Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 100 (1974)
Heft: 7: Foire de Bâle, 30 mars-8 avril 1974

Artikel: Cycles à hélium sans récupérateur
Autor: Frutschi, H.U. / Peter, W.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-72099

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 09.12.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

Conférence et exposition de la Division des turbines à gaz de l'ASME à Zurich

La Division des turbines à gaz de l'ASME (American Society of Mechanical Engineers) tiendra sa 19e Conférence annuelle au Palais des Congrès, à Zurich, du 30 mars au 4 avril 1974.

Les turbines à gaz représentent une forme de production d'énergie qui s'est particulièrement développée au cours des dernières décennies, tant dans le secteur de l'énergie nucléaire que dans ceux de la marine, de l'aviation, des chemins de fer et des transports routiers.

Quelque 150 travaux provenant des spécialistes du monde entier feront le point des résultats obtenus jusqu'ici dans ces divers domaines, particulièrement intéressants à une époque où les problèmes énergétiques se trouvent placés au premier plan de l'actualité.

Une intéressante exposition présentera les spécialités, dans le domaine des turbines à gaz, de 70 maisons des Etats-Unis, d'Angleterre, d'Allemagne, d'Italie, du Japon, de Norvège, de Suède et de Suisse. Cette exposition se tiendra en partie au Palais des Congrès et en partie à bord de deux bateaux amarrés à proximité.

Le *Bulletin technique* est heureux de consacrer ce numéro à cette intéressante manifestation à laquelle il souhaite un plein succès.

W. PETER.

Cycles à hélium sans récupérateur

par H. U. FRUTSCHI, Zurich, en collaboration avec W. PETER, Pully

L'Institut fédéral de recherches en matière de réacteurs (IFR), à Würenlingen, a entrepris depuis quelques années, dans le cadre de son programme sur les surgénérateurs, des recherches concernant les possibilités techniques et économiques de l'utilisation du cycle à gaz direct dans les réacteurs de puissance surgénérateurs refroidis à l'hélium.

D'importantes études, se rapportant tant au réacteur lui-même qu'aux turbomachines, ont montré que la solution optimale pour le surgénérateur, correspondant au minimum des frais de production d'énergie, était obtenue en diminuant les frais d'investissement, malgré la réduction de rendement qui en découle [1] [1].

On sait que les échangeurs de chaleur (récupérateur et réfrigérants intermédiaires) contribuent pour une part importante au coût de ces installations. C'est donc ici que l'on tentera logiquement de réaliser des économies.

Le présent article considère les turbines à hélium sans récupérateur, avec et sans réfrigérants intermédiaires, et cherche à déterminer les rendements cycliques et les puissances spécifiques qu'elles permettent d'obtenir, de même que les possibilités constructives qui en découlent.

[1] Les chiffres entre crochets renvoient à la bibliographie en fin d'article.

Cycle sans récupérateur et sans réfrigération intermédiaire

Le diagramme entropie-température de ce cycle est représenté par la figure 1 A. Au point (1), à la sortie du compresseur, l'hélium pénètre dans le réacteur R où il est

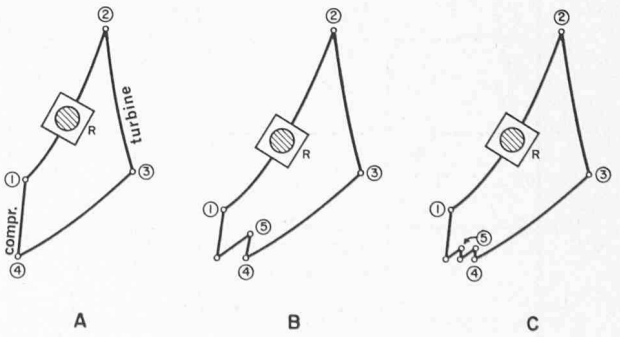

Fig. 1. — Diagrammes entropiques des cycles à hélium sans récupérateur.

réchauffé, et arrive dans la turbine en (2). Après expansion dans cette dernière, il entre en (3) dans le réfrigérant à circulation d'eau, où sa température diminue jusqu'au point (4) correspondant à l'entrée dans le compresseur. Les portes de pression ont été admises à 4 %, dont 3 % dans le réacteur lui-même. Sur la base d'expériences effectuées sur des turbines à hélium de grande puissance [9], [10], les rendements isentropiques de compression et d'expansion ont été admis comme suit, entre brides d'entrée et de sortie :

compresseur $\eta_s = 0{,}87$ pour $\pi_c = 1{,}5$
turbine $\eta_s = 0{,}90$ pour $\pi_e = 2{,}5$

Les turbines et les compresseurs des cycles sans récupérateur étant soumis à des rapports de pressions élevés et très variables dans les études considérées, il est indiqué, pour éviter l'influence du rapport de pressions sur le rendement isentropique, de considérer plutôt le rendement polytropique donné par :

compresseur $$\eta_{pc} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{n}{n-1}$$

turbine $$\eta_{pe} = \frac{m-1}{m} \cdot \frac{k}{k-1}$$

avec k = coefficient isentropique = 1,665
n = coefficient polytropique de compression = 1,825
m = coefficient polytropique d'expansion = 1,54

Nous obtenons ainsi les rendements polytropiques suivants :

