

THERMODYNAMIQUE DU CYCLE À DEUX PHASES POUR APPLICATIONS SPATIALES

J. PLOTKOWIAK

Société Hispano-Suiza, Bois-Colombes, France

Study of the possible use of the Rankine cycle in gas turbines for space applications. Definition of the lower power limit which would still provide good performances. Research of working fluids suitable for these engines. Analysis of losses and effect of irreversible processes within the various components of the power plant on the system efficiency. Technological limitation and possible development of a low-power turbocompressor unit using the Rankine cycle.

Etude de la possibilité d'emploi du cycle de Rankine pour les turbines à gaz en vue de leur emploi dans l'espace. Définition de la limite inférieure de puissance conduisant encore à des performances intéressantes. Recherche des fluides actifs les mieux adaptés à ces machines. Analyse des pertes et influence de l'irréversibilité des évolutions dans les divers organes du moteur sur le rendement de la machine. Limitation technologique et possibilité de réalisation d'un groupe turbo-compresseur de faible puissance utilisant le cycle de Rankine.

INTRODUCTION

Dans l'état actuel de développement de divers procédés de conversion d'énergie thermique en électricité à bord des astronefs, il semble que, pour les puissances électriques supérieures à quelques kilowatts, la conversion indirecte, en passant par l'énergie mécanique, représente la solution la plus mûre.

En effet, une expérience considérable, acquise dans différentes branches d'activité technique, permet de réaliser des machines thermiques sûres et à rendement élevé. Celles qui fonctionnent en circuit fermé suivant le cycle thermodynamique à changement de phase du fluide moteur et qui font l'objet de nos investigations comptent parmi les plus expérimentées, car leur utilisation remonte à l'invention de la machine à vapeur à condensation. Actuellement, environ 80 pour cent de l'énergie électrique produite sur le globe revient à ce procédé.

Toutefois, de nombreux problèmes nouveaux apparaissent quand il s'agit de faire fonctionner une machine thermique dans l'ambiance imposée par l'espace, obligeant à réviser les formules existantes.

Ces problèmes sont liés principalement:

a — à la nécessité d'assurer une autonomie totale et une sûreté de fonctionnement exceptionnelle, tout en réduisant au minimum la masse de l'installation.

Une défaillance du système de conversion d'énergie à bord pourrait rendre caduc un lancement réussi, d'où acuité du problème de sûreté de fonctionnement et d'endurance des organes qui subiront les contraintes mécaniques et thermiques élevées ainsi que les effets de corrosion et d'érosion. A cela s'ajoute le risque d'impact des météorites qui est conditionné, mise à part la mission, par la surface exposée des organes vulnérables (radiateur).

b — à la difficulté de créer, à bord des aéronefs, une source froide ayant une température usuelle au niveau du sol ou dans l'atmosphère terrestre.

La source froide ne peut être autre chose qu'un radiateur rayonnant dans l'espace. Il est nécessaire, pour des raisons d'encombrement, de choisir une température de la source froide qui correspond et même dépasse les valeurs usuelles pour la source chaude dans les installations terrestres. Il s'ensuit une température très élevée pour la source chaude si l'on veut obtenir un rendement acceptable.

Cette sujétion est évidemment commune à tous les cycles et aura une importance croissante avec l'écart entre le rendement réel du cycle proposé et le rendement Carnot.

c — à l'absence de pesanteur, ce qui n'élimine pas des accélérations momentanées.

L'absence de pesanteur représente une difficulté nouvelle pour les cycles thermiques hétérogènes à 2 phases tels que le cycle Rankine. En effet, aux différents stades d'évolution du fluide et surtout au cours du processus d'évaporation, le problème de séparation du liquide et de la vapeur revêt une importance capitale.

d — au vide extérieur:

le vide impose une étanchéité totale de l'installation, et de ce fait, la génératrice électrique et les paliers doivent fonctionner dans l'ambiance du fluide moteur.

De plus, toutes les solutions ayant recours au transport mécanique de chaleur, par exemple par courroies ou disques, pour accroître l'efficacité des radiateurs sont sérieusement affectées par l'absence d'une couche conductrice fluide à l'endroit du contact.

e — à la difficulté de créer une source permanente de chaleur (génération, captation et stockage):

Dans cet exposé, nous ne nous occuperons pas des problèmes posés par la source de chaleur (nucléaire ou solaire) et de son stockage éventuel, en estimant que les seuls paramètres ayant une influence sur le cycle sont la température et la puissance spécifique thermique. Ces paramètres peuvent être fixés arbitrairement.

Nous nous proposons de donner un aperçu sur les problèmes à résoudre au cours de la réalisation d'une turbo-machine fonctionnant suivant le cycle thermique à changement de phase et ayant pour but la conversion de l'énergie thermique solaire ou nucléaire en énergie électrique dans les conditions imposées par l'espace.

CYCLE À DEUX PHASES

RAPPEL DES CARACTERISTIQUES DU CYCLE RANKINE IDEAL

Le cycle Rankine à changement de phase du fluide moteur, permet de façon simple de réaliser des échanges de chaleur essentiellement à température constante et, de ce fait, se rapproche beaucoup du cycle de Carnot.

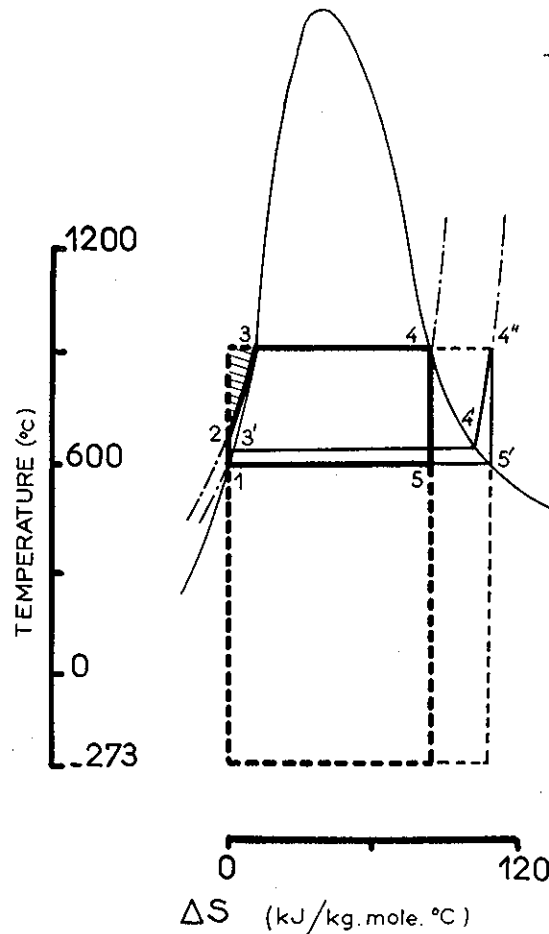


Fig. 1. Cycle de Rankine comparé au cycle de Carnot. (Fluide type A: sodium).

On peut donc s'attendre a priori à un rendement thermique proche du maximum théorique.

Les figures 1 et 2 représentent schématiquement, sur un diagramme entropique, le cycle de Rankine comparé au cycle de Carnot pour 2 types de fluide.

Nous voyons dans le cas du fluide "A" que si l'on consent à effectuer la détente à partir de la ligne de saturation, le seul écart qui subsiste entre

le cycle de Carnot et le cycle de Rankine idéal provient de la surface triangulaire se trouvant au-dessus de la ligne 2-3 qui est une isobare en phase liquide. L'adduction de chaleur se faisant à température variable, il en résulte une chute du rendement.

Dans le cas du fluide "B" en plus de la perte précédente, il apparaît une perte au cours du retrait de chaleur à température variable, ce qui nous éloigne encore plus du cycle de Carnot.

