Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 82 (1956)
Heft: 9

Artikel: Regards vers la centrale thermo-électrique de demain
Autor: Colombi, Ch.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-62061

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: 12.07.2025

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

82e année 28 avril 1956 N° 9

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Abonnements:
Suisse: 1 an, 26 francs
Etranger: 30 francs
Pour sociétaires:
Suisse: 1 an, 22 francs
Etranger: 27 francs
Prix du numéro: Fr. 1.60
Ch. post. « Bulletin technique de la Suisse romande » N° II. 57 75, à Lausanne.

Adresser toutes communications concernant abonnements, changements d'adresse, expédition à **Imprimerie La Concorde, Terreaux 31, Lausanne**

Rédaction
et éditions de la S. A. du Bulletin technique (tirés à part), Case Chauderon 475
Administration de la S.A. du Bulletin Technique
Ch. de Roseneck 6 Lausanne

Paraissant tous les quinze jours

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des Anciens élèves de l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale.

Comité de patronage — Président: R. Neeser, ingénieur, à Genève; Vice-président: G. Epitaux, architecte, à Lausanne; Secrétaire: J. Calame, ingénieur, à Genève — Membres, Fribourg: MM. H. Gicot, ingénieur; M. Waeber, architecte — Vaud: MM. F. Chenaux, ingénieur; A. Chevalley, ingénieur; E. d'Okolski, architecte; Ch. Thévenaz, architecte — Genève: MM. Cl. Grosgurin, architecte; E. Martin, architecte — Neuchâtel: MM. J. Béguin, architecte; R. Guye, ingénieur — Valais: MM. G. de Kalbermatten, ingénieur; D. Burgener, architecte.

Rédaction: D. Bonnard, ingénieur. Case postale Chauderon 475, Lausanne.

Conseil d'administration
de la Société anonyme du Bulletin technique: A. Stucky, ingénieur, président; M. Bridel; G. Epitaux, architecte; R. Neeser, ingénieur.

Tarif des annonces

1/1 page	Fr.	264.—
1/2 »	»	134.40
1/4 »	»	67.20
1/8 »	»	33.60

Annonces Suisses S. A. (ASSA)

Place Bel-Air 2. Tél. 22 33 26
Lausanne et succursales

SOMMAIRE : *Regards vers la centrale thermo-électrique de demain*, par M. Ch. Colombi, professeur honoraire de l'Université de Lausanne. — Association suisse des électriciens : *Questions générales de la formation professionnelle en électrotechnique.* — Bibliographie. — Nécrologie : *Léon Boillot, architecte.* — Les Congrès : *Congrès international de Cybernétique.* — Carnet des concours. — Service de placement. — Documentation générale. — Documentation du batiment. Nouveautés, Informations diverses.

REGARDS VERS LA CENTRALE THERMO-ÉLECTRIQUE DE DEMAIN [1]

par M. CH. COLOMBI, professeur honoraire de l'Université de Lausanne

Il est fréquent qu'une dernière leçon soit consacrée à une sorte d'historique de la discipline à laquelle celui qui la donne a voué une activité qui atteint son terme au moins pour ce qui concerne l'enseignement.

Il m'eût été facile de me conformer à cet usage d'autant plus que, quoique souvent exposée, l'histoire de la thermodynamique appliquée peut encore être envisagée sous certains aspects fort intéressants.

J'ai cependant préféré, peut-être un peu par goût du risque, m'écarter de cette voie et réserver les quelques réflexions que je vais vous soumettre à un argument plus proche de nos préoccupations immédiates, mais certainement plus dangereux pour celui qui vous parle, ainsi que vous allez du reste vous en rendre compte.

La technique de la production d'énergie électrique dans les centrales est en train de subir une évolution extrêmement rapide. En effet, au cours de ces dix dernières années, des réalisations sont intervenues et des projets ont été élaborés qui modifient de façon profonde des conceptions que l'on considérait comme acquises dans ce domaine.

Et ce sous plusieurs aspects, même abstraction faite de ce qui concerne l'utilisation de l'énergie nucléaire, laquelle, d'ailleurs, ne diffère pas en principe de celle de toute autre source de chaleur.

