Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 115/116 (1940)

Heft: 4

Artikel: Application d'un nouveaux diagramme thermodynamique i-?: à l'étude du cycle d'une turbine aéro-dynamique

Autor: Colombi, Ch.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-51128

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: 13.07.2025

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

INHALT: Application d'un nouveau diagramme thermodynamique $i - \Phi$ à l'étude du cycle d'une turbine aéro-dynamique. — Die Entwicklung der kombinierten Heizungs- und Warmwasserbereitungsanlagen. — Rennbahn-Tribüne in Yodo bei Kyoto, Japan. — Elektrifikation Andermatt-Disentis der F. O.-Bahn. — Kleinsiedlungen im ländlichen Bezirk. — Bettbildung, Geschiebe- und Schwebestoffführung. — Mitteilungen: Feuerlöschboot für den Hafen von Stavanger. Von der Schweizer Mustermesse 1940. Grosser Windkanal von Guidonia. Entlastungsringe für Kreiselpumpen aus Kunstharz-Presstoff. Baulicher Luftschutz. Eidg. Tech. Hochschule. S. B. B. Lohnersatzordnung für mobilisierte Wehrmänner. Zementhalle der LA. E. T. H. Schlittenseilbahn Airolo-Culiscio. Anhänger mit Einrichtung zur Vergasung fester Brennstoffe. — Wettbewerbe: Aktuelle Probleme des architekton. Wettbewerb. Verwaltungsgebäude der Schweiz. Nationalversich.-Ges. in Basel. — Nekrologe: Louis Girod. Ernst Ziegler.

Band 115 Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 4

Application d'un nouveau diagramme thermodynamique $i - \Phi$ à l'étude du cycle d'une turbine aéro-dynamique

Par CH. COLOMBI, Ing., Professeur à l'Ecole d'Ingénieurs de l'Université de Lausanne

Diverses publications ont renseigné, au cours de ces derniers mois, les thermiciens sur le principe d'une installation thermo-aérodynamique préconisée par MM. le Prof. Dr. J. Ackeret et Dr. C. Keller et exécutée actuellement, à titre expérimental, par la Maison EscherWyss [1]). L'étude de ce cycle étant facilitée et rendue particulièrement commode par l'emploi d'un nouveau diagramme thermodynamique, nous estimons intéressant de résumer, aussi brièvement que possible, en ce qui suit, le principe de ce diagramme et son application à l'examen du cycle précité.

I. Le diagramme enthalpie-potentiel thermodynamique ($i - \Phi$).

Dans une étude qui va paraître [2]) nous exposons de façon détaillée la théorie du diagramme $i - \Phi$ et mettons en évidence de nombreuses particularités de cette nouvelle représentation. Cette publication est accompagnée de trois graphiques à grande échelle pour l'air, le CO_2 et le NH_3; elle contient en outre divers exemples d'applications du dit diagramme au calcul des turbo-compresseurs (qui a du reste été le point de départ de la recherche du diagramme en cause lui-même), aux installations frigorifiques, etc.

Ce travail est susceptible de renseigner sur une série de questions qui sortiraient du cadre de la présente notice; nous renvoyons donc les personnes que cela pourrait intéresser au petit volume cité, en nous limitant ici à quelques explications aptes à mettre en évidence les notions fondamentales qui nous ont servi de base.

Soit, pour l'unité de poids (1 kg) d'un corps ou d'un système de corps:

T = température absolue du corps (°K),
t = température centigrade du corps (°C),
s = entropie du corps (Cl/kg),
[Cl = Clausius = unité de l'entropie]
v = volume spécifique du corps (m³/kg),
p = pression à laquelle est soumis le corps (kg/m²; indications numériques en kg/cm²),
A = équivalent thermo-mécanique = 1/427,2 (correspondant à 860 Cal par kWh).

On connaît les deux relations suivantes, en quelque sorte classiques, qui définissent les variations élémentaires de quantités fondamentales en thermodynamique:

Enthalpie ..... $di = T\,ds + A\,v\,dp$ . . . . . (1)

Potentiel thermodynamique

$$d\Phi = -\,s\,dT + A\,v\,dp \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

La somme de ces deux variations élémentaires, qui sont (notoirement et comme nous l'avons montré, entre autres, en de précédentes publications [3]) tout en insistant sur cette propriété dans le travail précité concernant les diagrammes $i - \Phi$) des différentielles exactes est:

$$di - d\Phi = d\,(s\,T) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

soit une autre différentielle exacte.