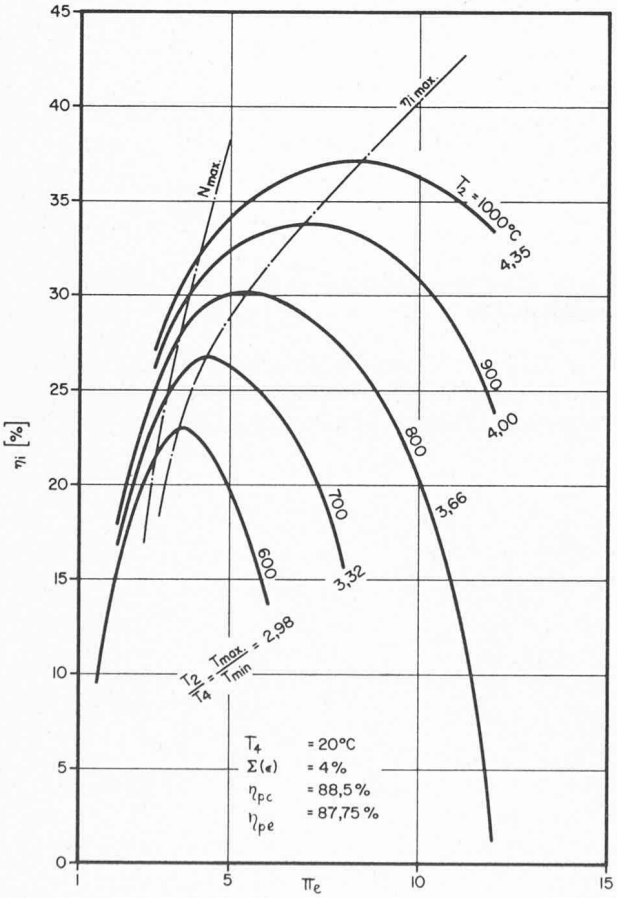

Fig. 2. — Rendement du cycle à hélium sans récupérateur ni réfrigérants intermédiaires.

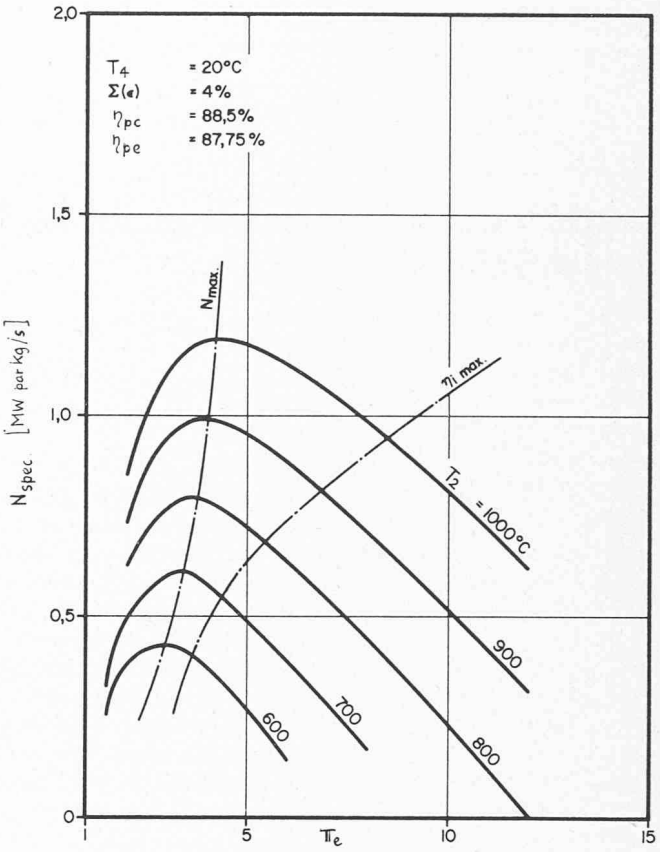

Fig. 3. — Puissance spécifique du cycle à hélium sans récupérateur ni réfrigérants intermédiaires.

compresseur $\eta_{pc} = 0{,}885$
turbine $\eta_{pe} = 0{,}878$

En utilisant ces valeurs pour la détermination du rendement thermique du cycle considéré, on obtient les valeurs indiquées dans la figure 2, pour des températures comprises entre 600 et 1000°C à l'entrée de la turbine, en fonction du rapport d'expansion indiqué en abscisse. La température T_4 d'entrée au compresseur a été uniformément admise à 20°C. En regard des isothermes, on a encore indiqué la valeur du rapport T_2/T_4, ce qui permet de façon simple de considérer d'autres valeurs de T_4, puisque le rendement thermique du cycle est constant pour un T_2/T_4 donné.

La figure 3 donne les puissances spécifiques du cycle en MW par kg/s de débit massique. On voit qu'à la température de 700°C et en se maintenant entre les valeurs optimales de la puissance et du rendement, ces valeurs sont relativement faibles et comportent

$$N_{spéc} = 0{,}58 \text{ MW par kg/s}$$
$$\eta_i = 0{,}262$$

ce qui correspond pour 1000 MWe à un débit massique $m = 1720$ kg/s.

Ces calculs supposent un débit massique constant tout le long du cycle, alors qu'en réalité 0,5 à 1 % de gaz sont soutirés après les premiers étages de compression pour alimenter les labyrinthes d'étanchéité (on a tenu compte de ce fait dans le rendement du compresseur). D'autre part, on trouve entre le compresseur et la turbine d'autres labyrinthes, qui ne laissent passer — en by-pass du réacteur — que le débit de gaz nécessaire à la réfrigération du

rotor et des pieds des aubes dans les premiers étages de la turbine. A la température de 700°C, sur laquelle se base cette étude, ce débit de by-pass représente environ 2 % du débit massique, de sorte que la quantité de gaz traversant le réacteur comporte env. 98 % de celle passant par la turbine. Du fait du mélange de ces deux flux de gaz, la température effective à la sortie du réacteur sera d'environ 10°C plus élevée qu'à l'entrée de la turbine. Dans cette étude, on prendra toujours la température effective d'entrée dans la turbine comme grandeur de référence.

Les températures de 800°C et plus exigent des débits de gaz beaucoup plus importants, conduisant à des températures à la sortie du réacteur de 20 à 50°C plus élevées qu'à l'entrée dans la turbine.