Dès le début de cette période, la turbine à gaz a pris dans ce domaine une place qui, pour être notablement moins importante que celle occupée par la turbine à vapeur, n'est cependant nullement négligeable. Voici donc un premier fait dont il convient de tenir compte.

D'autre part, on constate que, par suite de circonstances démographiques et du besoin toujours croissant de disposer d'énergie dans les pays fortement industrialisés, les consommations de courant électrique augmentent dans la proportion d'environ 100 % en dix à quinze ans. Cette augmentation sera vraisemblablement plus forte encore sur l'ensemble du globe au fur et à mesure que se développeront des régions encore relativement arriérées.

Cette dernière remarque intéresse bien entendu au premier chef le problème de la recherche de sources d'énergie. Mais, pour le thermicien, elle implique une sorte d'impératif absolu en l'obligeant à utiliser ces sources, quelles qu'elles soient, de la façon la plus ration-

[1] Dernière leçon du professeur Ch. Colombi, prononcée le 17 février 1956, à l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne.

nelle, la plus économique énergétiquement parlant, que possible.

A ce point de vue et sans, pour le moment, faire mention d'une foule de problèmes que pose l'étude d'une centrale thermique moderne (je me bornerai à en signaler quelques-uns par la suite), il convient de fixer l'attention sur une donnée qui résume en quelque sorte le résultat atteint ou à atteindre : le rendement énergétique de l'installation, soit le rapport entre l'énergie électrique (ou mécanique) livrée et l'énergie thermique, la quantité de chaleur (donc directement de combustible) consommée. Je préfère en ce qui suit exprimer ce rapport sous la forme industrielle de consommation de chaleur par unité d'énergie produite soit donc de consommation spécifique C = kcal/kWh. Ceci, d'une part parce que cette expression est commode et, d'autre part, parce que son emploi élimine les comparaisons entre des définitions de « rendements » qui sont foncièrement différentes, notamment entre les cas des machines thermiques et celui des transformations purement mécaniques ou mécaniques/électriques.

Ceci noté, on peut se rendre compte de bien des choses en partant des quelques indications résumées ci-dessous et qui, je tiens à le préciser, n'ont nullement la prétention d'être des statistiques rigoureuses, mais simplement celle de fournir quelques points d'appui d'ordre général.

Des centrales à vapeur construites peu après la première guerre mondiale et pourvues d'unités dont la puissance était de l'ordre de 15 à 30 MW accusaient des consommations comprises entre 4000 et 5000 kcal/kWh.

Une statistique établie en 1951 par les soins de la Section de l'Energie de l'ONU donne le tableau suivant :

	Consommations en kcal/kWh	
	Moyenne générale des centrales	Centrale la plus favorable
Angleterre	3900	2890
France	4380	2900
Allemagne	3780	2700
U.S.A.	3810	2400

Des statistiques italiennes postérieures à 1951 fournissent les indications suivantes :

Centrales sans re-surchauffe . .	2700 à 2800 kcal/kWh
Centrales avec re-surchauffe . .	2350 à 2400 »

Il convient de noter que, tandis que les centrales construites après la guerre de 1914/18 utilisaient de la vapeur dont la pression était généralement comprise entre 25 et 40 ata et des températures de 400 à 450° C, celles auxquelles se réfèrent les statistiques italiennes précitées ont recours à des pressions qui, dans la plus grande partie des cas, dépassent 80 ata et atteignent même 135 ata et à des températures nettement supérieures à 500° C, les puissances unitaires dépassant 60 MW.

Par la force des choses, je viens d'employer la désignation « re-surchauffe » ; je vais être amené à parler de « pressions hypercritiques ». Je note à tout hasard que ces locutions, dont la signification apparaîtra plus clairement de ce qui va suivre, que la re-surchauffe est l'opération par laquelle, en cours de détente du fluide moteur, on amène sa température à une valeur supérieure à celle atteinte à la fin de la détente effectuée en cherchant ainsi à rapprocher la détente même dans son ensemble d'une transformation à température constante, la plus élevée possible. Une pression hypercritique est simplement une pression supérieure à la pression critique de fluide utilisé. Pour l'eau, l'état critique correspond à une pression de 225,5 ata, à une température de 374,2° C et à un volume spécifique de 0,00307 m³/kg (tables Koch-VDI, 1952).

