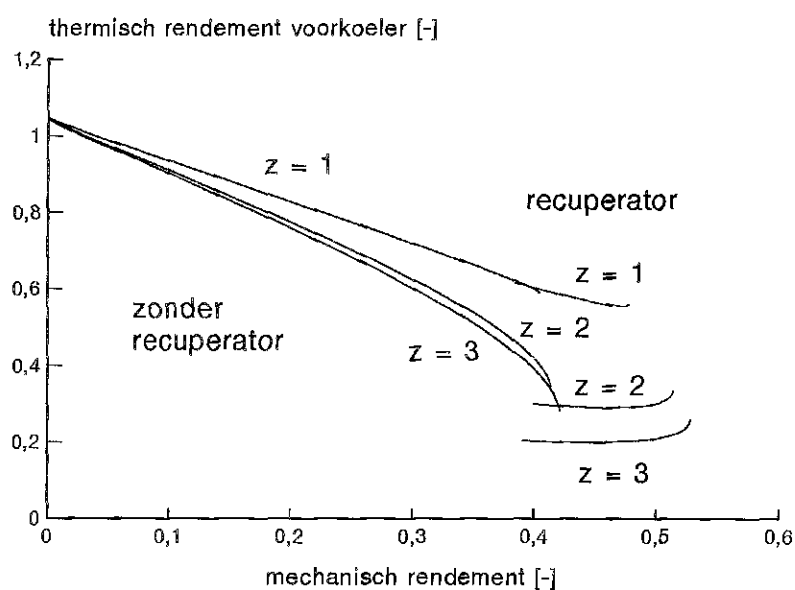
Bij maximaal mechanisch rendement blijkt voorts uit tabel 3 dat de compressieverhouding over de turbine afneemt bij toenemende temperatuur van het gas in de voorcoeler.

In het geval dat een HTR installatie een primair en secundair circuit heeft, dan zit er in het primaire circuit geen turbine - dus een compressieverhouding over de turbine met waarde één. De warmtewisselaar functioneert als de voorcoeler in de voorgaande tekst. De ingangstemperatuur van de primaire zijde van warmtewisselaar is dan 950°C en de uitgangstemperatuur stelt zich in op het proces van het secundaire circuit, maar zal normale wijze altijd hoger zijn dan de waarden (T_{C_+}) in tabel 3.

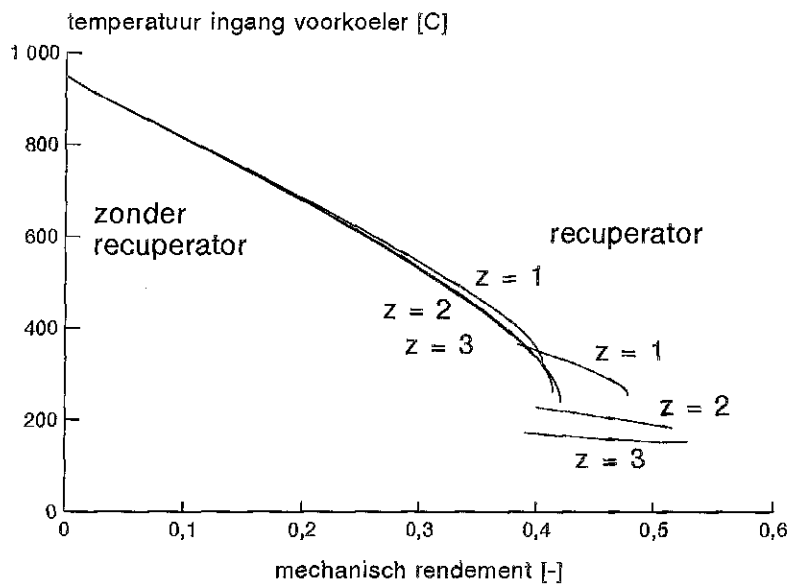
5. CONCLUSIES GASTURBINETOEPASSINGEN

Beginnend bij het gasturbine systeem zonder recuperator kan gesteld worden dat bij een compressieverhouding één over de turbine de compressor meer als circulator fungeert om de warmte van de HTR via een circuit door te geven aan een warmte toepassing dan een compressor. Immers van elektriciteitsopwekking kan geen sprake zijn onder deze condities. Slechts een enkelvoudige compressiestap is in deze situatie van toepassing.