On voit donc que les rendements que l'on peut atteindre avec ce cycle — le plus simple — sont très modestes et qu'il est par conséquent indiqué d'étudier l'amélioration que la réfrigération intermédiaire pourrait y apporter.

Cycles sans récupérateur, mais avec réfrigération intermédiaire

L'application à la compression de la réfrigération intermédiaire a pour effet de diminuer la puissance absorbée par le compresseur et ainsi d'augmenter d'autant la puissance utile de la turbine à gaz. Il en résulte dans les cycles avec récupérateur [2], [3], [12], [13] une augmentation correspondante du rendement cyclique, ce qui n'est pas le cas, dans la même mesure du moins, d'un cycle sans récupérateur, où la réfrigération intermédiaire provoque une diminution de la température T_1 d'entrée dans le réacteur.

Il s'agit donc de chercher en quel point de la compression il convient d'introduire la réfrigération intermédiaire pour atteindre, du point de vue du rendement cyclique, le meilleur compromis entre l'augmentation de puissance et la diminution du préchauffage. Il faudra tenir compte également du fait que les réfrigérants intermédiaires provoquent une augmentation des pertes relatives de pression, dont on a tenu compte par 1 % supplémentaire pour chaque réfrigérant intermédiaire, y compris les tuyauteries correspondantes.

La figure 4 donne, toujours pour une température de 700°C à l'entrée de la turbine, les rendements cycliques obtenus selon le point de la compression où le réfrigérant intermédiaire a été raccordé. Le rapport de pressions du second compresseur est désigné par π_c^x et celui du premier compresseur par $\pi_c^{(1-x)}$, π_c étant le rapport de pressions de l'ensemble. Les calculs ont été faits pour trois rapports de pressions d'expansion, soit pour $\pi_e = 3$, 6 et 12, le chiffre intermédiaire correspondant environ à la valeur optimale (courbes A, B et C). La courbe D représente le cas de deux réfrigérants intermédiaires, les deux premiers compresseurs partiels IA et IB étant calculés de façon que

$$\pi_{c\ IA} = \pi_{c\ IB} = \pi_c^{(1-x)/2}$$

On voit sur la figure 4 que $x = 2/3$ représente un bon compromis. C'est la valeur adoptée dans les calculs qui suivent. Une répartition exacte des pressions partielles sera obtenue par une recherche d'optimum tenant également compte des caractéristiques du réacteur.

La figure 5 donne les rendements cycliques qu'il est possible d'obtenir pour diverses températures d'entrée du gaz dans la turbine, avec réfrigération intermédiaire simple et double durant la compression (fig. 1 B, 1 C).

Les puissances spécifiques correspondantes sont indiquées sur la figure 6. Pour une température de 700°C à l'entrée de la turbine, on obtient :

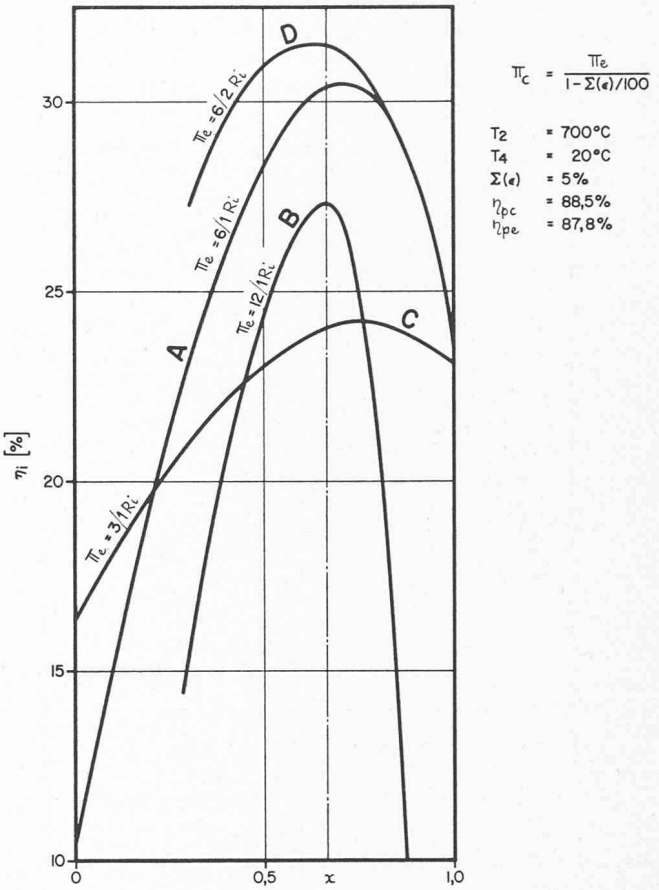

Fig. 4. — Influence des réfrigérants intermédiaires dans le cycle à hélium sans récupérateur.

A la puissance optimale

	η_i %	$N_{spéc}$ (MW par kg/s)
1 réfrigérant intermédiaire	29,9	0,77
2 réfrigérants intermédiaires	30,8	0,79

Au rendement optimal

	η_i %	$N_{spéc}$ (MW par kg/s)
1 réfrigérant intermédiaire	31,3	0,68
2 réfrigérants intermédiaires	33,0	0,70

Le rapport des pressions de la turbine, qui atteint 7,7 à 8,5 au rendement optimum, correspond à un grand nombre d'étages, exigeant encore des recherches approfondies. Les valeurs de 4,9 à 5,2, requises à la puissance optimale, peuvent déjà être envisagées aujourd'hui. Etant donné le coût relativement bas des matières fissiles, il est d'ailleurs possible que l'optimum de la combinaison d'un réacteur surgénérateur avec turbine à hélium à cycle direct corresponde à un rapport d'expansion plus faible que celui donné par les calculs ci-dessus.