Toujours avec la réserve que les indications qui précèdent constituent de simples renseignements pour orientation et en notant que des consommations de même ordre de grandeur que celles signalées par les statistiques italiennes se retrouvent pour de récentes centrales françaises et belges, par exemple, il m'a semblé utile de reproduire l'essentiel de ces indications sous forme graphique (fig. 1).

La figure 1 reproduit donc les consommations spécifiques mentionnées de la façon suivante :

la case (a) de ce graphique est relative aux centrales construites après la guerre de 1914/18 ;

la case (b) reproduit les données fournies par la statistique de la Section de l'Energie ;

la case (c) correspond aux statistiques italiennes pour les centrales sans re-surchauffe ;

la case (d) est analogue à la (c), mais pour les centrales avec re-surchauffe.

Quant à la case (e), elle contient deux sortes d'indications. Les consommations qui figurent à la zone (G) concernent les installations avec turbines à gaz, tandis que les consommations comprises entre 2117 et 1700 kcal/kWh sont relatives, la première à une installation en cours d'exécution aux U.S.A., la seconde aux prévisions de milieux techniques de ce pays qui envisagent dans ce cas l'emploi de deux re-surchauffes au moins et de pressions hypercritiques particulièrement élevées.

Ce qui frappe immédiatement dans ce graphique c'est d'abord l'énorme progrès réalisé en ce qui concerne l'économie énergétique entre les installations visées par la case (a) et celles visées par la case (d). En outre, on observe que l'ordre de grandeur des consommations

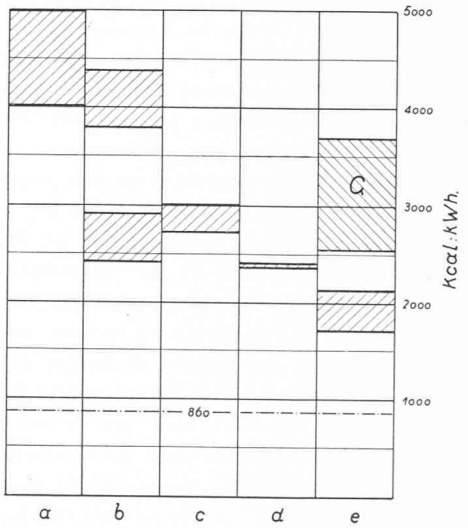


Fig. 1. — Indications sommaires relatives aux consommations spécifiques en kcal/kWh de centrales thermo-électriques.
(860 = équivalent thermique du kWh en kcal.)

vérifiées dans les centrales les plus favorables mentionnées par la statistique de 1951 (case (b) zone inférieure) est comparable à celui des consommations des récentes centrales italiennes, françaises et belges sans re-surchauffe tandis qu'une amélioration nette est due à l'application de la re-surchauffe (case (d)). Mais les indications de la case (e) sont encore plus intéressantes. Premièrement, elles permettent de constater que l'on attend de l'emploi de pressions hypercritiques une forte amélioration de la qualité énergétique des centrales. Secondement, elles mettent en évidence le fait que les consommations les plus favorables des installations pourvues de turbines à gaz ne sont pas très éloignées des meilleures parmi celles constatées pour les installations à vapeur et même pas très éloignées des prévisions les plus basses pour ce qui concerne ces dernières. Ceci bien que la puissance unitaire des groupes de turbines à gaz les plus forts ne dépasse pas 25 à 27 MW tandis que les groupes turbo-alternateurs à vapeur auxquels se réfèrent les indications de la case (e) ont des puissances supérieures, et de beaucoup, à 100 MW.

La dernière des observations que je viens de formuler fait surgir tout naturellement l'idée que dans deux techniques apparemment très différentes, celle des turbines à gaz et celle des installations à vapeur, il pourrait bien y avoir des liaisons fort intimes à part celles qui résultent de la communauté des lois générales auxquelles l'une et l'autre sont soumises et du fait que l'une et l'autre ayant recours à des turbo-machines, leurs conditions de fonctionnement respectives sont nécessairement liées en ce qui concerne leurs réalisations matérielles.