Nous voyons également sur ces diagrammes que toute surchauffe de la vapeur entraînera une chute du rendement maximum réalisable avec le

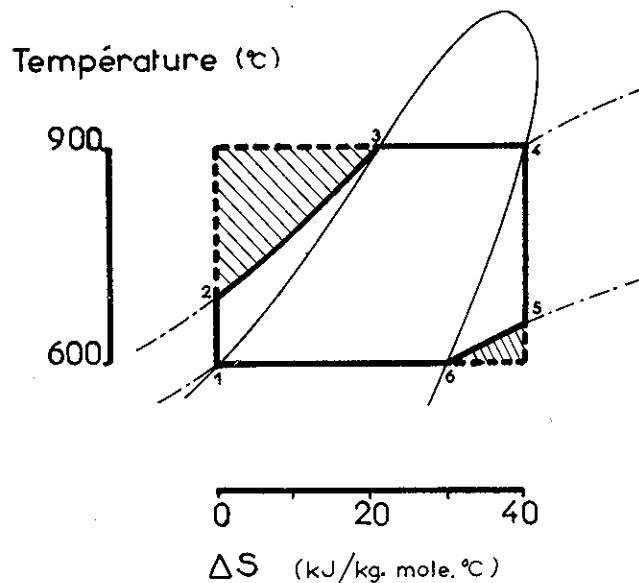


Fig. 2. Cycle de Rankine comparé au cycle de Carnot. (Fluide type B: soufre).

cycle de Rankine par rapport au cycle de Carnot évoluant entre les mêmes limites de température.

DEFINITION DES CARACTERISTIQUES SOUHAITABLES DU FLUIDE MOTEUR

Le fluide idéal devrait posséder les propriétés suivantes:

Permettre de réaliser une évolution entre les limites de température données se rapprochant le plus près du cycle de Carnot.

Nous avons vu que les écarts entre les cycles de Rankine et de Carnot sont conditionnés par la forme de la courbe de séparation des phases et, en particulier, par la branche de gauche correspondant à la limite entre le liquide et la vapeur saturée. Comme cette branche se confond à peu près avec les isobares en phase liquide, on peut en conclure que les fluides

possédant une faible chaleur spécifique à l'état liquide, dans la zone de températures considérée, sont favorables à ce point de vue.

La figure 3 montre que parmi les métaux alcalins le plus favorable est le césium.

Avoir à la fin de la détente isentropique un titre en vapeur sèche le plus élevé possible.

La forme de la branche de droite de la ligne de séparation des phases, par le fait qu'elle conditionne le titre en vapeur sèche au cours de la détente,

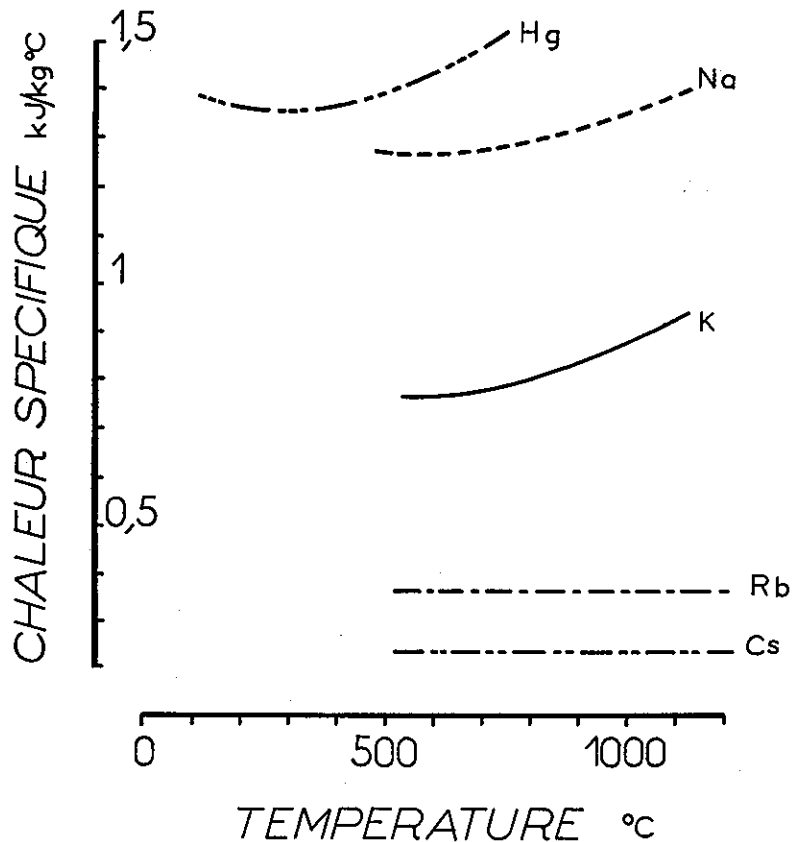


Fig. 3. Chaleur spécifique en phase liquide.

peut influencer le rendement de l'évolution. Certains fluides tels que oxyde de diphényl, fréons, soufre, permettent d'obtenir une surchauffe de la vapeur au cours de la détente isentropique comme cela a été déjà représenté schématiquement sur le diagramme 2.

Nous avons remarqué qu'une telle forme de la courbe de séparation des phases entraîne une perte thermodynamique.

L'optimum correspond à une branche de droite se confondant avec la polytrophe de la détente réelle.

Dans l'hypothèse d'une détente isentropique, cette condition est remplie par un fluide répondant au critère suivant:

$$\frac{\lambda(T)}{T \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_g} = 1 - \frac{V_L}{V}$$

λ = chaleur latente
 V_L = volume massique à l'état liquide
 V = volume massique à état de vapeur saturée
 T = température absolue
 i = enthalpie massique

et l'indice g désigne une dérivation prise le long de la courbe de saturation.*

Avoir une pression modérée de la vapeur saturée à la température maxi du cycle

Une pression du fluide moteur élevée conduirait à l'épaisseur excessive des parois entraînant l'augmentation de la masse de certains organes,

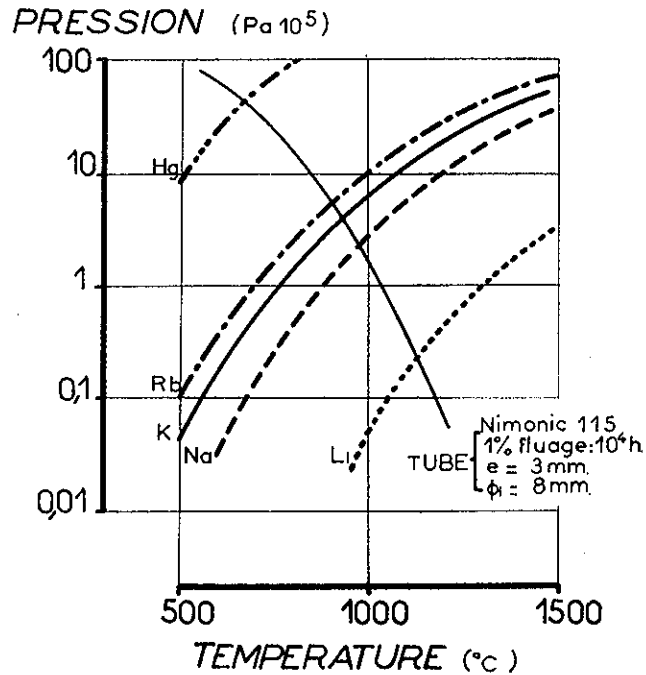


Fig. 4. Pression à l'état de vapeur saturée.

en particulier, celle du radiateur et de la chaudière. Il serait toutefois inutile de vouloir réduire la pression en-dessous de la valeur correspondant à l'épaisseur des parois, imposée par le risque d'impact des météorites.

Le graphique 4 donne la relation entre la température et la pression à

* L'auteur remercie H. Billett (U.K.), qui au cours de la discussion lui a suggéré la présente notation.

CYCLE À DEUX PHASES

l'état de vapeur saturée pour quelques fluides ainsi qu'une limite de pression en fonction de la température pour un tube en Nimonic 115.

On voit que les fluides les plus appropriés dans la gamme de métaux alcalins pour la température de fonctionnement proche de 900°C sont le potassium et le rubidium.