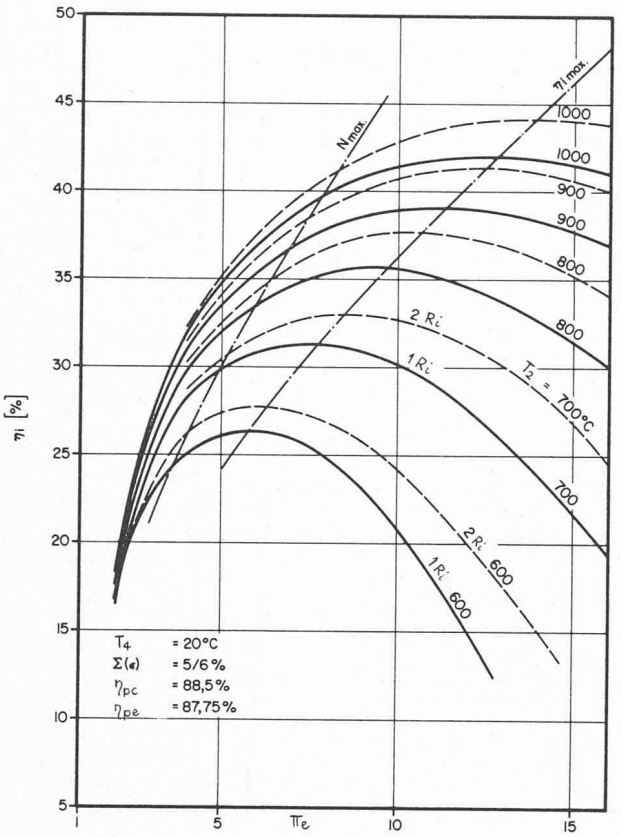

Fig. 5. — Rendement cyclique sans récupérateur, avec un ou deux réfrigérants intermédiaires.

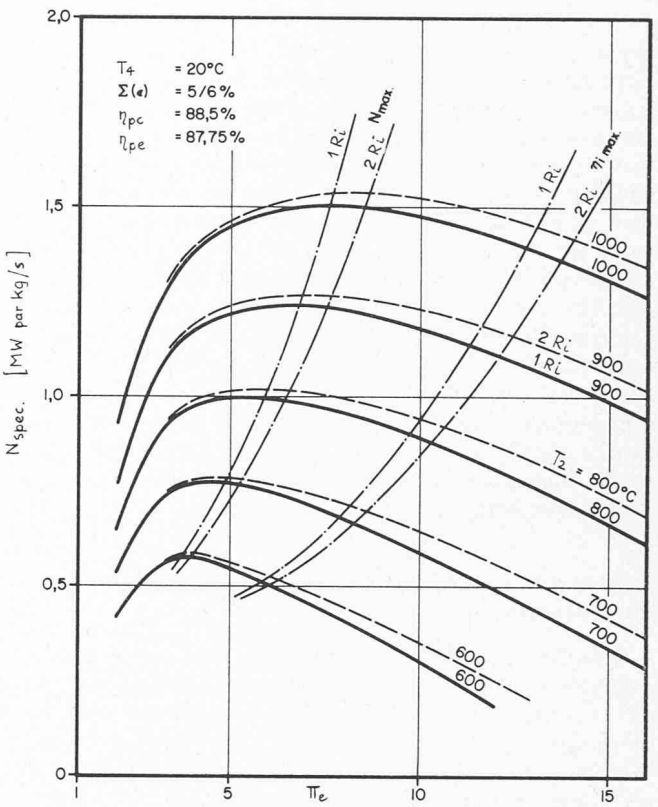

Fig. 6. — Puissance spécifique du cycle à hélium sans récupérateur, avec un ou deux réfrigérants intermédiaires.

Plus le rapport des pressions de la turbine est petit, plus l'amélioration de puissance et de rendement obtenue par le second réfrigérant intermédiaire est faible. Si ce rapport tombe en dessous de celui correspondant à la puissance optimale, on pourra même se poser la question de l'opportunité d'une réfrigération intermédiaire. Dans ce dernier cas, on pourrait considérer l'utilisation d'un cycle secondaire à vapeur (bottom cycle), ce qui est actuellement étudié sérieusement dans le cadre du développement des HHT en Europe et aux Etats-Unis [14].

Les températures obtenues à l'entrée du réacteur dans les cycles sans récupérateur sont indiquées sur la figure 7, de même que les températures à la sortie de la turbine et des compresseurs. Les températures à l'entrée du réacteur sont représentées sur la figure 8 en fonction du rendement cyclique. On voit que, pour un rendement donné, les cycles avec réfrigération intermédiaire donnent des températures sensiblement plus basses, ce qui est un avantage pour le réacteur.

Définition du rendement

Toutes les comparaisons faites plus haut se rapportent à un rendement cyclique η_i défini par

$$\eta_i = \frac{\Delta_{ie} - \sum \Delta_{ic}}{\Delta_{i_R}}$$

avec un débit massique constant le long du cycle, comme indiqué plus haut.