In het geval dat er warmte toepassingen zijn waarbij een hoge temperatuur nodig is (dicht tegen de 950°C aan) en er wordt ook mechanisch vermogen vereist dan kan er een warmtewisselaar geplaatst worden voor de turbine. Deze turbine zal dan bij een lagere temperatuur functioneren dan in de voorgaande beschouwingen is berekend. In de verdere beschouwing wordt de turbine bij de hoogste temperatuur bedreven.



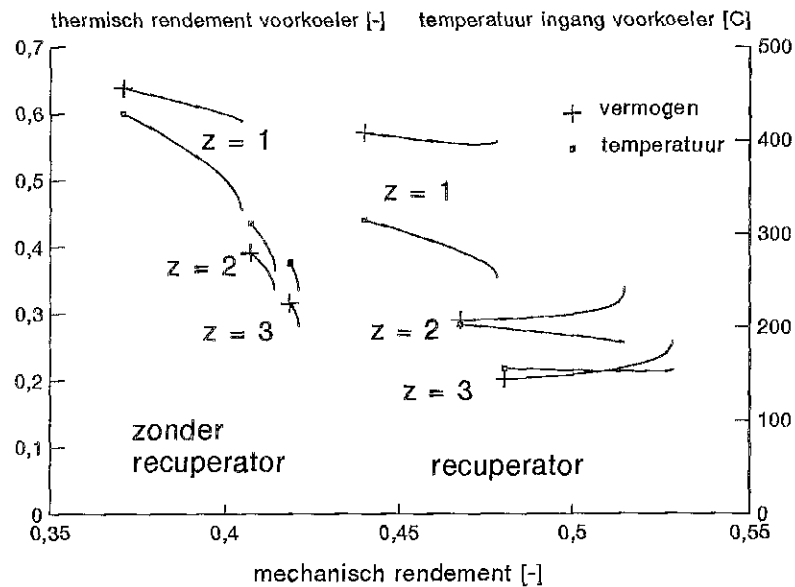
Figuur 20 *Thermisch rendement van de voorcoeler als functie van het mechanisch rendement*



Figuur 21 *Temperatuur van het gas bij ingang voorcoeler als functie van het mechanisch rendement*

In figuur 20 en 21 zijn de resultaten van het thermisch rendement van de voorcoeler en de bijbehorende maximale temperatuur als functie van het rendement η_{me} weergegeven. Zonder warmtetoepassingen moet het vermogen bij dit rendement in de omgeving geloosd worden, zodanig dat het gas tot 20°C afkoelt. Bij warmtetoepassingen, waarbij het terugkomend medium een hogere temperatuur heeft dan 20 °C, kan dan slechts een deel van het thermisch rendement van de voorcoeler worden benut.

Eerst worden de resultaten besproken zonder recuperator en een enkelvoudige compressiestap. Daarna komen de meerdere compressiestappen aan de orde en vervolgens het gebruik van een recuperator.



Figuur 22 *Detail van rendement voorcoeler met als grenzen maximaal mechanisch vermogen en maximaal mechanisch rendement*

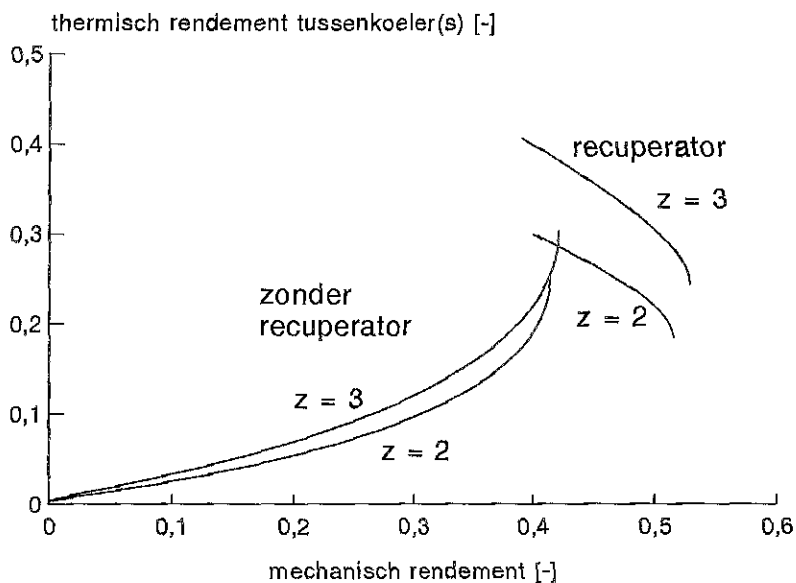
Wanneer de compressieverhouding toeneemt, dan wordt volgens vergelijking 23 met een compressieverhouding over de turbine van 4,4 een optimum verkregen voor het dimensieloos mechanisch vermogen, waarbij zowel het thermodynamisch als het mechanisch rendement (η_{th} , η_{me}) 37% is; de resterende 63%, zijnde het thermisch rendement, kan door middel van de voorcoeler gebruikt worden voor thermische toepassingen (zie figuren 20,21 en 22 situatie $z=1$ zonder recuperator). Het gas verlaat de turbine op dat moment met 423°C. Op kurve in figuur 22 wordt deze situatie aangeduid met een plus en een vierkantje van respectievelijk het rendement en de temperatuur.