Avoir un travail spécifique de détente faible pour limiter le nombre d'étages de turbine (quand il s'agit des unités de petite puissance)

Le travail spécifique pour une détente sans apport de chaleur entre deux

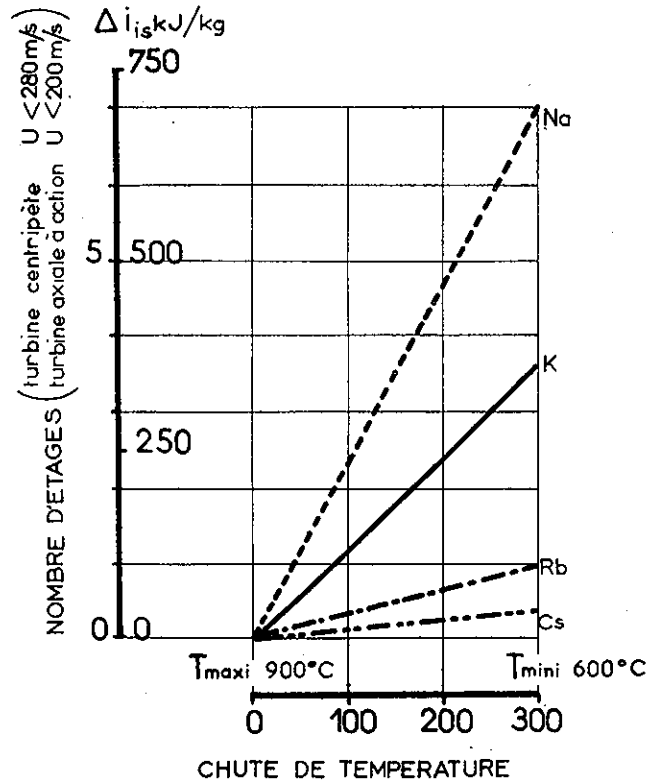


Fig. 5. Variation d'enthalpie pour les différents fluides.

limites de température s'exprime par la différence des enthalpies et doit être égale à la somme des chutes dans les étages de turbine:

$$L = \Delta i = \Delta T \cdot (C_p) \Big|_{T_1}^{T_2} = N \cdot K \cdot u^2$$

Il en découle que, pour une géométrie et une vitesse périphérique données, le nombre d'étages de la turbine est proportionnel à la chaleur spécifique moyenne à pression constante.

La figure 5 représente la variation d'enthalpie pour quelques fluides en fonction de l'écart des températures.

La distance entre les traits horizontaux correspond à une chute d'enthalpie de 100 kJ supposée réalisable dans un étage de turbine à action dont la vitesse périphérique serait encore admissible.

Il est possible d'en déduire le nombre d'étages de turbine, facteur important pour la conception de la machine.

Etre neutre vis-à-vis des matériaux employés dans la structure

Au point de vue du comportement des fluides vis à vis des matériaux la situation s'aggrave avec la température croissante.

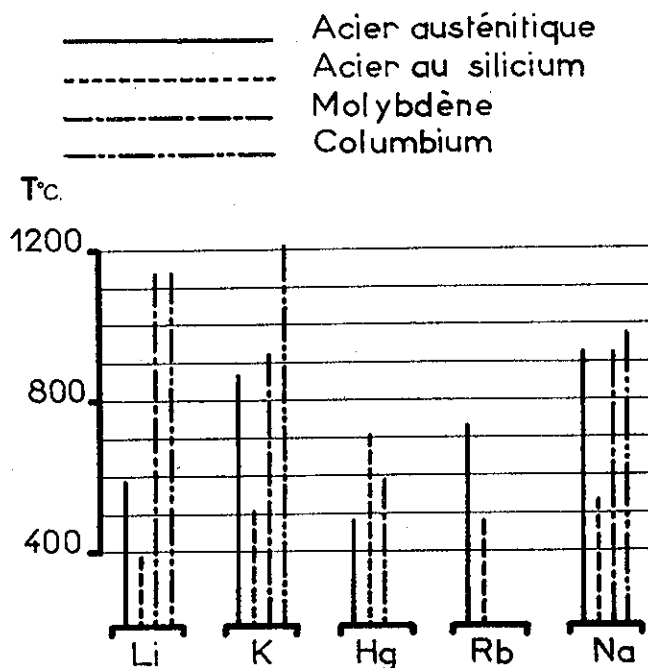


Fig. 6. Résistance des matériaux à la corrosion.

Les métaux alcalins sont assez délicats à cet égard puisque ayant tendance à former des alliages avec les composants de la structure.

La figure 6 reproduit les résultats d'expériences montrant les températures encore compatibles avec différents matériaux de construction.

Avoir une stabilité dans le temps

La stabilité des métaux liquides dans le temps et dans les conditions d'emploi réel semble être assurée même sous l'action des radiations. Il n'en est pas de même pour les fluides organiques.

En résumé, on peut dire qu'aucun des fluides proposés ne possède les qualités satisfaisantes à tous les points de vue.

Il n'est pas exclu que les recherches systématiques en cours aboutiront

à la création d'un fluide nouveau, se rapprochant des caractéristiques du fluide idéal.

INFLUENCE DE L'IRREVERSIBILITE DES EVOLUTIONS DANS LES ORGANES PRINCIPAUX DU MOTEUR THERMIQUE SUR LE RENDEMENT DU CYCLE REEL

Le cycle réel s'écartera du cycle idéal par suite des irréversibilités d'évolution dans les conduits et organes de compression et de détente.

Nous considérerons maintenant, sous cet aspect, les principales évolutions du cycle réalisées dans les organes correspondants de la turbo-machine:

Compression — pompe

Addition de chaleur — chaudière

Détente — turbine

Retrait de chaleur — condenseur

et examinerons l'incidence de l'imperfection de chaque organe sur le rendement du cycle thermique, afin de faciliter la recherche d'un compromis le plus avantageux. Les graphiques correspondant à ce chapitre ont été établis dans l'hypothèse d'un cycle dont les températures extrêmes sont:

$$\begin{aligned} T_{\text{maxi}} &= 1173^{\circ}\text{K} \ (900^{\circ}\text{C}) \\ T_{\text{mini}} &= 0,75 \ T_{\text{max}} \end{aligned}$$

Comme l'allure des courbes change peu si l'on s'écarte des valeurs ci-dessus, on peut généraliser dans certaine mesure les conclusions.

Compression

Du fait que dans le cycle de Rankine cette évolution se fait en phase liquide, le travail de compression est assez faible par rapport au travail de détente. En conséquence, le rendement de la compression a peu d'influence sur le rendement global. La figure 7 illustre cet effet pour quelques fluides.

Etant donné qu'on peut tolérer un rendement médiocre pour la compression, la pompe bien que subissant l'effet du nombre de Reynolds, ne devrait pas poser une limite à la miniaturisation du turbo-convertisseur.

Addition de chaleur

Dans le cycle Rankine simple, l'addition de chaleur se fait d'abord en phase liquide, ensuite en phase vapeur humide, seule la première phase nous écarte du cycle de Carnot.

L'effet de perte de charge au cours de l'évaporation est accompagné d'un abaissement progressif de la température de la vapeur humide.

Supposons (voir fig. 8) que la chaleur est introduite suivant l'isobare: 2-3-4 correspondant à la pression de sortie de la pompe. Le point 4 est choisi de telle sorte qu'après laminage (suivant ligne d'enthalpie constante), on retrouve le point 4' sur l'intersection de la ligne de saturation et de l'isobare correspondant à la pression d'admission à la turbine. Cette

$T_{\text{maxi}} : 1173 \text{ }^{\circ}\text{K} \text{ (} 900 \text{ }^{\circ}\text{C)}$

$$\frac{T_{\text{mini}}}{T_{\text{maxi}}} \text{ (}^{\circ}\text{K)} \simeq 0,75$$

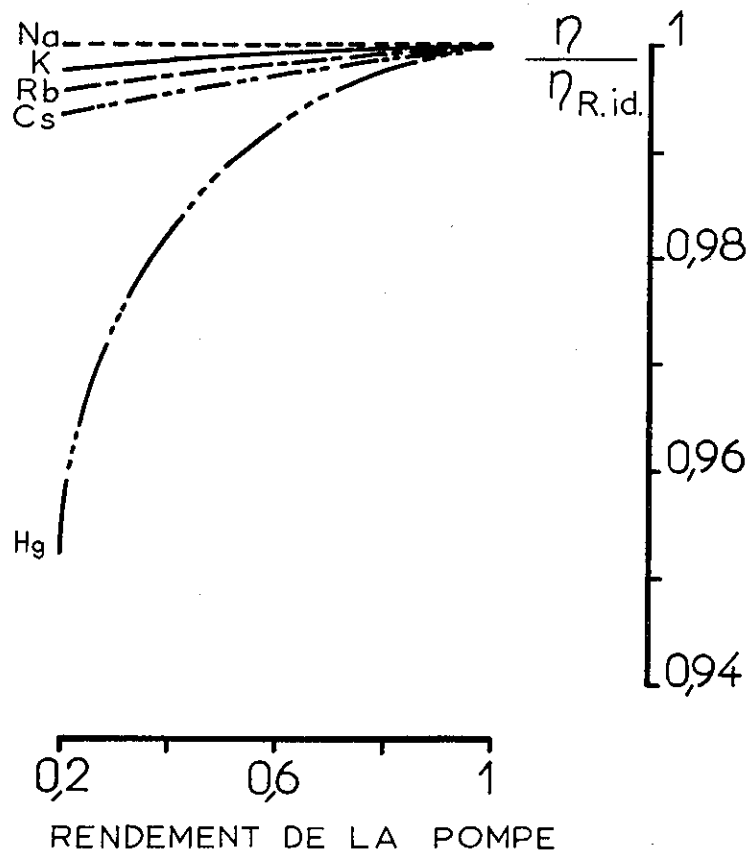


Fig. 7. Influence du rendement de la pompe sur le rendement du cycle.