Dès lors on a immédiatement les résultats suivants:

a) Transformations isentropiques ($s = ct$)
travail élémentaire $di = A\,v\,dp$
travail $i - i_0 = A\,L$

b) Transformations isobares ($p = ct$)
chaleur échangée (élémentaire) $di = T\,ds$
chaleur échangée $i - i_0 = Q$

c) Transformations isothermiques ($T = ct$)
travail élémentaire $d\Phi = A\,v\,dp$
travail $\Phi - \Phi_0 = A\,L$
chaleur échangée (élémentaire) $di - d\Phi = T\,ds = dQ$
chaleur échangée

$$(i - i_0) - (\Phi - \Phi_0) = T\,(s - s_0) = Q$$

[1]) Eine aerodynamische Wärmekraftanlage, par *Ackeret* et *Keller*; «Schweizerische Bauzeitung», 13. Mai 1939. — Idem. «Escher Wyss-Mitteilungen», 1939, Nos. 1/2. Turbine thermo-aérodynamique; «La Technique Moderne», Paris, 1er août 1939.

[2]) «Le diagramme enthalpie-potentiel thermodynamique $i - \Phi$ ses propriétés et ses applications au calcul des turbo-compresseurs et des installations frigorifiques». Dunod, Edit., Paris.

[3]) Par exemple: «Potentiels et représentations géométriques de la thermodynamique». Dunod et Pinat, Paris, 1914.

Si maintenant on choisit comme coordonnées d'une représentation graphique les différences de i et de Φ, dont seules les variations nous intéressent (comme c'est le cas pour celles de s d'ailleurs), en portant, p. ex. et pour des raisons de commodité, comme abscisses horizontales les valeurs de l'enthalpie à partir d'un zéro arbitraire et, comme ordonnées verticales, celles du potentiel thermodynamique également comptées à partir d'un zéro arbitraire, il est bien évident que les données rappelées ci-dessus seront fournies sous la forme de simples mesures de segments droits, ce qui facilite tous les calculs numériques. On le verra d'ailleurs dans l'examen du cycle de l'installation thermo-aérodynamique que nous entreprendrons ci-dessous. Il est manifeste cependant, et de façon générale, que dès qu'un cycle comporte des transformations isothermiques non isobares (et de tels cycles deviennent, dans la pratique, de plus en plus fréquents et intéressants) le diagramme $i - \Phi$ présente des avantages déterminants.

Ainsi que nous l'avons signalé, la publication [1]) comporte comme annexe, entre autres, un diagramme relatif à l'air atmosphérique sec, établi en tenant compte de la variabilité des chaleurs spécifiques avec la température et sur la base de procédés graphiques que nous y exposons en détail; il nous est naturellement impossible, dans le cadre de cette notice, d'exposer les particularités de ces déterminations, mais ce qui suit donnera une idée suffisamment nette de l'allure générale du diagramme en cause et de ces caractéristiques pour que nous puissions nous passer de plus amples discussions, pour le moment du moins.

II. Représentation du cycle de l'installation thermo-aérodynamique au moyen du diagramme $i - \Phi$ et calculs y relatifs.

Le schéma de l'installation visée est rappelé, dans les formes que nous utilisons de coutume à cet effet, par le croquis de la fig. 1. Conformément à ce que signalent les articles de MM. Ackeret et Keller, le générateur de chaleur est rappelé en *1*; il reçoit l'air nécessaire à la combustion par *2*, cet air circulant dans un réchauffeur *3* avant de venir en contact, en *4*, avec le combustible. L'ensemble (air + combustible = agent) donne lieu aux réactions exothermiques usuelles et les éléments de cet agent sont restitués au milieu ambiant en *5*. La chaleur dégagée par les réactions est (partiellement) transmise à l'air qui circule en circuit fermé dans l'installation motrice proprement dite, air qui constitue parsuite un intermédiaire, par l'échangeur *6*. Cet intermédiaire, qui circule en *6* sous une certaine pression supérieure à l'atmosphérique, se détend dans la turbine *7* en produisant du travail. Après sa sortie de cette turbine il traverse un échangeur de chaleur *8* qui permet la récupération de calories contenues dans le fluide évacué de *7*, puis un autre échangeur *9* déterminant, éventuellement, une cession de chaleur au milieu ambiant, pour aboutir enfin à l'aspiration du turbo-compresseur *10* qui le refoule derechef dans le circuit.