Het maximum mechanisch en thermodynamisch rendement (zowel η_{me} als η_{th} gelijk aan 40%) wordt bij een compressieverhouding over de turbine van 6,7 bereikt. Dan is nog 59% van het thermisch rendement beschikbaar voor warmtetoepassingen, waarbij het gas dat de turbine verlaat een temperatuur heeft van 326°C.

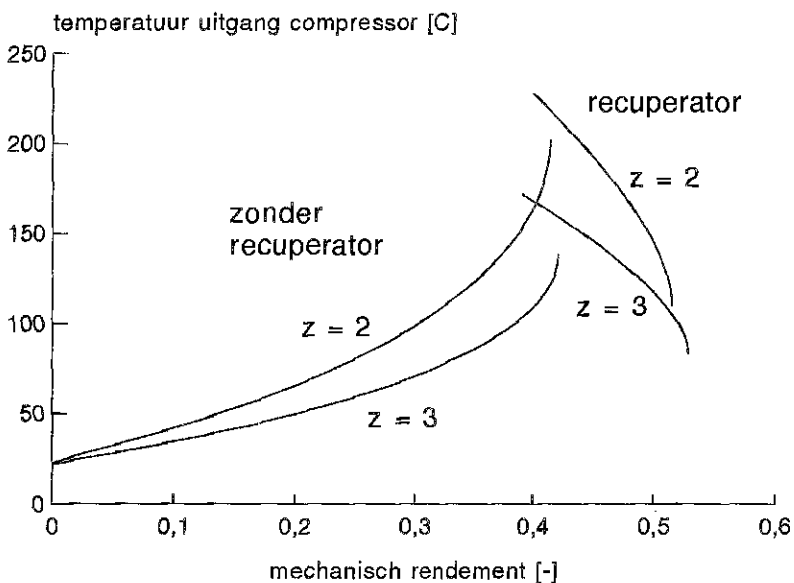
Bij grotere compressieverhoudingen neemt zowel het mechanisch rendement af als de temperatuur die de turbine verlaat. Het thermisch rendement blijft echter toenemen. Dit is echter een niet praktisch gebied. Zo wordt bij een compressieverhouding van 12 over de turbine 25% van het thermisch vermogen omgezet in kracht en 70% in warmte, waarbij het gas de turbine met 222°C verlaat.

Om een groter mechanisch rendement te halen kan de compressie in in twee of drie stappen worden uitgevoerd. Dit gaat dan ten koste van het thermisch rendement van de voorcoeler, omdat zowel de hoeveelheid thermisch vermogen minder wordt, als ook dat dit vermogen bij een lagere

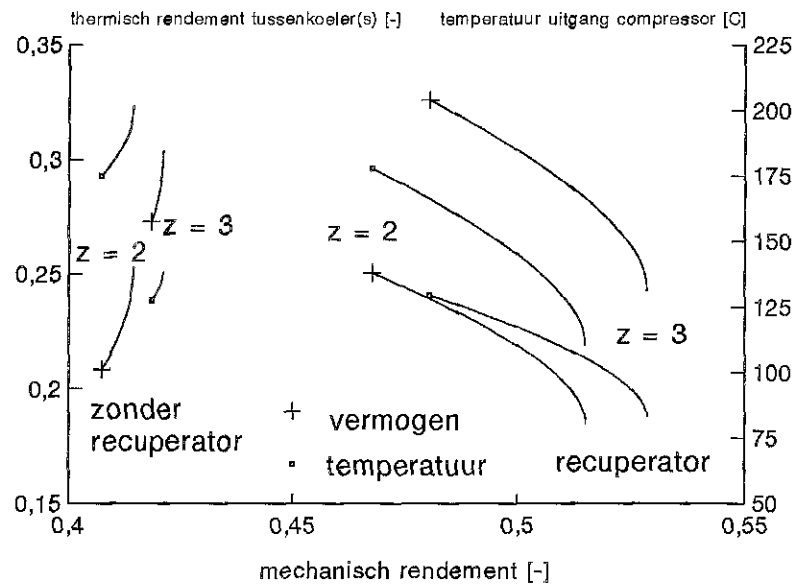
temperatuur beschikbaar is. Echter bij meerstaps compressie kan de warmte van de tussenkoeler(s) ook gebruikt worden.