Dans le but de chercher à mettre en évidence les liaisons qui existent entre les deux techniques mentionnées de même que leurs différences, ainsi que les causes des unes et des autres, nous allons commencer par examiner comment fonctionnent des turbines à gaz. Pour ce faire, nous aurons recours à un diagramme enthalpie-potentiel thermodynamique $i - \phi$ qui est particulièrement commode en l'espèce puisqu'il permet, par de simples lectures de longueurs de segments, de déterminer les travaux de détente et de compression du fluide, de même que les échanges de chaleur dans tous les cas-limite qui peuvent intéresser. Ainsi un travail de détente ou de compression à température constante est immédiatement donné par une différence de potentiel thermodynamique $\Delta\phi$ auquel, dans le cas d'un gaz parfait, correspond un échange de chaleur défini par la même différence de potentiel ; un travail accompli sans échanges de chaleur et sans irréversibilité (selon une isentropique réversible) est donné par une différence d'enthalpie Δ_i ; enfin, un échange de chaleur intervenant sous pression constante est, lui, défini par la différence correspondante d'enthalpie.

Nous utiliserons un diagramme analogue pour l'étude de certains cycles relatifs à des installations à vapeur et précisément lorsque ces cycles comportent des transformations isothermiques ou des transformations tendant, à la limite, vers des transformations isothermiques, Dans les cas où de telles transformations-limite ne sont pas envisagées, nous aurons recours au diagramme classique de Mollier (entropie-enthalpie ; $i - s$). Nous reviendrons sur la question en abordant l'étude des installations à vapeur au cours de laquelle nous aurons d'ailleurs l'occasion de donner quelques exemples d'applications.

Nous tenons cependant à spécifier que, dans tout ce qui sera discuté, nous ne ferons intervenir que des transformations-limite ou idéales afin de donner à ce que nous voulons exposer le plus de généralité possible [1].

Le cycle le plus simple que l'on réalise avec les turbines à gaz est rappelé par la figure 2. Il comporte pour l'air aspiré une compression isentropique et réversible (dans le cas idéal auquel on se réfère), un apport de chaleur isobare (combustion du combustible dans une

[1] Tous détails utiles en ce qui concerne ces diagrammes $i - \phi$ et leurs applications se trouvent dans la publication *Le diagramme enthalpie-potentiel thermodynamique* (Dunod, édit., Paris) dont nous préparons actuellement une seconde édition, la première étant épuisée. Cette seconde édition sera d'ailleurs complètement rénovée par rapport à la précédente.

Pour faciliter la lecture de ce qui suit, nous nous bornons à noter que les variations élémentaires de l'enthalpie et du potentiel thermodynamique valent respectivement :

$$di = T.ds + A.v.dp \qquad A = 1/427\ldots \text{ kcal/kg.m}$$
$$d\phi = -s.dT + A.v.dp \qquad T = 273{,}16 + t^{o}\,\text{C, deg. Kelvin}$$

ce qui conduit immédiatement aux résultats suivants :

a) si $s = ct$ (transformations isentropiques réversibles)
$di = A.v.dp$ (travail en kcal)

b) si $p = ct$ (transformation isobare)
$di = T.ds = dq$ (échange de chaleur)

c) si $T = ct$ (isotherme)
$d\phi = A.v.dp$ (travail en kcal)

d) si $T = ct$
$di - d\phi = d(s.T) = T.ds = dq$ (échange de chaleur)
et, pour le cas de gaz parfaits, comme $i = f(T)$ simplement
$-d\phi = T.ds = dq$

Il est enfin utile de remarquer que dans de nombreuses publications, surtout dans le domaine de la chimie-physique, on utilise les notations suivantes :
enthalpie = H (au lieu de i)
potentiel thermodynamique (enthalpie libre) = G (au lieu de ϕ).