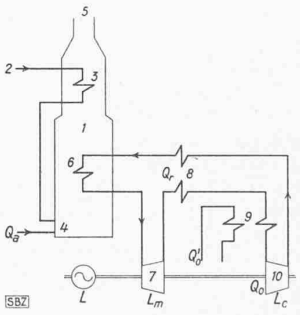

Fig. 1. Schéma d'installation thermo-aérodynamique

Comme l'ont fait MM. Ackeret et Keller, nous allons admettre ce qui suit afin de ne prendre en considération que le cycle théorique de l'installation: a) les éléments constitutifs de l'agent quittent le générateur en *5* à la température et à la pression du milieu ambiant, soit dans le même état thermique qui les caractérisaient lors de leur admission dans ce générateur; b) la détente dans la turbine *7* est isentropique; c) la compression dans le turbo-compresseur *10* est isothermique; d) les échangeurs de chaleur sont parfaits.

Ceci admis et l'air étant naturellement considéré comme un gaz parfait, ce qui fait que son enthalpie est une fonction de la température seulement (coïncidence formelle des isothermes $T = ct$ avec des isenthalpes $i = ct$), on a, dans le système de coordonnées choisi, la représentation donnée par la fig. 2 pour le cycle en cause. Dans ce graphique:

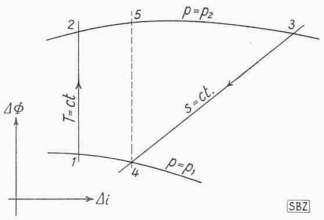

Fig. 2. Cycle de l'installation thermo-aérodynamique dans le diagramme $i - \Phi$

p_1 = pression d'aspiration du turbo-compresseur *10* et d'évacuation de la turb. 7;
p_2 = pression de refoulement du turbo-compresseur *10* et d'admission dans la turbine 7;
1 = état initial de la compression isothermique ($p = p_1$; $T = T_1$ correspondant à $i = i_1$);
2 = état final de la compression isothermique ($p = p_2$; $T = T_2 = T_1$ correspondant à $i = i_2 = i_1$);
3 = état initial de la détente isentropique ($p = p_2$; $T = T_3$; $i = i_3$; $s = s_3$);
4 = état final de la détente isentropique ($p = p_1$; $T = T_4$; $i = i_4$; $s = s_4 = s_3$).

Il y a lieu de remarquer explicitement que comme la température $T_2 = T_1$ est inférieure à la température de l'air évacué par la turbine, T_4, une cession de chaleur est possible du fluide détendu à p_1 et T_4 sur l'air comprimé à p_2 et T_2. Cette cession de chaleur peut intervenir, à la limite, jusqu'à équilibre des températures sous les deux pressions mentionnées, le poids d'air en circulation ne variant pas. De là provient la possibilité d'une récupération complète, qui présuppose au surplus des échangeurs de chaleur parfaits.

Ceci noté, on a immédiatement, en conformité de ce qui a été exposé sous I:

Travail de compression isothermique 1 à 2:

$$A L_c = \Phi_2 - \Phi_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Travail de détente isentropique 3 à 4

$$A L_m = i_3 - i_4 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

La quantité de chaleur récupérée, soit cédée de *4* à *1* et absorbée de *2* à *5* selon la fig. 2, entre les températures $T_2 = T_1$ et $T_5 = T_4$ l'échange se faisant par cession sous $p = p_1$ et par réception sous $p = p_2$, est

$$Q_r = i_5 - i_2 = i_4 - i_1 = i_4 - i_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

La quantité de chaleur cédée au milieu ambiant au cours de la compression isothermique résulte:

$$Q_o = (i_2 - i_1) - (\Phi_2 - \Phi_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

valeur qui, vu que $i_2 = i_1$, se réduit à

$$Q_o = -(\Phi_2 - \Phi_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

(signe négatif = chaleur cédée)

Enfin l'agent fournit à l'intermédiaire la quantité de chaleur

$$Q_a = Q_c - Q_r = (i_3 - i_2) - (i_4 - i_2) = (i_3 - i_4) \quad . \quad (9)$$

ou Q_c rappelle la chaleur livrée au total à l'air comprimé.