Figuur 23 Thermisch rendement van de tussenkoeler(s) als functie van het mechanisch rendement



Figuur 24 Temperatuur compressor uitgang als functie van het mechanisch rendement



Figuur 25 Detail van tussenkoeler vermogen en temperatuur als functie van mechanisch rendement

In de figuren 23, 24 en 25 zijn de resultaten van de tussenkoeler(s) weergegeven waarbij in de detail figuur de resultaten zijn gegeven tussen maximaal dimensieloos mechanisch vermogen en maximaal mechanisch rendement. De twee-staps compressie geeft een lager thermisch rendement bij een hogere temperatuur dan de drie-staps situatie. In werkelijkheid wordt dit thermisch vermogen in de voorcoeler(s) door de compressor geleverd.

In de voorgaande beschouwing is bij kleine compressieverhoudingen de temperatuur van het gas bij de turbineuitgang hoger dan bij de uitgang van de compressor. Hierdoor kan warmte van de turbine uitgang naar de compressoruitgang worden overgebracht door middel van een recuperator. In de bovenstaande figuren zijn de resultaten van de recuperator weergegeven in het traject van maximaal mechanisch rendement tot het punt dat de temperatuur van de turbineuitgang gelijk is aan de compressoruitgang. In dit traject ligt ook het maximaal dimensieloos mechanisch vermogen dat volgens vergelijking 23 is gedefinieerd.

Het gebruik van een recuperator is pas zinvol wanneer een mechanisch rendement van meer dan 40% is vereist. Voor een maximaal mechanisch rendement gelden de volgende ervaringsregels:

- bij gebruik van een recuperator ligt het mechanisch rendement zo'n 10% hoger dan het mechanisch rendement zonder recuperator, onafhankelijk van het aantal compressiestappen
- het thermisch rendement van de voorcoeler is niet afhankelijk van het feit of er een recuperator gebruikt wordt, het thermisch rendement neemt wel af met een toenemend aantal compressiestappen
- de maximale temperatuur van het gas in de voorcoeler is bij gebruik van een recuperator zo'n 80°C lager dan bij afwezigheid van een recuperator.

Het thermisch rendement van tussenkoeler(s) is groter bij gebruik van een recuperator dan in het geval van afwezigheid van een recuperator. Bij een toenemend aantal compressiestappen neemt het thermisch rendement van de voorcoeler(s) toe maar de maximale temperatuur neemt af.

De bovenstaande beschouwingen zijn onafhankelijk van het thermisch vermogen. Dit geldt ook voor de systeemdruk. Echter bij de systeemdruk gelden nog de volgende overwegingen. Om de massastroom te verkrijgen zal bij een lage druk of de stroomsnelheid in de leidingen of de diameter van de pijpen vergroot moeten worden ten opzichte van een systeem met hoge druk. Daarnaast vindt de warmteoverdracht van de kern van de reactor naar het gas effectiever plaats bij een hogere druk. Natuurlijk wordt de maximale druk beperkt door de mechanische en economische eigenschappen van de gebruikte materialen. De literatuur [3,4] geeft als referentiewaarde vaak een systeemdruk van 6MPa.

REFERENTIES

- [1] Marc Havermann, Heiko Barnert, Jasbir Singh
Thermodynamischer Optimierung einer HTR-Kombi Anlage,
Interner Bericht KFA-ISR-IB-5/93, März 1993.
- [2] Y.S.H. Najjar
The overexpansion gas turbine cycle using hydrogen,
Intl. J. Hydrogen Energy, Vol. 16, No. 9, pp 625-629, 1991
- [3] K. Kugeler, R Schulten
Hochtemperaturreaktortechnik HTR, Springer-Verlag, 1989
- [4] X.L. Yan, L.M. Lidsky
Design of closed-cycle helium turbine nuclear power plants,
International gas turbine and aeroengine congress and exposition,
Cincinnati, Ohio, ASME paper 93-GT-196, May 24-27, 1993
- [5] H. Th. Klippel
Development status of modular HTGRs and their future role,
Proceedings of an IAEA TCM, held in Petten NL, 28-30 Nov. 1994,
ECN-R--95-026, July 1995
- [6] H. Th. Klippel
Proceedings of the ECN workshop on the role of modular HTGRs in the
Netherlands, held in Petten NL, 30 Nov. - 1 Dec. 1994, ECN-R--95-
027, June 1995.