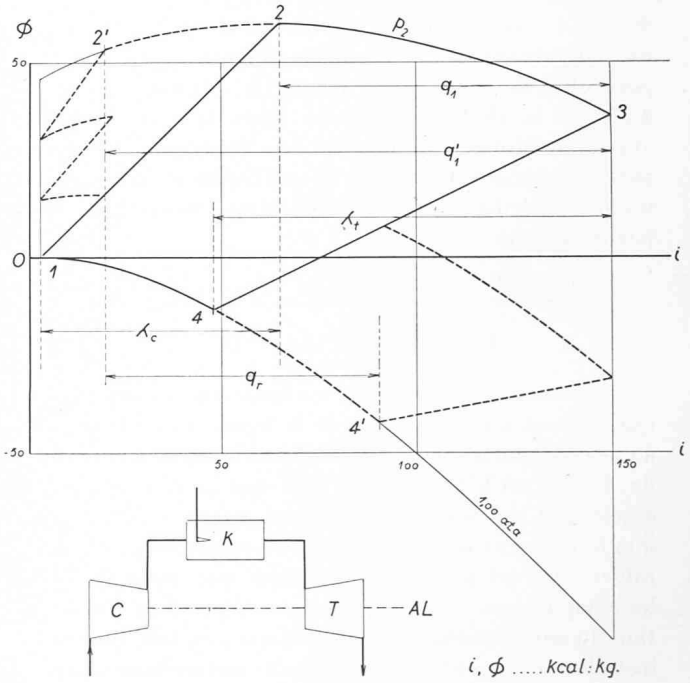


Fig. 2. — Schéma simplifié et diagramme de fonctionnement idéal de turbines à gaz en circuit ouvert.

Lignes en trait plein du diagramme = un seul étage de compression et un seul étage de détente.

Lignes en pointillé du diagramme = compression en trois étages avec réfrigérations intermédiaires et détente en deux étages avec réchauffage intermédiaire.

chambre de combustion), une détente isentropique réversible des gaz provenant de cette chambre et une cession isobare de chaleur au milieu ambiant (source froide) par mélange des gaz précités à l'air. Ce cycle est de par sa nature même ouvert. La consommation spécifique correspondante s'établit facilement puisque, comme cela résulte du diagramme, la quantité de chaleur fournie est q_1 le travail de compression et celui de détente sont donnés respectivement par les différences d'enthalpie λ_c et λ_t et enfin la chaleur cédée au milieu est $q_o = i_4 - i_1$. Il en résulte immédiatement, par simple bilan énergétique, que la consommation spécifique vaut $C = 860.q_1 : (\lambda_t - \lambda_c)$. Ceci dans l'hypothèse, qui se vérifie pratiquement souvent dans le cas de ces cycles simples, que les conditions de température ne permettent pas de restituer de la chaleur contenue dans les gaz évacués à l'air comprimé qui alimente la chambre de combustion, ou que cette récupération ne soit pas jugée opportune.

Pour des installations dont l'économie énergétique doit être plus soignée, celles donc dans la catégorie desquelles rentrent les turbines à gaz dont les consommations spécifiques sont les plus favorables, on remplace les compressions et les détentes isentropiques mentionnées ci-dessus par des transformations para-isothermiques comme le montrent les indications en pointillé de la figure 2, suffisamment explicites pour qu'il ne soit pas nécessaire d'insister.

On tend donc manifestement vers un cycle idéal qui serait constitué par une isotherme de compression, une fourniture de chaleur isobare, une détente isotherme et un échange de chaleur isobare, tel que représenté à la figure 3. Ce cycle est, contrairement au précédent et de par sa nature, parcouru en circuit fermé et un de ses avantages, à part — pour des rapports de pressions donnés — une réduction du travail de compression et une augmentation du travail de détente, réside dans la possibilité de restituer à la partie à haute pression du cycle la chaleur contenue dans le gaz détendu évacué de la machine motrice. Son rendement est donc particulièrement favorable, respectivement la consommation spécifique très basse puisqu'elle est donnée par le rapport

$$C = 860 \,.\, (\phi_2 - \phi_1) : \{(\phi_3 - \phi_4) - (\phi_2 - \phi_1)\}$$

soit

$$C = 860 \,.\, \Delta\phi_t : (\Delta\phi_t - \Delta\phi_c).$$

En prenant comme bases les indications numériques qui figurent au diagramme de la figure 3 on aboutirait à une consommation spécifique (théorique, bien entendu) de 1299 kcal/kWh, ce qui équivaut à dire que l'on atteindrait des résultats pratiques comparables à ceux que fournissent les installations à vapeur les plus favorables. Il n'est pas inutile de noter que, pour faciliter les comparaisons, on a supposé que la pression d'aspiration du compresseur était de 1,00 ata ; en fait, dans des installations de ce type, on travaille naturellement avec des pressions moyennes du cycle beaucoup plus élevées que celle qui résulterait dans le cas du diagramme dessiné sans que les rapports mentionnés ne se modifient (avec c_p fonction de la température seulement), ce qui a l'avantage d'augmenter notablement la puissance fournie par unité de masse du fluide en circulation.