Dès lors le bilan thermique du cycle s'établit comme suit:

$$A L = A (L_m - L_c) = (i_3 - i_4) - (\Phi_2 - \Phi_1) \quad . \quad . \quad (10)$$

différence qui résulte aussi donnée par

$$A L = Q_a - Q_o$$

Pour le rendement du cycle on a donc, en mettant en évidence uniquement les quantités qui figurent comme des segments droits au diagramme $i - \Phi$:

$$\eta = \frac{(i_3 - i_4) - (\Phi_2 - \Phi_1)}{(i_3 - i_4)} = 1 - \frac{\Phi_2 - \Phi_1}{i_3 - i_4} \quad . \quad (11)$$

L'inverse de cette dernière quantité, la consommation spécifique, que nous préférons comme indice de qualité d'une installation thermique pour des raisons théoriques aussi bien que pratiques, qui sortent du cadre de cette recherche, mais que nous avons exposées par ailleurs (p. ex. dans une étude incorporée aux travaux publiés à l'occasion du 4ème centenaire de l'Université de Lausanne[4])), est:

$$c = \frac{i_3 - i_4}{(i_3 - i_4) - (\Phi_2 - \Phi_1)} = 1 + \frac{\Phi_2 - \Phi_1}{(i_3 - i_4) - (\Phi_2 - \Phi_1)} \quad (12)$$

En partant des relations qui viennent d'être notées et du diagramme $i - \Phi$ pour l'air atmosphérique déjà cité à plus d'une reprise, nous avons procédé aux déterminations que nous allons exposer.

Nous avons pris comme point de départ de nos recherches une température de la compression isothermique de 300° K et une pression de 1 kg/cm²; l'état initial de cette compression est donc rappelé en *1* au graphique de la fig. 3 dans lequel nous avons reproduit la partie du diagramme $i - \Phi$ relative au domaine de nos investigations présentes.

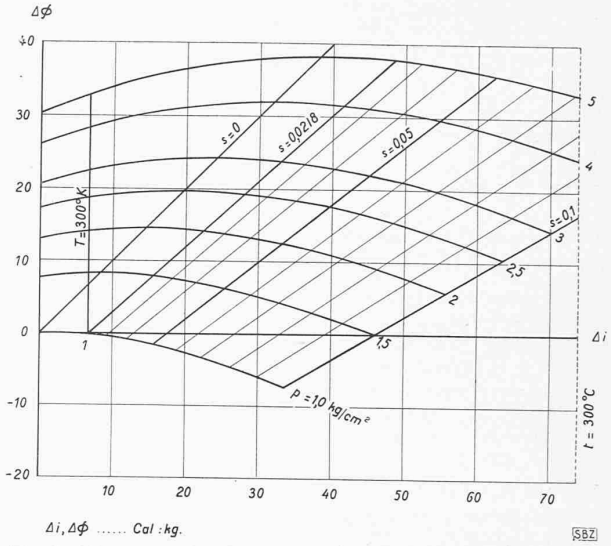

Fig. 3. Diagramme $i - \Phi$ pour l'air dans le domaine examiné pour l'étude du cycle de l'installation thermo-aérodynamique

Il a ensuite été supposé que la compression intervenait entre la pression $p_1 = 1$ kg/cm² et diverses pressions finales variant entre 1,5 et 5,0 kg/cm².