L'hélium étant pratiquement un gaz parfait, sa chaleur spécifique peut être admise comme étant constante, si bien que Δi peut être remplacé par ΔT

$$\eta_i = \frac{\Delta T_e - \sum \Delta T_c}{\Delta T_R}$$

On obtient ainsi pour les trois cycles avec 0, 1 et 2 réfrigérants intermédiaires, les valeurs suivantes du rendement :

$$\eta_{i0} = \frac{T_2\left[1-\left(\frac{1}{\pi_e}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right] - T_4\left[\pi_c^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]}{T_2 - T_4 \cdot \pi_c^{\frac{n-1}{n}}}$$

$$\eta_{i1} = \frac{T_2\left[1-\left(\frac{1}{\pi_e}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right] - T_4\left[\pi_c^{\frac{2}{3}\cdot\frac{n-1}{n}} - 1\right] - T_4\left[\pi_c^{\frac{1}{3}\cdot\frac{n-1}{n}} - 1\right]}{T_2 - T_4 \cdot \pi_c^{\frac{2}{3}\cdot\frac{n-1}{n}}}$$

$$\eta_{i2} = \frac{T_2\left[1-\left(\frac{1}{\pi_e}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right] - T_4\left[\pi_c^{\frac{2}{3}\cdot\frac{n-1}{n}} - 1\right] - 2T_4\left[\pi_c^{\frac{1}{6}\cdot\frac{n-1}{n}} - 1\right]}{T_2 - T_4 \cdot \pi_c^{\frac{2}{3}\cdot\frac{n-1}{n}}}$$

Les pertes de pression relatives de chaque cycle ont été considérées en fonction de π_e/π_c, les valeurs adoptées étant respectivement 0,96, 0,95 et 0,94.

Les rendements aux bornes de l'alternateur des grandes turbines à hélium atteignent 95 à 97 % du rendement cyclique, la différence provenant des pertes de frottement aux paliers et du rendement de l'alternateur. A cela s'ajoute

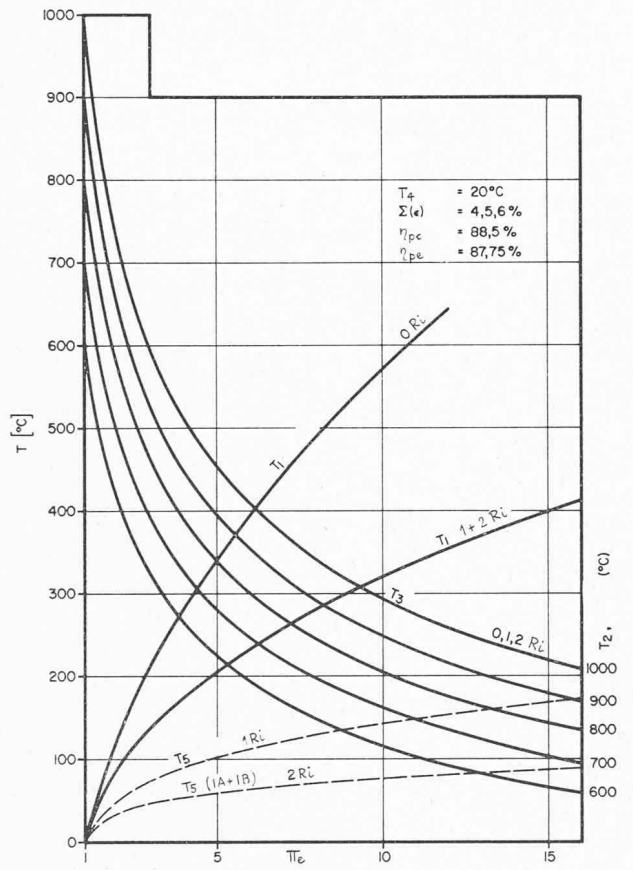

Fig. 7. — Températures du cycle à hélium sans récupérateur, avec un ou deux réfrigérants intermédiaires.

la puissance des auxiliaires qui, dans ce genre d'installation, n'absorbent qu'environ 1 % de la puissance aux bornes de l'alternateur, et provient essentiellement des pompes de réfrigération.

Exemple de disposition d'une centrale de 1000 MW, sans récupérateur

Une telle disposition, simple et compacte, est donnée par la figure 9. Le réacteur, ainsi que les six groupes turbo à hélium, à deux arbres verticaux chacun, placés bout à bout, sont situés dans un caisson en béton précontraint. Les cavités dans lesquelles les groupes turbo sont logés représentent la partie BP du cycle.

Le compresseur BP aspire les gaz à la partie supérieure de la caverne et les refoule à travers le réfrigérant intermédiaire au compresseur HP, puis de là au cœur du réacteur par une tuyauterie dans laquelle se trouve un organe de retenue. Les gaz chauds quittent le réacteur à sa partie inférieure et sont conduits à la turbine HP par une courte tuyauterie réfrigérée. Cette turbine ne produit que la puissance nécessaire à l'entraînement des compresseurs. La détente se poursuit ensuite dans la turbine BP directement accouplée à l'alternateur. A la sortie de la turbine BP, les gaz traversent le préchauffeur vertical de bas en haut et parviennent enfin dans la cavité qu'ils refroidissent.

Les caractéristiques principales de cette disposition sont :

1. Les groupes turbo sont de construction simple. Du fait de leur disposition verticale, ils sont indépendants des déformations possibles du caisson en béton précontraint.

2. Le réglage de la puissance peut se faire :
- par variation des niveaux de pression (variation des débits massiques) ;
- par variation de la température à l'entrée de la turbine ;
- par variation de la température à l'entrée du compresseur ;
- par by-pass du compresseur ;
- par by-pass de la turbine BP ;
- en découplant individuellement certains groupes turbo au moyen des organes de retenue situés dans les tuyauteries entre compresseur et réacteur.

3. Chaque groupe turbo ayant son propre volume BP (cavité), les unités peuvent être réglées individuellement.

4. En cas de déclenchement d'un ou de plusieurs alternateurs, l'accélération de la turbine BP peut être contenue par l'ouverture immédiate d'un certain nombre de soupapes de by-pass disposées sur le canal annulaire entre les turbines HP et BP, vu le petit volume total concerné. L'emballement de la turbine HP et des compresseurs est empêché par l'ouverture simultanée des soupapes de by-pass placées après les réfrigérants intermédiaires, qui permettent au flux de gaz froids de se répandre dans la cavité.