évolution irréversible se traduit, suivant la loi de Guy-Stodola, par une perte de travail de détente égale à :

$$\Delta L = \Delta S \cdot T_{\text{mini}}$$

où ΔS correspond à l'accroissement d'entropie dû au laminage. On peut en déduire la dégradation de rendement du cycle idéal représenté (graphique 9). Il ne semble pas que la perte de charge de la chaudière soit influencée

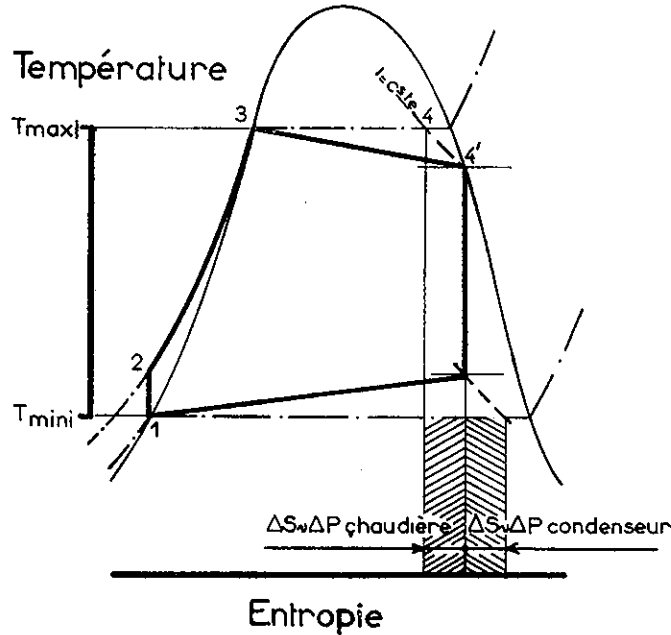


Fig. 8. Représentation de l'influence des pertes de charge (dans la chaudière et le condenseur).

d'une façon notable par la dimension de cet organe. Sa miniaturisation doit donc être aisée.

Détente

C'est l'évolution essentielle du cycle de Rankine. Le rendement du cycle réel peut s'exprimer par la formule :

$$\eta_{R,\text{réel}} = \frac{\Delta i_T - \Delta i_p}{Q_{\text{chaudière}}} \approx \frac{\Delta i_T}{Q_{\text{chaudière}}} = \eta_T \frac{\Delta i_{\text{ad},T}}{Q_{\text{chaudière}}} = \eta_T \cdot \eta_{R,\text{idéal}}$$

où

- Δi_T chute d'enthalpie correspondant à la détente réelle
- $\Delta i_{\text{ad},T}$ chute d'enthalpie correspondant à la détente isentropique
- Δi_p accroissement d'enthalpie dû au travail réel de la pompe (peut-être négligé par rapport à Δi_T , fig. 10)

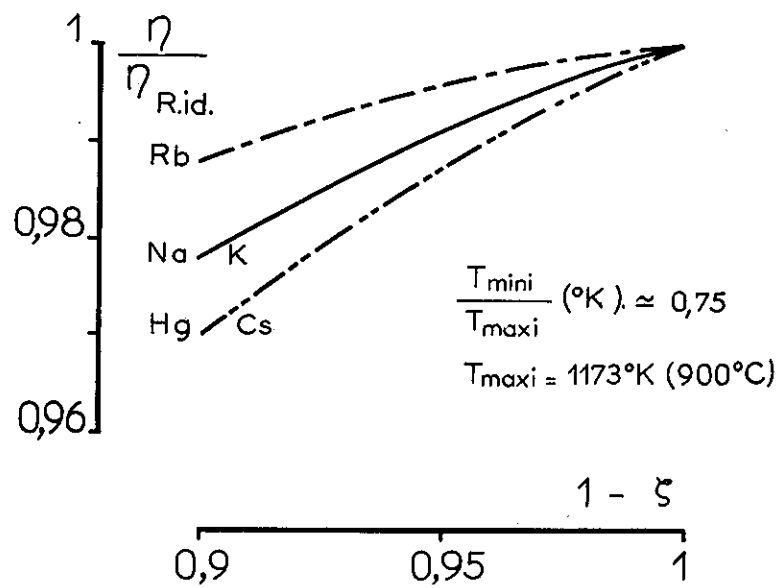


Fig. 9. Influence de la perte de charge au cours de l'évaporation sur le rendement du cycle.

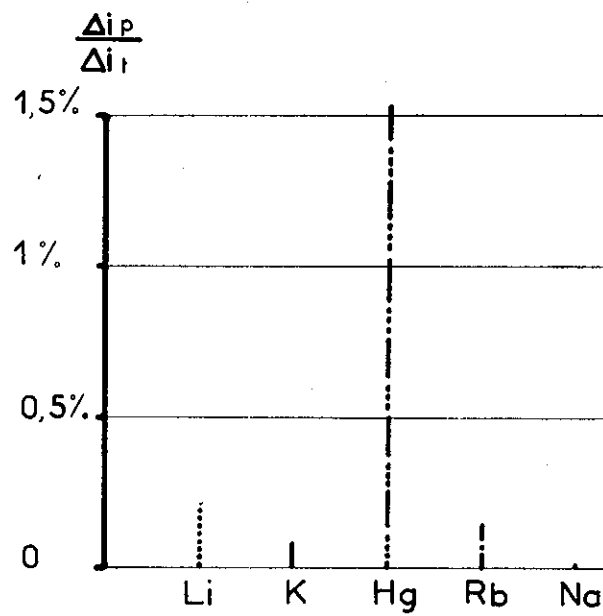


Fig. 10. Travail de la pompe (par rapport au travail de la turbine).

Q_{in} chaleur introduite dans le cycle
 η_T rendement de détente.

Il en ressort l'influence primordiale du rendement de la détente sur le rendement du cycle réel.

Tout échange de chaleur au cours de la détente et particulièrement un refroidissement du fluide est défavorable au rendement. L'addition de

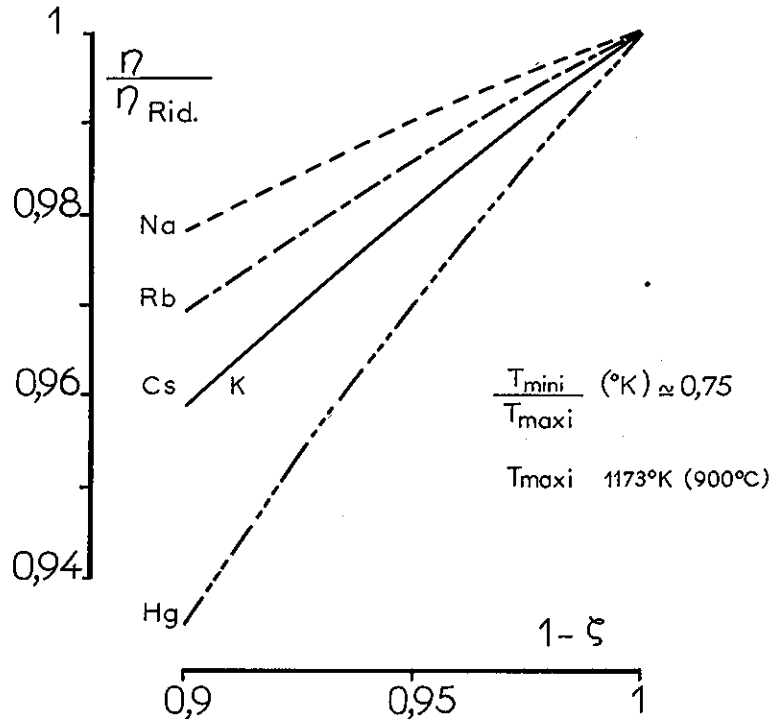


Fig. 11. Influence de la perte de charge au cours de la condensation sur le rendement du cycle.

chaleur au cours de la détente peut cependant se justifier pour combattre certains phénomènes encore plus défavorables, comme la condensation.