Malheureusement, cette conclusion est purement théorique car il est pratiquement exclu que l'on puisse réaliser, dans tous les cas avec les machines dont nous disposons, des transformations rigoureusement isothermiques : on doit donc en fait se rabattre sur des solutions analogues à celle décrite au sujet de la figure 2 qui peuvent, le circuit étant fermé, intervenir avec des pressions en principe quelconques, soit non liées à la pression atmosphérique. Seules des raisons de simplicité et d'économie limitent le choix des échelons qui, par une suite de transformations isentropiques — réversibles et isobares (toujours bien entendu pour des cas théoriques) — remplacent les isothermes. On arrive ainsi à des résultats moins favorables certes que ceux que donnerait le cycle isotherme/isobare, mais tels cependant que, en permettant une forte récupération de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement de la turbine de basse pression on aboutisse, si la puissance est suffisamment élevée, aux consommations les plus favorables indiquées ci-dessus pour ce genre d'installations, consommations qui sont, je le répète, du même ordre de grandeur que celles que l'on obtient pour des centrales à vapeur modernes.

Une déduction d'ordre général s'impose ici : on peut atteindre avec la turbine à gaz, même si la température maximum du cycle n'est pas très haute et malgré le travail de compression élevé, des consommations spécifiques favorables si l'on réalise des compressions et des détentes se rapprochant de transformations isothermiques et ce surtout par le fait que cela permet une récu-

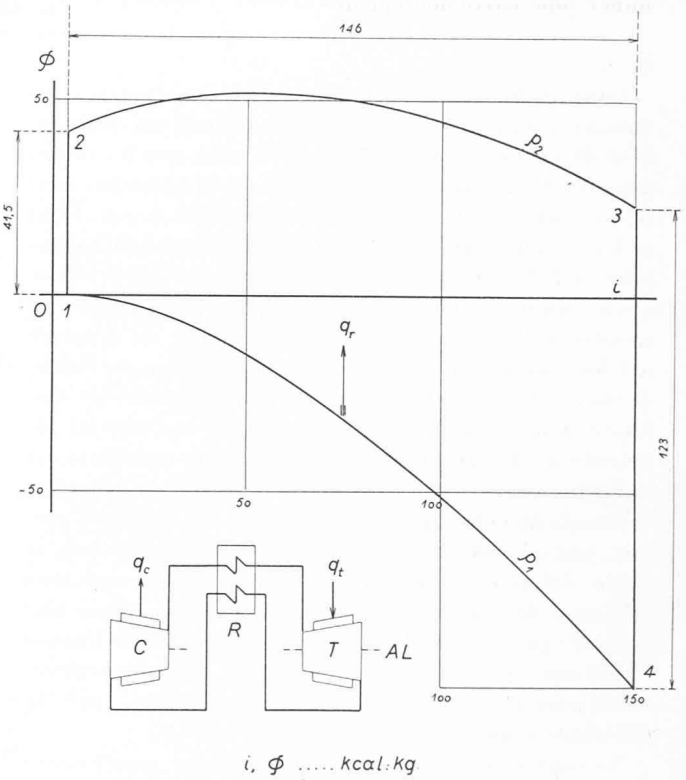


Fig. 3. — Schéma simplifié et diagramme de fonctionnement idéal de turbine à gaz en circuit fermé.

Compression isothermique 1-2 ; échange de chaleur isobare 2-3 ; détente isothermique 3-4 ; échange de chaleur (récupération) isobare 4-1.