En acceptant une certaine survitesse des groupes HP, il est possible, par réglage des soupapes de by-pass des compresseurs, d'obtenir dans le réacteur une pression pratiquement constante. De cette manière, les groupes HP consomment à vide, après le déclenchement de l'alternateur, presqu'autant de chaleur qu'à pleine charge, ne causant ainsi que de très faibles mouvements des barres de contrôle du réacteur.

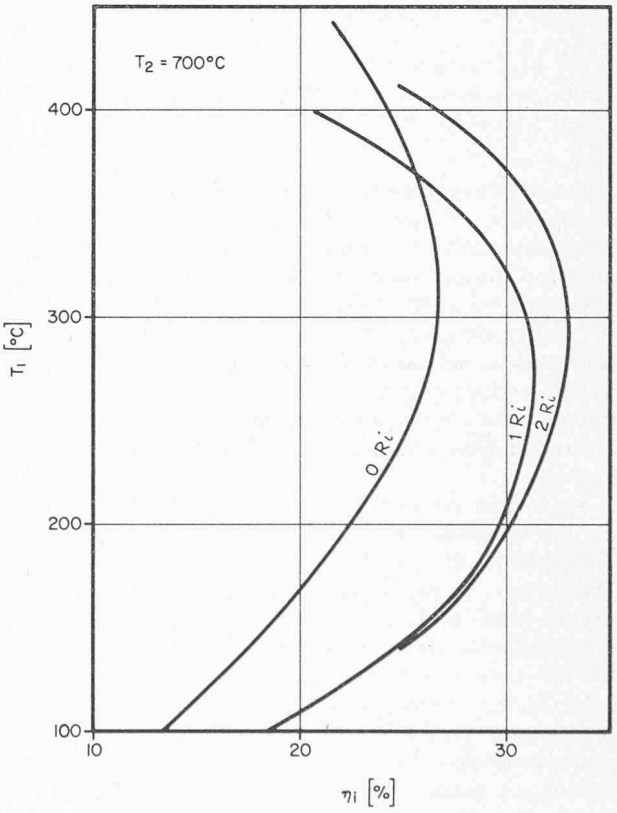

Fig. 8. — Température à l'entrée du réacteur, en fonction du rendement cyclique.

5. En cas d'avarie, seule la machine concernée est mise hors service et la centrale continue à fonctionner à charge réduite, sans diminution sensible de la sécurité.

6. Si un groupe turbo est hors service, il est possible, à la suite d'une certaine inétanchéité des organes de retenue, qu'il soit parcouru en sens inverse par des gaz d'une température de 150 à 200°C provenant de l'entrée du réacteur. Ces gaz traversent toutefois les réfrigérants intermédiaires et sont relativement froids à leur entrée dans la cavité qu'ils contribuent à refroidir.

7. Au démarrage, qui peut se faire avec le débit massique correspondant au maximum de puissance, les moteurs de lancement doivent entraîner seulement les groupes HP (turbines HP et compresseurs) et accélérer les gaz froids jusqu'à environ 20 % de la vitesse nominale des groupes, de sorte que la puissance électrique de démarrage n'atteint qu'environ 3 MW par groupe.

8. Les groupes HP, avec les moteurs de démarrage qui leur sont directement accouplés, assurent la réfrigération de secours et l'élimination de la chaleur résiduelle. Tant que le réacteur est chaud, ces « soufflantes » sont entraînées par les turbines. Lorsque la température des gaz tombe à environ 400°C, le nombre de tours commence à diminuer et, en dessous de 350°C environ, l'apport des moteurs de lancement devient nécessaire.

9. Lorsque la température de sortie des gaz du réacteur subit un accroissement imprévu, la vitesse des groupes HP augmente immédiatement, ce qui intensifie la réfrigération du cœur du réacteur pour deux raisons : d'une part, la pression des gaz dans le cœur du réacteur augmente (pour autant qu'elle n'ait pas été limitée intentionnellement par les soupapes de by-pass du compresseur) et, d'autre part, le débit de circulation des gaz augmente à peu près proportionnellement à la vitesse des groupes HP.

10. Les groupes turbo sont protégés d'avaries secondaires, provenant d'une machine voisine, par les massifs de béton précontraint qui les entourent.

Les groupes verticaux sont supportés en trois points dans le plan de la tubulure d'entrée dans la turbine HP, de façon à pouvoir se dilater librement dans le sens radial. Les paliers sont à graissage combiné (hydrostatique au démarrage, hydrodynamique en service).

Une partie du poids du rotor peut être compensée hydrauliquement si nécessaire, de façon à limiter la charge du palier de butée à environ 20 % du poids total, pour permettre son utilisation dans des conditions normales. Il devra cependant dans tous les cas assurer le guidage axial de l'arbre.

Sur la base des expériences acquises avec les turbines à air fonctionnant dans des conditions technologiquement analogues [2], [13], en cycle fermé (Ravensburg, Cobourg, Haus Aden), on peut recommander de faire des inspections tous les deux ans. D'ailleurs, des anomalies durant l'exploitation seraient décelées immédiatement et de façon univoque par les instruments de service.

La chaleur d'échappement des turbines à hélium sans récupérateur pénètre dans le réfrigérant à une température relativement élevée. On peut donc l'utiliser pour le chauffage à distance à la température désirée [11], [12], [13], et même prévoir une combinaison avec un « bottom cycle » comme mentionné plus haut, ce qui permet une production supplémentaire d'énergie [14]. Un tel cycle combiné permettrait d'obtenir un rendement thermique maximum que l'on ne peut atteindre ni avec un cycle à vapeur, ni avec un cycle à gaz considérés séparément.