Le rendement de la détente sera fortement influencé par le nombre de Reynolds relatif à la turbine. Il faut donc s'attendre à ce que cet organe impose une limite à la miniaturisation du turbo-moteur.

Retrait de chaleur

Pour les fluides du type "A" (qui nous intéressent principalement) le retrait de chaleur se fait théoriquement à pression et à température constantes, donc dans les conditions les plus favorables. A l'opposé de l'évaporation la condensation est un phénomène stable et auto-régulateur et il doit donc

être possible, sans précautions particulières, d'obtenir la disparition complète de la phase vapeur. Un sous-refroidissement peut être nécessaire pour éviter la cavitation à l'admission de la pompe, mais il représentera une pure perte au point de vue thermodynamique.

La perte de charge dans le condenseur a un effet assimilable à celui d'un laminage en fin de détente (fig. 8), donc, la perte de travail qui en résulte peut s'exprimer par la relation :

$$\Delta L = \Delta S \cdot T_{\text{mini}}$$

qui permet de déterminer la dégradation de rendement du cycle de Rankine idéal. Le résultat du calcul est représenté sur la figure 11.

Comme dans le cas de la chaudière, la perte de charge est sensiblement indépendante des dimensions du condenseur, donc une miniaturisation est possible à ce point de vue.

RENDEMENT REALISABLE DES ORGANES PRINCIPAUX EN FONCTION DES CARACTERISTIQUES D'ECOULEMENT. * LIMITATIONS TECHNOLOGIQUES

Avant d'entreprendre l'examen des éléments constitutifs d'un turbo-moteur, il semble utile de définir les hypothèses admises pour la conception d'ensemble.

Lorsqu'on utilise un cycle à vapeur, la turbo-machine comprend au moins une pompe, une turbine et une génératrice électrique montées sur le même arbre. Vu la nécessité d'avoir un ensemble rigoureusement étanche, et afin d'éviter la pollution du fluide moteur, les paliers soutenant le rotor ne peuvent être graissés qu'avec le fluide moteur dans sa phase liquide ou vapeur.

A la turbo-machine proprement dite s'ajoutent encore les organes statiques suivants : un condenseur, une chaudière, et éventuellement un séparateur. Tous les organes sont réunis par des conduites étanches.

La figure 12 représente l'arrangement classique.

Pompe

Il ne peut s'agir que d'une pompe de type dynamique à grande vitesse, car avec tout autre type de pompe il est difficile d'éliminer les efforts dissymétriques. La pompe centrifuge semble la plus adaptée et peut convenir même pour un très faible débit car nous avons vu que son rendement a peu d'influence sur les performances globales.

La figure 13 représente le rendement probable d'une pompe centrifuge en fonction du nombre de Reynolds.

Dans le projet de la pompe, le problème principal est d'éviter la cavitation. Afin de pouvoir s'accommoder à la vitesse imposée par la turbine, il est généralement nécessaire d'augmenter la marge entre la pression d'aspiration et la pression de la vapeur saturée. A cet effet, citons par exemple :

- gavage de la pompe à l'aide d'un injecteur recyclant le fluide non évaporé dans la chaudière, refroidi au préalable dans un récupérateur.
- refroidissement du liquide en dessous de la température de condensation.

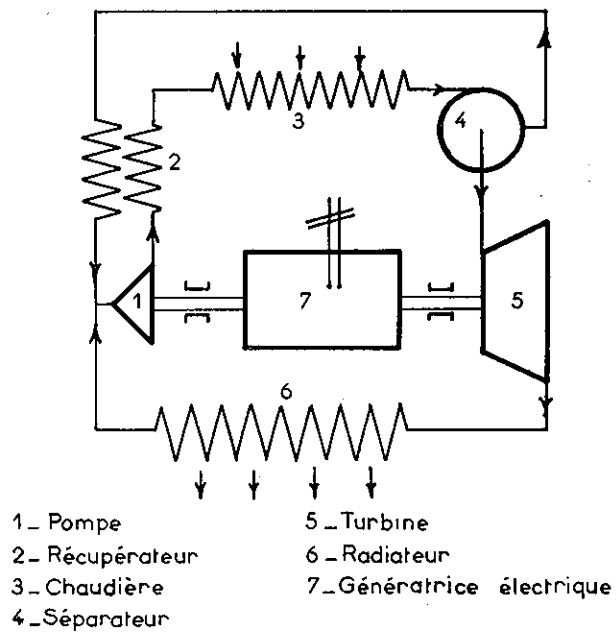


Fig. 12. Schéma de principe d'un turbo-convertisseur.

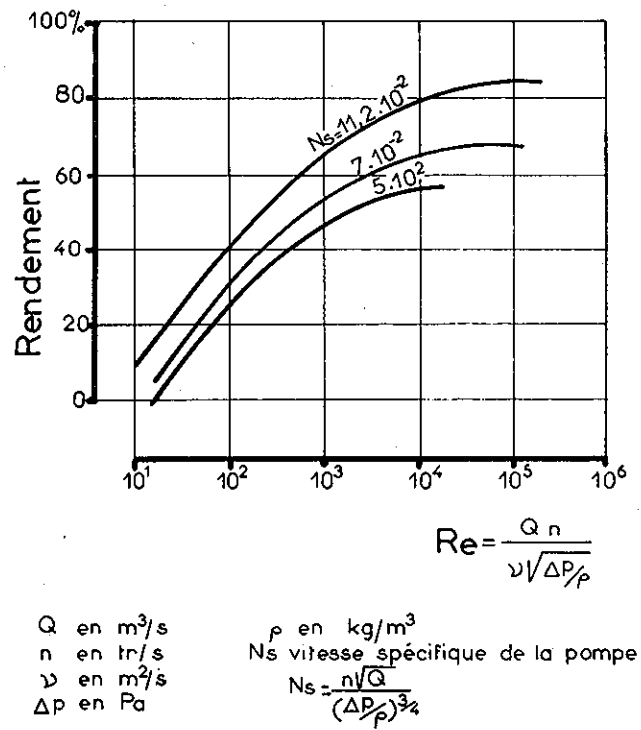


Fig. 13. Rendement d'une pompe en fonction du nombre de Reynolds.

— adjonction d'un étage électro-magnétique, en amont de la pompe tournante.

Ces procédés demandent une énergie supplémentaire et dégradent le rendement du cycle. En conséquence, les liquides qui permettent d'éviter la cavitation avec un faible refroidissement en dessous de la température

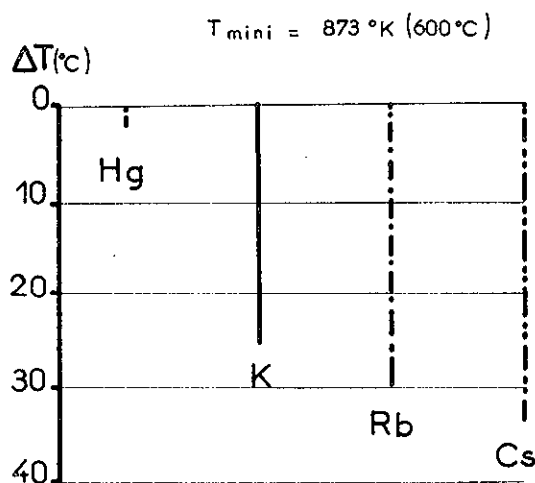


Fig. 14. Sous-refroidissement nécessaire pour éviter la cavitation.

de condensation, sont préférables. La figure 14 donne la valeur de ΔT minimum pour quelques fluides.

Chaudière

La chaudière représente l'organe le plus chaud de l'installation, soumis à la haute pression. Elle sera donc exposée particulièrement aux effets de contraintes mécaniques et thermiques, ainsi qu'à la corrosion.

L'échange de chaleur se fait dans des conditions favorables au départ, mais il se détériore au fur et à mesure de l'accroissement du titre en vapeur sèche. Il semble préférable de ne pas pousser l'évaporation jusqu'à la fin, mais plutôt d'envisager un séparateur de la vapeur et du liquide.