APPENDIX A. REKENPROGRAMMA

Het onderstaande programma is gebuikt om de data in de grafieken in dit rapport te berekenen. Het oorspronkelijke programma van Havermann [1] is als uitgangsprogramma gebruikt. Het programma is gebaseerd op TURBO-PASCAL.

```
(** ETA_GT:      etagt6.pas**)
(** Dieses Programm berechnet den inneren thermischen Wirkungsgrad eines
Gasturbinenprozesses mit und ohne Rekuperator**)
(** Der Wirkungsgrad wird in Abhängigkeit vom Turbinendruckverhältnis
berechnet**)
(** Verfasser: Marc Havermann, März 1993 **)
(** bearbeitet bei Henk van Rij **)
(** Das Programm ist lauffaehig auf Turbo Pascal-Versionen ab 4.0**)
(** Vor dem Start sind die Pfade für die Graphiktreiber zu
ueberprüfen!**)
(** Diese lauten hier in Zeile 95: 'c:\sprachen\tp\bgi' **)
(** 'Dr' bezeichnet relative Druckverluste, 'u' ist der relative
Kuhlmassenstrom**)
program ETA_GT(input,output,file9);
uses crt,graph;
const R_cp=0.4; (*Stoffwerte Helium*)
var
Egt,Egt_min,Egt_max,Egt_,Tte,t_TE,Tve,t_VE,t_VA,Tta,t_TA,t_RE,t_VKE,piV,D
piT,piT,d,eps,Dr,u:real;
  i,j,l,a,b,z,graphmode,graphdriver:integer;  (*i,j,l:Laufvariable*)
  file9:text;
  e:char;          (*z-1)=Anzahl der ZK*)
  car1:string[1];car3:string[3];car4:string[4];car8:array[1..7] of
string[8];

function Et(var p:real):real;  (*polytrope Wirkungsgrade *)
begin
Et:=1-(0.03+(p-1)/180);
if (Dr+u) < 0.0001 then Et:=1; (** reversible **)
end;

function Ev(var p:real):real;  (*polytrope Wirkungsgrade *)
begin
Ev:=1-(0.04+(exp(ln(p)/z)-1)/150);
if (Dr+u) < 0.0001 then Ev:=1; (** reversible **)
end;

function w(var p:real):real;
begin
w:=(1-u)*(Tte/Tve*(1-d*exp(-R_cp*Et(piT)*ln(piV))))-z*(exp(R_cp/Ev(piV)/z
*ln(piV))-1);
end;

function q1(e:real):real;
begin
q1:=(1-u)*(Tte/Tve*(1-e*d*exp(-R_cp*Et(piT)*ln(piV)))-(1-e)*exp(R_cp/Ev(p
iV)/z*ln(piV)));
end;

function q(var p:real):real;
begin
q:=q1(0);
if q1(eps)<q1(0) then q:=q1(eps);
end;

begin
Egt_min:=1;
Egt_max:=0;
DpiT:=1;
clrscr;
writeln(' Prozess mit oder ohne Rekuperator? m/o');
write(' ');readln(e);
if e='o' then
begin (*ohne Rek.*)
eps:=0;
```

```

write(' Eingabe von tTE [°C],tVE [°C],Dr,u:');
write(' ');readln(t_TE,t_VE,Dr,u);
writeln;
writeln('  PiT tTA°C ZK eta tVA°C ZK eta tVA°C ZK eta tVA°C');
end;
if e='m' then
begin (* mit Rek.*)
write(' Eingabe von tTE [°C],tVE [°C],Dr,u,eps:');
write(' ');readln(t_TE,t_VE,Dr,u,eps);
writeln;
writeln('  PiT tTA°C ZK eta tRE°C ZK eta tRE°C ZK eta tRE°C');
end;
writeln;
for j:=0 to 1 do
begin
if e='j' then
begin
clrscr;
assign (file9,'C:\wpfiles\htr\etagt.asc');
rewrite(file9);
writeln(file9,'      t_TE      t_VE      Dr      u      eps');
str(t_TE:8:3,car8[1]);
str(t_VE:8:3,car8[2]);
str(Dr:8:3,car8[3]);
str(u:8:3,car8[4]);
str(eps:8:3,car8[5]);
for l:=1 to 4 do write(file9,car8[l]);
writeln(file9,car8[5]);
graphdriver:=detect;
initgraph(graphdriver,graphmode,'');
line(140,430,140,45);line(140,430,570,430); (*K-S:x+140,y+430*)
Egt_min:=trunc(Egt_min*100)/100;
Egt_:=trunc((Egt_max-Egt_min)*20+1)/100;
if Egt_ <=0.01 then Egt_:=0.01;
Egt_max:=Egt_min+5*Egt_;
for i:=0 to 5 do
begin
outtextxy(137,427-i*70,'-');
str(Egt_min+i*Egt_+0.000001:4:2,car4);outtextxy(100,427-i*70,car4);
(*Skalierung y-Achse*)
end;
outtextxy(137,45,'^');outtextxy(95,50,'Eta');
outtextxy(137,430,'!');outtextxy(140,440,'0');
outtextxy(567,427,'>');outtextxy(550,455,'piT');
DpiT:=0.1
end;
Tte:=t_TE+273;
Tve:=t_VE+273;
for l:= 1 to 1+2*j do
begin
piT:=1;
while piT <= 20.00001 do
begin
piV:=piT/(1-Dr);
d:=exp(-Et(piT)*R_cp*ln(1-Dr));
t_TA:=Tte*exp(-R_cp*Et(piT)*ln(piT))-273;
if (e='o') or (e='m') then write(' ',piT:4:1,' ',t_TA:5:0);
for z:= 1 to 1+2*(1-j) do
begin
t_VA:=Tve*exp((R_cp/Ev(piV)*1/z)*ln(piV))-273;
t_RE:=t_VA;
if ql(eps) < ql(0) then t_RE:=eps*(t_TA-t_VA)+t_VA;
Egt_:=0;
if ((w(piV)/q(piV))>0) and ((w(piV)/q(piV))<0.8) then
Egt_:=w(piV)/q(piV);
if Egt_max < Egt_ then Egt_max:=Egt_;
if Egt_min > Egt_ then Egt_min:=Egt_;
if (e='o') or (e='m') then write(' ',z-1,'
',Egt_:5:3,t_RE:5:0,' ');
if e='j'then
begin
t_VKE:=t_TA-(1-u)*(t_RE-t_VA);
str(piT:8:5,car8[1]);write(file9,car8[1]);write(file9,' ');
str((Tve/(t_VA+273)):8:5,car8[1]);write(file9,car8[1]);write(file9,' ');
str(Egt_:8:5,car8[1]);
car8[2]:='      0';