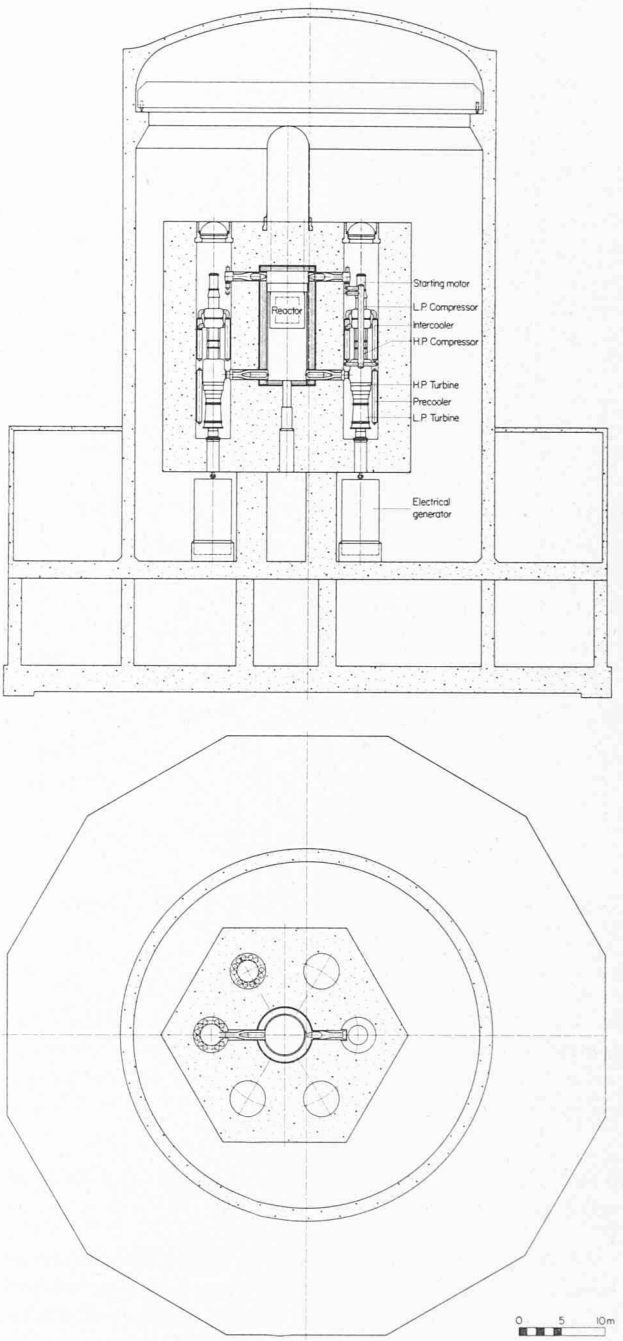

Fig. 9. — Disposition d'une centrale nucléaire à surgénérateur 1000 MW, sans récupérateur.

Nomenclature

R	réacteur,
Ri	réfrigérant intermédiaire,
T	température absolue,
i	enthalpie,
π_c	rapport de compression,
π_e	rapport d'expansion,
k	coefficient isentropique,
n	coefficient polytropique de compression,
m	coefficient polytropique d'expansion,

ε perte de pression relative,

η_s rendement isentropique,

η_{pc} rendement polytropique de compression,

η_{pe} rendement polytropique d'expansion,

$N_{spéc}$ puissance spécifique,

η_i rendement cyclique,

$\dot{m}$ débit massique,

Δi chute d'enthalpie,

ΔT chute de température.

BIBLIOGRAPHIE

[1] L. A. LYS, J. H. BROIDO : *Principal considerations in the design of Gas Cooled Fast Reactors with Direct Cycle Gas Turbines*. IAEA-Symposium, Jülich, 21-25 oct. 1968, SM-111/19.

[2] J. ACKERET, C. KELLER : *Eine aerodynamische Wärmekraftanlage*. SBZ, Vol. 113, nº 19/1939.

[3] C. KELLER : *The Escher Wyss AK Closed Cycle Turbine, its actual development and future prospects*. Trans. ASME, nov. 1946, p. 791-822.

[4] *The Nuclear Gas Turbine* (A Report from Switzerland). Gasturbine Magazine, July/Aug. 1965.

[5] H. FRUTSCHI : *The Influence of the Properties of Real Gases on the Closed Cycle Process*. Escher Wyss News, 1960.

[6] W. SPILLMANN : *Some Problems encountered with Helium Turbo-Machinery in Atomic Power Plants*. Escher Wyss News 1960, p. 111.

[7] K. BAMMERT, E. BÖHM : *Auslegung von Kernkraftwerken mit Gasturbinen*. Atomkernenergie 7/8, 1964.

[8] F. SALZMANN : *Theory of CCGT Regulation*. SBZ 10/11, 1947.

[9] C. KELLER, D. SCHMIDT : *Industrial Closed Cycle Gas Turbines for Conventional and Nuclear Fuel*. ASME Publ. 67-GT-10.

[10] K. BAMMERT, W. TWARDZIOK : *Kernkraftwerke mit Heliumturbinen für grosse Leistungen*. Atomkernenergie 9/10, 1967.

[11] H. FRUTSCHI : *Ökonomische Energie- und Wärmeerzeugung*. TR nº 30, 1965.

[12] H. FRUTSCHI : *10 Jahre Heizkraftwerke mit geschlossenen Gasturbinen*. TR nº 31, 1966.

[13] *Geschlossene Gasturbinen für alle Brennstoffe, Kohle, Öl, Gas und Kernenergie*. Escher Wyss Mitteilungen nº 1, 1966.

[14] J. M. KRAERE, S. L. KOUTZ, L. MEYER : *HTGR Gas Turbine Power Plant Preliminary Design*. ASME International Gas Turbine Conference, March 31 - April 4, 1974, Zurich. 74-GT-123.