Du point de vue transmission de chaleur les métaux liquides sont particulièrement avantageux, mais leurs vapeurs ont des propriétés nettement moins bonnes (fig. 15). Il importe donc de créer des conditions qui, dans l'absence de pesanteur, amènent des gouttelettes en contact avec les parois: création de champs de forces par la rotation de l'installation tout entière ou du fluide seul. Comme la transmission de chaleur et la perte de charge sont peu influencées par la dimension des conduits, il ne semble pas que la chaudière s'oppose à la miniaturisation de la turbo-machine.

Turbine

C'est l'organe exerçant la plus forte influence sur le rendement global du cycle.

Son rendement est surtout fonction des conditions dans lesquelles s'effectue la détente, celles-ci peuvent être définies par les paramètres suivants:

Nombre de Reynolds

Nombre de Mach

Titre de vapeur sèche en fin de détente

La figure 16 donne la valeur relative du nombre de Reynolds pour différents fluides et pour la même puissance isentropique. On voit que le mercure est un fluide avantageux à ce point de vue.

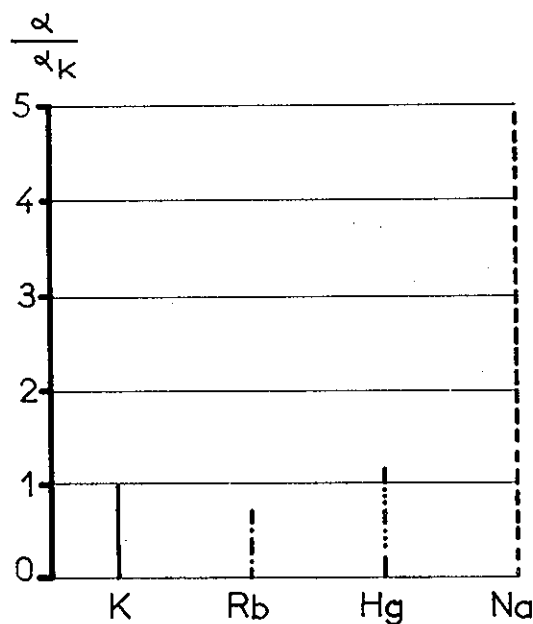


Fig. 15. Coefficient d'échange thermique (par rapport à $\alpha_{\text{potassium}}$).

La figure 17 donne le rendement d'une turbine axiale en fonction du nombre de Reynolds.

Quant à l'effet du nombre de Mach, nous pensons qu'il est peu prononcé, car dans les applications spatiales la turbine fonctionne à régime constant et un tracé approprié des profils d'aubages doit permettre une bonne adaptation aux grandes vitesses d'écoulement.

Dans une turbine fonctionnant avec de la vapeur saturée, le rendement de détente sera en plus affecté par la condensation du fluide car il est impossible de tracer les aubages de telle sorte qu'ils conviennent à la fois aux trajectoires des particules gazeuses et liquides.

En général, les gouttelettes frappent l'extrados des aubages, produisant un effet freinant, et provoquent ainsi l'érosion de la turbine.

Les expériences ont montré que les métaux alcalins sont très facilement condensables, contrairement au mercure qui est susceptible d'une sursaturation.

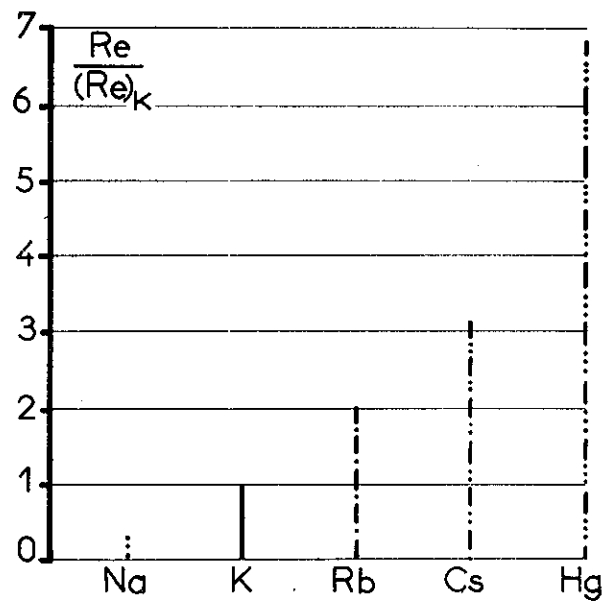


Fig. 16. Nombre de Reynolds relatif pour différents fluides (pour une même puissance isentropique).

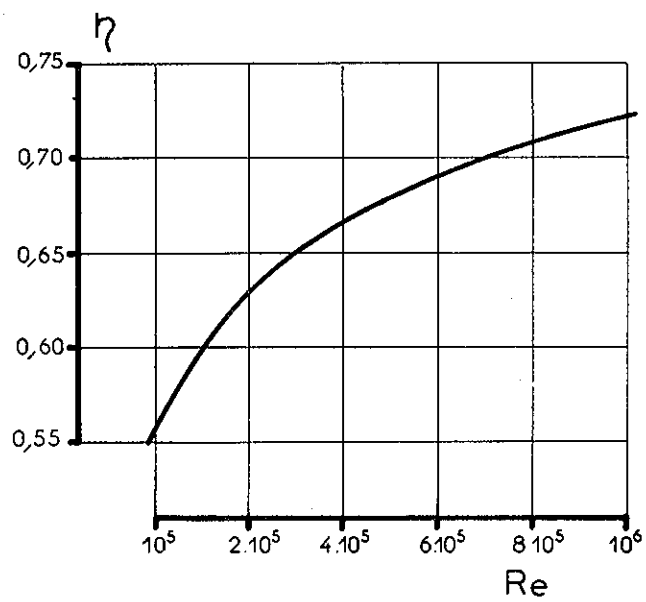


Fig. 17. Rendement d'une turbine axiale (longueur de référence: corde du profil).

Le phénomène du retard à la condensation ne pourrait suffire, pour éviter l'inconvénient de la condensation dans les aubages, que dans le cas d'une turbine monoétage. Il est accompagné, néanmoins, d'une perte thermodynamique.

Dans le cas d'une turbine multiétage, il est prudent de considérer seule la phase vapeur comme fluide actif.

Nous avons déjà vu que le nombre d'étages de turbine est proportionnel, pour une vitesse, périphérique donnée, à la chute d'enthalpie. Ainsi, le césium permettrait d'effectuer la détente en un seul étage tandis que le sodium en nécessiterait au moins 6 (fig. 5).

On sera toujours tenté d'employer les vitesses périphériques élevées compatibles avec la résistance mécanique du rotor, afin de réduire le nombre d'étages de la turbine.

Condenseur

Cet organe est lié à la source froide par un radiateur rayonnant vers l'espace. Vu la nécessité de protection contre les impacts des météorites, le condenseur exerce une influence primordiale sur la masse du convertisseur d'énergie. La règle, résultant de calculs d'optimisation basés sur l'hypothèse du cycle de Carnot et de la loi de Stefan-Boltzmann et conduisant à la surface minimale du radiateur, recommande une température de la source froide égale aux $\frac{2}{3}$ de la température absolue de la source chaude.

L'optimisation, suivant d'autres critères (par exemple, en visant la masse minimum d'un système convertisseur héliothermique), peut conduire à des valeurs assez différentes pour la température du radiateur. Le rendement du cycle exerce, dans tous les cas, une influence non négligeable.

La perte de charge du condenseur a pour effet d'augmenter la contre-pression à la turbine, donc un effet analogue à la détérioration du rendement de la turbine. La perte de charge peut toutefois être maintenue à une faible valeur quelle que soit la taille du condenseur. La condensation étant un phénomène stable, l'apesanteur ne devrait avoir aucun effet néfaste sur le fonctionnement correct de cet organe.

PROBLEME D'OPTIMISATION DU RAPPORT DES TEMPERATURES EXTREMES DU CYCLE

De nombreux critères peuvent servir à la détermination du rapport optimal des températures. Nous nous limiterons à l'analyse d'un cas particulier illustrant l'emploi des relations établies dans les chapitres précédents, pour définir le rapport optimal des températures extrêmes conduisant à la masse spécifique minimum du turbo-convertisseur.