Pour ce qui est des détentes isentropiques dans la turbine, elles ont été définies par différentes valeurs de l'entropie correspondante. La première de ces valeurs est $s = 0{,}0218$ Cl/kg correspondant à l'entropie de l'air en l'état *1*, d'après les bases de calcul admises pour le tracé du diagramme. Les autres valeurs considérées de s varient entre 0,03 et 0,10 Cl/kg. Naturellement chaque détente isentropique est supposée s'accomplir entre une des pressions p_2 définies ci-dessus et la pression $p_1 = 1$ kg par cm².

En conséquence:

toute intersection d'une ligne $s = ct$ avec la ligne $p_1 = 1$ kg/cm² correspond à un état tel que défini par le point *4* de la fig. 2;
toute intersection d'une ligne $s = ct$ avec une ligne $p_2 = ct$ correspond à un état tel que défini par le point *3* de la fig. 2;
toute intersection de l'isotherme par *1* avec une ligne $p_2 = ct$ correspond à un état tel que défini par le point *2* de la fig. 2.

Toutes les déterminations basées sur le graphique dont on vient de rappeler les caractéristiques ont été faites exclusivement par voie graphique, sans même recourir aux déterminations que permettent l'équation (3) en vue d'éviter les interpolations; ceci à dessein, bien entendu.

Un premier renseignement intéressant que fournit l'examen du diagramme de la fig. 3 concerne les températures auxquelles on arrive selon les isentropiques de détente choisies et selon les pressions finales de compression admises. Ces températures résultent de la fig. 4. Dans celle-ci on a reporté comme abscis ses les différences d'entropie entre l'état *1* du diagramme de la fig. 3 et les valeurs de s considérées au delà de celle correspondant au dit état (p. ex. pour $s = 0{,}05$ l'abscisse est $0{,}05 - 0{,}0218 = 0{,}0282$ Cl/kg).

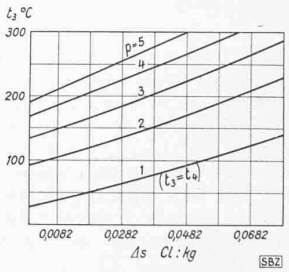

Fig. 4. Températures max. du cycle selon les pressions initiales des détentes dans la turbine et les valeurs de l'entropie qui caractérisent ces détentes

Les ordonnées représentent les températures en chaque état *3* exprimées par t_3 en °C et ce pour différentes isobares finales de la compression, soit pour $p_2 = 2$, 3, 4 et 5 kg/cm². La courbe pour $p_2 = p_1 = 1$ kg/cm² donne naturellement les variations de la température t_4 avec l'entropie qui correspond à chaque détente.

La loi de variation $t_3 = f(s, p_2)$ est si évidente qu'il est superflu d'insister.

Une autre déduction, des plus simples, que l'on peut établir sur la base du diagramme de la fig. 3 concerne les travaux absorbés par la compression isothermique et fournis par la

[4]) Voir «SBZ», Vol. 111, page 97 (19 févr. 1938).

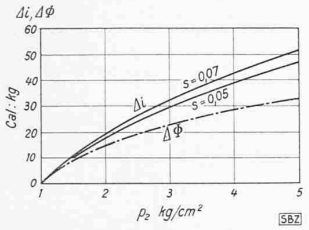

Fig. 5. Travaux de compression isothermique et de détentes isentropiques

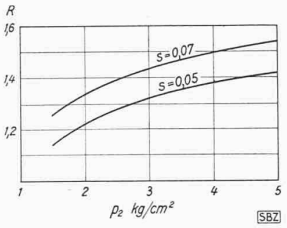

Fig. 6. Rapports entre les travaux de détentes isentropiques et de compression isothermique (rapport de travail)

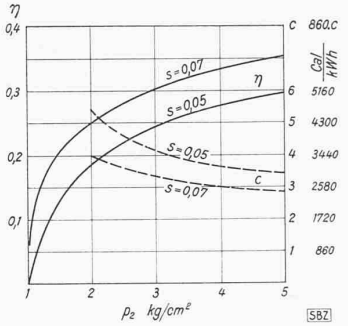

Fig. 7. Rendements et consommations spécifiques pour le cycle de l'installation thermo-aérodynamique dans le domaine examiné