```

```

if w(piV) > 0 then str(w(piV):8:5,car8[2]);
str(q(piV):8:5,car8[3]);
str(t_VA:8:1,car8[4]);
str(((z-1)*(t_VA-t_VE)/Tve/q(piV)):8:5,car8[5]);
str(t_VKE:8:1,car8[6]);
str(((t_VKE-t_VE)/Tve/q(piV)):8:5,car8[7]);
for a:=1 to l-1 do write(file9,', , , , , , ');
for a:=1 to 7 do
begin
  write(file9,car8[a]);write(file9,', ');
end;
writeln(file9,' ');
a:=trunc(140+20*piT);
b:=trunc(430-350*(Egt_-Egt_min)/(Egt_max-Egt_min));
(*Umwandlung in integer fuer lineto noetig*)
if piT<1.00001 then moveto(a,b) else lineto(a,b);
if (trunc((piT+0.000005)/DpiT) =
trunc((piT+0.000005)/40/DpiT)*40) and (z=1) then
begin
  outtextxy(a-3,430,'1');
  str(piT:3:0,car3);outtextxy(a-20,440,car3);
  moveto(a,b);
end;
end;
end; (* end z loop*)
piT:=piT+DpiT;
if (e='o') or (e='m') then writeln;
end; (* end while *)
if e='j' then
begin
  str(l-1:2,car1);outtextxy(540,b-10,'ZK='+car1);
end;
end; (*end l loop *)
if (e='o') or (e='m') then
begin
  writeln('Graphische Darstellung j/n?');
  writeln;
end;
end;
readln(e);
end; (*end j loop *)
close(file9);
end.

```