Dans le cas choisi, il est admis que la masse de la source chaude est une grandeur constante, ce qui correspond à la gamme de petites puissances thermiques des réacteurs nucléaires, et que la température maximale est imposée par les considérations technologiques.

La masse du radiateur devenant prépondérante, il nous reste à rechercher les conditions pour lesquelles elle devient minimale, en tenant compte de la variation probable du rendement global du turbo-convertisseur.

La puissance thermique émise sur le radiateur peut s'exprimer par les deux relations:

$$P_r = P_u \left(\frac{1}{\eta_c \nu} - 1 \right)$$

$$P_r = \varepsilon \sigma A_r (T_r^4 - T_e^4)$$

où

P_u Puissance utile

A_r Surface du radiateur

ε Emissivité du radiateur

σ Constante de Stefan-Boltzmann

η_c Rendement du cycle de Carnot

ν Coefficient de qualité du cycle réel par rapport au cycle Carnot

T_r Température du radiateur

T_e Température de l'espace

T_c Température de la source chaude.

En négligeant T_e^4 , la surface du radiateur s'exprime:

$$A_r = \frac{P_u}{\varepsilon_r \sigma T_c^4} \frac{1}{(T_r/T_c)^4} \times \frac{1 - \nu + \nu \cdot T_r/T_c}{(1 - T_r/T_c) \cdot \nu}$$

dont le minimum est défini par:

$$\frac{d A_r}{d (T_r/T_c)} = 4 \left(\frac{T_r}{T_c} \right)^{2\nu} + \left(\frac{T_r}{T_c} \right) (5 - 8\nu) - 4(1 - \nu) = 0$$

d'où

$$\frac{T_r}{T_c} = \frac{-(5 - 8\nu) \pm \sqrt{25 - 16\nu}}{8\nu}$$

La figure 18 donne la valeur optimale de T_r/T_c et la valeur minimale de $\frac{A_r}{P_u}$ en fonction de ν .

Le coefficient ν peut être déduit des diagrammes du chapitre 3, en fonction de la puissance thermique de la source chaude et de la nature du fluide. La figure 19 donne la valeur probable de ν pour le potassium.

Pour un fluide déterminé, à chaque puissance thermique correspond un rapport optimal des températures extrêmes et une puissance utile.

En attribuant à chaque organe une masse spécifique relative au flux thermique et correspondant à l'état d'avancement de la technologie, on

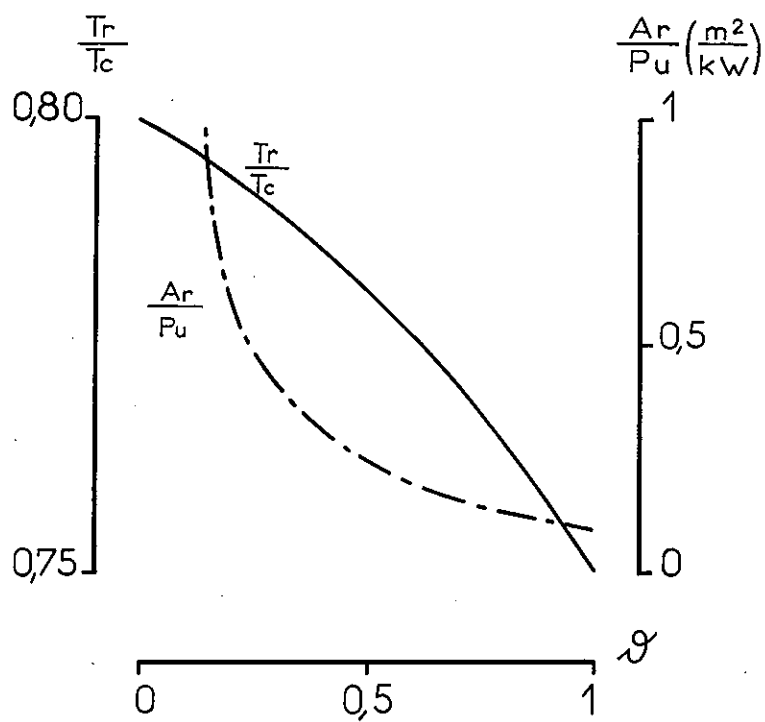


Fig. 18. Valeurs optimale de $\frac{T_r}{T_c}$ (températures extrêmes du cycle) et minimale de $\frac{Ar}{Pu}$ (surface du radiateur / puissance utile)

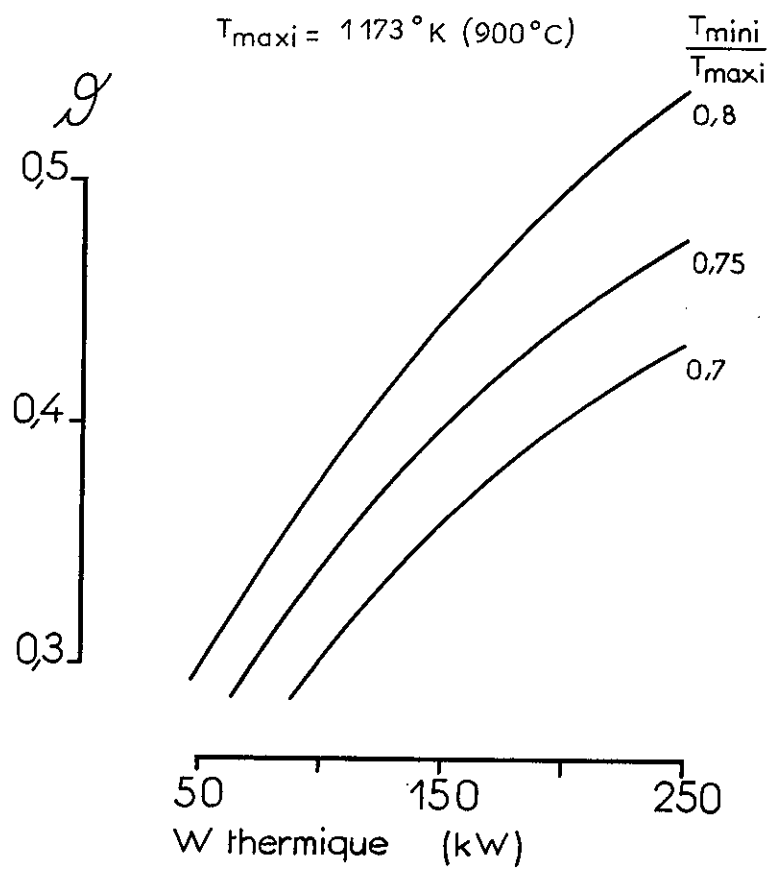


Fig. 19. Coefficient de qualité du cycle (par rapport au cycle de Carnot).

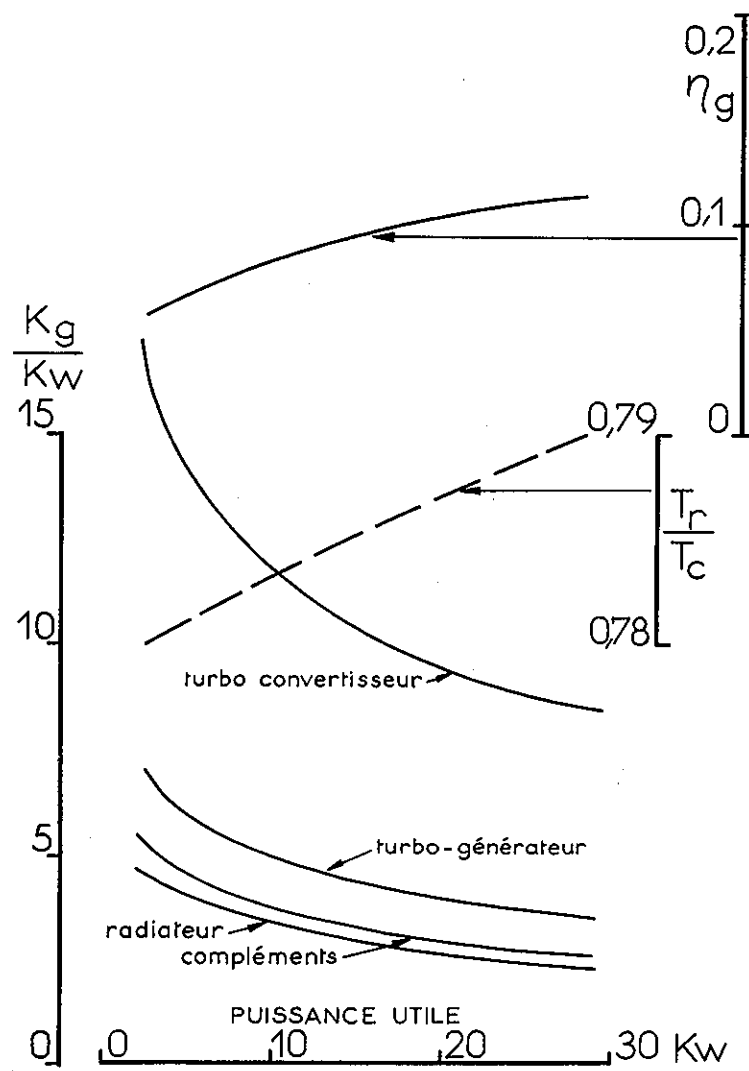


Fig. 20. Masse spécifique du turbo-convertisseur (source chaude non comprise).