Adresse de l'auteur :

H. U. Frutschi, ing. EPFZ,
BST Brown Boveri-Sulzer Turbomaschinen A.G.,
8023 Zurich

Bibliographie

Umwelthygiene in der Raumplanung, par *E. Grandjean, A. Gilgen* et al. Editions Ott, Thoune, 1972.

Il s'agit de la publication de quatre rapports sur des études élaborées par l'Institut d'hygiène et de physiologie du travail de l'EPFZ à la demande de l'Institut d'urbanisme et d'aménagement du territoire de cette Ecole, conformément à la Loi fédérale pour l'encouragement de la construction de logements de 1965. Les quatre études portaient sur la pollution atmosphérique, le bruit, les espaces verts dans l'urbanisme, l'ensoleillement et l'éclairage naturel des logements.

Sommaire :

I. *Luftverunreinigung* von E. Grandjean

1. *Quellen der Luftverunreinigung*

Heizung. — Industrie und Gewerbe. — Motorfahrzeugverkehr.

2. *Meteorologische Einflüsse*

Inversionen. — Emissionen. — Immissionen. — Chemische Veränderungen in der Atmosphäre.

3. *Ausmass der Luftverunreinigung*

Staubimmissionen. — Blei. — Schwefeldioxid. — Stickstoffdioxid. — Formaldehyd. — Leichtflüchtige Kohlenmonoxid. — Kohlenwasserstoffe.

4. *Toxikologische Eigenschaften einzelner Fremdstoffe*

Partikuläre Verunreinigungen. — Schwefeloxide. — Stickoxide. — Oxidantien. — Kohlenmonoxid.

5. *Wirkungen auf die Gesundheit des Menschen*

Mortalität und Morbidität exponierter Bevölkerungen : — Erhebungen anlässlich von Inversionslagen — Vergleiche verschiedener Bevölkerungsgruppen — Beziehungen von Mortalität und Morbidität zum Staub- oder Schwefelgehalt der Luft — Mortalität und Morbidität und Kohlenmonoxidgehalt der Luft — Stickstoffdioxid und Morbidität.

Physiologische oder pathologische Messungen : — Lungenfunktionstests — Kohlenmonoxid-Hämoglobin — Bleigehalt des Blutes — Pathologische Untersuchungen.

Erhebungen über Belästigungen.

6. *Massnahmen zur Reinhaltung der Luft*

Normen und Grenzwerte. — Massnahmen aus der Sicht des Wachstums von Menschheit und Wirtschaft. — Massnahmen aus der Sicht der Orts-, Regional- und Landesplanung : — Ausscheidung von Bauzonen verschiedener Nutzung — Abstände — Windrichtung — Grünzonen — Fernheizwerke — Massnahmen im Rahmen der Verkehrsplanung.

7. *Zusammenfassung*

Literatur

II. *Lärm* von A. Gilgen und E. Grandjean

1. *Die Lärmbelastung*

Schallpegel oder Lärmpegel. — Frequenzspektrum. — Phon. — Bewertete Lärmpegel. — Perceived Noise Level. — Dauer des einzelnen Lärmereignisses. — Häufigkeit der einzelnen Lärmereignisse. — Subjektive Beurteilung und individuelle Empfindlichkeit. — Mass für die Lärmbelastung.

2. *Wirkungen des Lärms auf den Menschen*

Schwerhörigkeit. — Vegetative Reizwirkungen. — Physische und psychische Krankheiten. — Schlafstörungen. — Beeinträchtigung der Leistungsfähigkeit. — Störung von Sprachverständlichkeit und Freizeittätigkeiten. — Subjektive Belästigung. — Lärmbelastung und Belästigung. Grenzwerte. — Belästigung oder Schädigung der Gesundheit.

3. *Fluglärm*

Masse für die Fluglärmbelastung. — Auswahl eines Verfahrens zur Messung der Fluglärmbelastung. — Sozio-psychologische Untersuchungen. — Grenzwerte übermässiger Belästigung und Grenzwerte für die Schaffung günstiger Verhältnisse.

4. *Strassenverkehrslärm*

Charakter und Ausbreitungsmodell. — Methoden zur Messung des Strassenverkehrslärms. — Beeinflussung des Lärmpegels durch verschiedene Faktoren. — Strassenverkehr als Störung und Belästigung. — Richtwerte für den Strassenverkehrslärm. — Sonderfall Autobahnen. — Praktische Massnahmen für die Bekämpfung des Lärms.

5. *Schienenverkehrslärm*

6. *Industrielärm*

7. *Baulärm*

8. *Schiesslärm*

9. *Immissionsrichtwerte*

10. *Zusammenfassung*

Literatur

III. *Grünflächen im Städtebau* von A. Gilgen und A. Barrier

1. *Definitionen*

2. *Bedeutung der Grünflächen*

3. *Ausländische Auffassungen und Forderungen in bezug auf Grünflächen im Städtebau*

Empfehlungen in den U.S.A. — Deutsche Richtlinien. — Schwedische Richtlinien. — Französische Richtlinien. — Holländische Richtlinien. — Vergleich der ausländischen Auffassungen und Forderungen.

4. *Britische Umfragen über die Benützung von Grünflächen*

Benützung von Grünflächen in London. — Kinderspielplätze auf Grünflächen im Siedlungsbau in London.

5. *Richtwerte über den Bedarf an Grünflächen nach medizinisch-hygienischen und soziologischen Überlegungen*

Allgemeines über Kinderspielplätze. — Spielplatz für Kleinkinder (1 bis 5 Jahre). — Spielplatz für Kinder aller Altersstufen. — Spiel- und Sportplätze für Jugendliche und Erwachsene. — Sanitäres Grün (Fusswege und Parkanlagen).