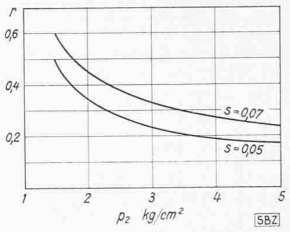

Fig. 8. Rapports de récupération

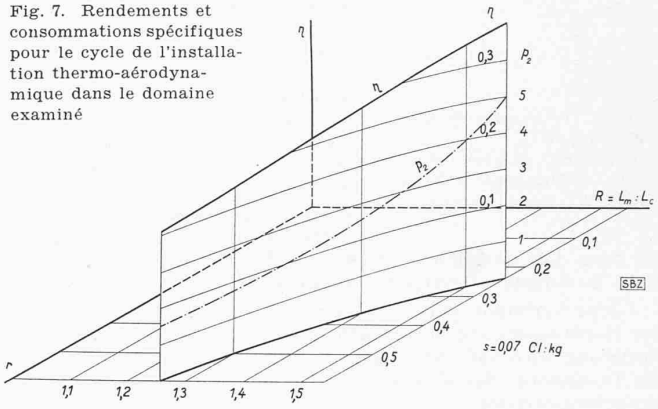

Fig. 9. Courbe de rendement en fonction des rapports de travail et de récupération

détente isentropique. Ces données qui résultent de lectures immédiates du diagramme ont été reproduites, à titre d'orientation générale, à la fig. 5 sous la forme suivante. Les abscisses sont les pressions de compressions et les ordonnées des travaux $A L_c = \Delta \Phi$ et $A L_m = \Delta i$. Pour ce qui est de ces derniers, comme $A L_m$ varie selon la valeur de s, on a reproduit, comme exemples, les quantités qui correspondent à $s = 0{,}05$ et $s = 0{,}07$ Cl/kg. Il apparaît de l'examen de cette figure que le travail de compression isothermique augmente, de la façon bien connue, avec la pression finale à atteindre et que le travail de détente isentropique varie dans le même sens, mais dans une mesure beaucoup plus accentuée. En outre ce dernier travail, entre les mêmes limites de pression, augmente avec la valeur de s. Cette constatation, presque intuitive au surplus, a des conséquences intéressantes que nous chercherons à mettre en évidence ci-après.

Une autre forme de comparaison entre les travaux L_m et L_c, plus nette encore peut-être sous certains aspects, est donnée par la fig. 6. Celle-ci a mêmes abscisses que la précédente, mais ses ordonnées correspondent au rapport $R = (i_3 - i_4) : (\Phi_2 - \Phi_1) = L_m : L_c$ entre les travaux de détente et les travaux de compression. Comme la comparaison précédente, celle-ci est établie, à titre d'exemple, sur la base des détentes isentropiques $s = 0{,}05$ et $s = 0{,}07$ Cl/kg. L'avantage que présente le choix d'une valeur de s élevée, donc d'une température initiale de la détente élevée également, apparaît nettement.

En appliquant aux équations (10) et (11) les valeurs qui résultent des courbes que l'on vient d'examiner, on aboutit aux résultats que met en évidence la fig. 7. Dans celle-ci les rendements η des cycles pour des détentes avec $s = 0{,}05$ et $s = 0{,}07$ sont indiqués par des traits pleins, tandis que les consommations spécifiques figurent en pointillé. Au sujet de ces dernières deux échelles ont été notées: l'une porte simplement les indications relatives à $c = 1 : \eta$ et l'autre les produits $860 \cdot c$ qui ne sont autre chose que les consommations de chaleur du cycle par kWh fourni, soit une donnée absolument essentielle au point de vue pratique.

Mais si ce qui précède montre l'influence qu'exercent sur le rendement du cycle les relations qui existent entre le travail de compression et celui de détente, un autre facteur important pour l'économie du dit cycle et pour son étude en général n'a pas encore été élucidé; il s'agit de la récupération, supposée complète, que permet de réaliser l'échangeur de chaleur désigné par 8 dans le schéma de la fig. 1. Or c'est là encore une donnée que l'on peut aussi facilement que clairement déduire du diagramme de la fig. 3.