peut déterminer la masse spécifique de l'ensemble relative à la puissance utile. La figure 20 donne le résultat du calcul pour le potassium dans l'hypothèse:

— T_{maxi}	900°C
— Rapport des températures extrêmes	optimal
— Masse spécifique du radiateur	10 kg/m ²
— Masse spécifique du turbo-générateur	0,4 kg/kW de flux thermique
— Masse spécifique des compléments (séparateur, tuyauteries, . . .)	0,3 kg/kW de flux thermique

CONCLUSION

L'étude systématique des facteurs d'influence des composants du système de conversion permettrait de définir, avec suffisamment de précision, le coefficient de qualité du cycle réel par rapport au cycle de Carnot, dont la connaissance est nécessaire pour les calculs d'optimisation des grandeurs principales du cycle telles que le rapport des températures extrêmes.

NOTATIONS

A_r	= surface du radiateur
$C_p(T)$	= chaleur massique moyenne
N	= nombre d'étages
P	= puissance
Q	= chaleur introduite dans le cycle
S	= entropie
T	= température
V	= volume massique de la vapeur
V_L	= volume massique du liquide
i	= enthalpie massique
u	= vitesse périphérique
ε	= émissivité du radiateur
η	= rendement
λ	= chaleur latente de vaporisation
ν	= coefficient de qualité du cycle
σ	= constante de Stefan-Boltzmann

RÉFÉRENCES

- ¹ Weatherford, Jr., Tyler, J. C., et Ku, P. M., "Properties of Inorganic Energy-Conversion and Heat Transfer Fluids for Space Applications," Wadd Technical Report 61—96, Nov. 1961.
- ² Michard, J., "Cycle Thermodynamique Optimal pour un Système Turbo Convertisseur Spatial," *La Recherche Aérospatiale* **97**, Nov.—Déc. 1963.
- ³ Cochran, D. L., "Working Fluids for High Temperature, Rankine Cycle, Space Power Plants," SAE-425B, 1961.

DISCUSSION

C. F. BONILLA (U.S.):

Recently we had the occasion to measure the vapor pressure of elemental selenium up to 11 bars absolute,* also to extrapolate it to higher temperatures and calculate the vapor density and latent heat of vaporization. Possibly specific heat data or methods of estimating them are in the literature.

We would like to ask the author whether he has ever considered selenium as a potential working fluid for space power. Its vapor pressure is in the same temperature range as that of cesium and rubidium and it does not show the high liquid viscosity problems of sulfur, thus condensers should be comparable to those for Cs or Rb. It is, in addition, only 2 per cent as expensive as Cs or Rb, and handling and containment do not seem to be serious problems so far (Inconel-600 was apparently an adequate container in the vapor pressure tests). We suggest that selenium may well merit study. For instance, if the T - S diagram is similar to Fig. 2, and I understand it correctly, though the line 5-6 causes a loss in efficiency this might more than be made up by the practical aspect of dry vapor during expansion in the turbine.

Author's Reply

La suggestion de C. F. Bonilla, d'étudier d'une façon approfondie la possibilité d'emploi du sélénium pour les applications spatiales comme fluide travaillant suivant le cycle de Rankine, mérite certainement la plus grande attention.

Si dans cet exposé nous n'avons pas cité cet élément, c'était par manque d'information à son sujet. En effet, au moment de la préparation de ce travail nous n'avons pas eu connaissance de sa publication parue dans *Nucleonics*, Mars 64. D'une façon générale nous n'avons pas la prétention d'avoir épuisé le sujet et les différents fluides ne sont cités qu'à titre d'exemple.

Nous partageons le point de vue de C. F. Bonilla: que les avantages résultant de la détente de vapeur sèche dans une turbine peuvent l'emporter sur l'inconvénient de la perte due au retrait de chaleur à température variable.

De même le comportement du fluide vis à vis de matériaux de construction est un autre facteur, qui peut justifier un compromis désavantageux sur le plan thermodynamique. A ce propos il est intéressant d'apprendre que la tenue de l'appareillage en Inconel-600 a été satisfaisante au cours des expérimentations avec du sélénium à haute température.

H. BILLETT (Department of Mechanical Engineering, University College, University of London, Great Britain):

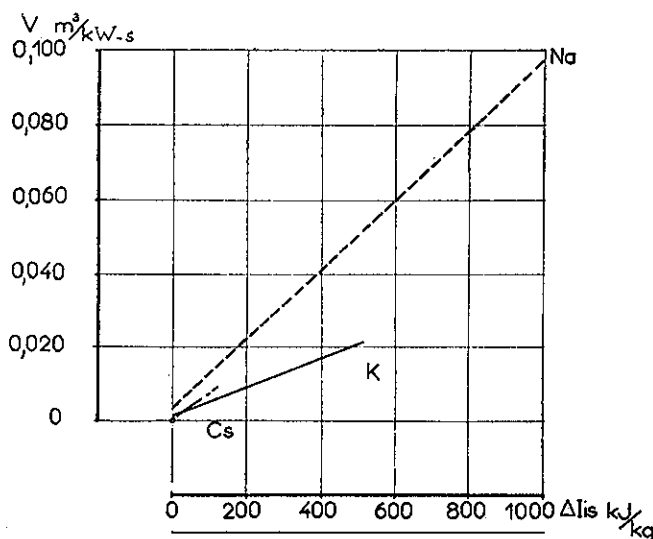
The author reminds us of the principal sources of inefficiency in the Rankine cycle and in its real counterparts. Perhaps he would care to elaborate his views on the desirability of a fluid with a low specific output. It is

* C. F. Bonilla and G. Shulman, *Nucleonics*, 22, 58, 60 (March 1964).

true that for a given geometry a low specific output results in a small number of stages but does it not result also in an increase in the flow area required and hence, in the case of total admission, in the size of the machine? If a multi-stage machine is to be employed, may not a more complicated cycle (e.g. a feed-heating or a reheat cycle) give significant efficiency gains.

Author's Reply

En ce qui concerne la question relative à l'avantage attribué aux fluides ayant un faible travail spécifique de détente, nous pensons que la propriété



Graphique 1. Volume spécifique en fonction de la chute d'enthalpie isentropique. (Détente isentropique du cycle de Rankine simple entre les températures 900°C et 600°C.)

du fluide conduisant au faible nombre d'étages représente un intérêt, surtout quand il s'agit de convertisseurs de petite puissance.

La simplification de la machine et la diminution de l'effet d'érosion de l'aubage de turbine qui en résultent, doivent se traduire par la réduction du poids et par l'augmentation de la sûreté de fonctionnement—facteurs d'appréciation principaux dans les réalisations spatiales. L'augmentation de la section de passage n'est pas toujours consécutive à une telle option, car un faible travail spécifique peut être compensé par une densité du fluide plus forte.

Ainsi, pour une installation de même puissance, le césium, dont le travail spécifique est plus faible que celui du sodium, conduit à une turbine de dimension plus petite. Le graphique (1) ci-joint, montre les proportions.

La possibilité d'envisager avec une turbine multi-étage des cycles plus complexes, par exemple avec la rechauffe et la récupération, ne nous

CYCLE À DEUX PHASES

paraît pas attrayante, car le rendement thermique dans ce cas ne pourrait guère être supérieur (à température maximum égale) à celui réalisable avec un cycle Rankine simple. La complication du système serait, à notre avis, trop importante par rapport à l'avantage certain d'un fonctionnement avec de la vapeur sèche.