La récupération même étant représentée par la différence d'enthalpie $(i_4 - i_1)$ ou $(i_4 - i_2)$ et la quantité de chaleur que l'intermédiaire reçoit sous $p = p_2$ étant $(i_3 - i_2)$, on peut définir la récupération par le rapport $r = (i_4 - i_2) : (i_3 - i_2)$. Or, si l'on porte ce rapport pour une détente définie par une valeur choisie de s en fonction de p_2, on obtient une relation graphique telle que celle de la fig. 8 dans laquelle les courbes tracées correspondent aux deux valeurs $s = 0{,}05$ et $s = 0{,}07$ déjà utilisées ci-dessus. On constate, d'après ce graphique, que le rapport de récupération, pour une détente isentropique choisie, diminue lorsque la pression augmente. Si l'on compare les fig. 6 et 8 on remarque que les deux rapports qui définissent les relations existantes entre le travail de détente isentropique et le travail de compression isothermique d'une part et, d'autre part, la récupération rapportée à la totalité de la chaleur livrée à l'intermédiaire sous la pression p_2 sont des fonctions de la pression finale de compression (ou, ce qui revient au même, du rapport de compression). Mais le rendement du cycle est, lui aussi, une fonction de p_2 de sorte que l'on peut dire que le rendement même est une fonction de R et de r, soit de deux rapports qui, à notre avis, définissent de façon claire et précise, du point de vue thermodynamique, les propriétés du cycle étudié.

La dépendance entre η et les deux rapports R et r est mise en évidence par le graphique de la fig. 9 pour une des détentes isentropiques considérées ci-dessus, celle correspondant à $s = 0{,}07$ Cl/kg. Les coordonnées de ce graphique sont, avec les notations coutumières: $x = R$, $y = r$ et $z = \eta$. Dans le plan $R - r$ on retrouve naturellement la ligne montrant l'une de ces deux quantités en fonction l'une de l'autre, ligne dont le tracé met en évidence que le rapport r diminue lorsque R augmente, ce qui signifie donc que le facteur de récupération est d'autant plus faible que le travail de détente est plus élevé par rapport à celui de compression. Cette ligne $R = f(r)$ est la trace sur le plan $r - R$ d'une surface $\eta = f(r, R)$ qui figure au graphique discuté et que nous considérons naturellement comme limitée par la courbe du rendement même. On voit de suite que le rendement du cycle augmente lorsque le rapport R s'accroît, malgré que cet accroissement s'accompagne d'une diminution de la récupération représentée par le rapport r. Pour compléter ce graphique nous avons fait figurer sur la surface dont la trace est la ligne $R = f(r)$ la courbe des pressions p_2 qui ne demande pas d'explications spéciales.

On pourrait facilement, toujours en partant du diagramme $i - \Phi$, discuter encore d'autres particularités du cycle de l'installation thermo-aérodynamique en cause, de même que montrer l'influence du rendement de la turbine et du compresseur sur celui d'ensemble du cycle et sur ses diverses caractéristiques. Ces questions, qui seraient d'ailleurs intimement liées à d'autres que nous avons étudiées au sujet de la théorie et des applications du diagramme $i - \Phi$, sortiraient du cadre que nous nous sommes tracés pour la présente notice: elles feront éventuellement et si possible l'objet de communications ultérieures.

Die Entwicklung der kombinierten Heizungs- und Warmwasserbereitungsanlagen

Von A. EIGENMANN, berat. Ingenieur ASIC, Davos

Trotz gelegentlicher Bedenken über die Wirtschaftlichkeit hat die Warmwasserbereitung in Verbindung mit der Heizungsanlage grosse Fortschritte gemacht. Besondere Förderung ist diesem Verbundbetriebe durch die zunehmende Verbreitung mechanischer Feuerungen zu teil geworden. Die hohen Anschaffungskosten der Oel-, Gas- und automatischen Kohlenfeuerungen einerseits und die weitgehende Regelungsfähigkeit ihrer Wärmeentwicklung anderseits verlangten und erlaubten die Erzeugung von Heiz- und Brauchwasser in ein und demselben Kessel. Bei Holzfeuerungen ist die Kupplung beider Zwecke erwünscht, weil zur Verminderung der Kondensation der Rauchgase ohnehin eine