C = compresseur réfrigéré ; avec cession de chaleur q_c,

T = turbine avec apport de chaleur q_t,

R = récupérateur permettant la restitution de la chaleur q_r des gaz évacués de la turbine à l'isobare de haute pression du cycle.

pération intense, une remise en cycle importante, de la chaleur contenue dans le fluide (qui peut être quelconque dans le cas de circuits fermés) évacué par la turbine de basse pression. La valeur que l'on doit attribuer à un échangeur qui permette cette récupération n'échappera certainement à personne.

La question se pose maintenant d'examiner si des procédés semblables à ceux qui, pour la turbine à gaz, permettent d'obtenir des résultats particulièrement favorables peuvent s'appliquer aux installations à vapeur, procédés qui se résument en somme en la recherche de transformations aussi proches que possible d'isothermiques et en celle de récupérations de chaleur très poussées.

Comme on cherche à réaliser des transformations aussi voisines que possible d'isothermiques, le recours à une représentation graphique analogue à celle dont nous nous sommes servis au sujet des gaz est tout indiqué.

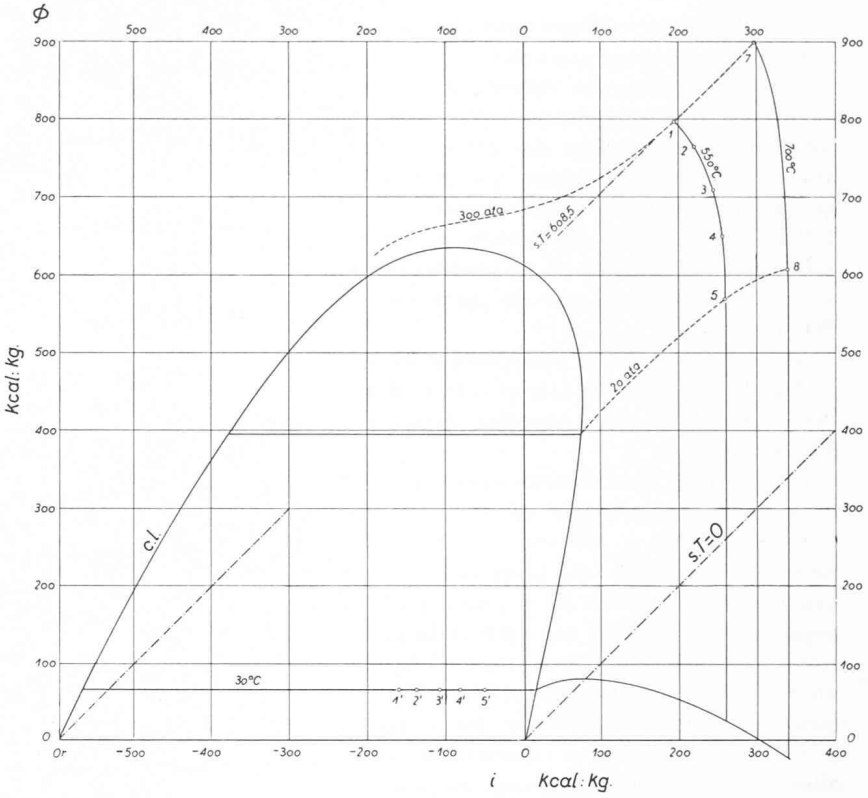


Fig. 4. — Diagramme enthalpie-potentiel thermodynamique relatif à la vapeur d'eau (domaine de la saturation et de la surchauffe) avec indication de quelques courbes caractéristiques (courbe-limite, isobares, isothermes, $s.T = ct$).

Afin de rendre familier ce mode de représentation on a, au moyen des deux figures qui suivent, reproduit quelques indications graphiques limitées au domaine que nous nous proposons d'examiner plus particulièrement [1].

Dans la figure 4, on voit premièrement la courbe limite c.l. qui entoure l'ensemble du domaine de la saturation (coexistence des phases liquides et gazeuses), deux courbes à températures constantes soit respectivement 550° et 700° C et trois isobares pour 300, 20 et 0,04325 ata (température de saturation correspondant à cette dernière pression = 30° C). Les allures de ces isobares sont naturellement très différentes, ne fut-ce que par le fait que pour 20 et pour 0,04325 ata on aboutit dans le domaine de la saturation, tandis que pour 300 ata on se trouve hors de ce domaine, soit on a affaire avec une pression hypercritique. Le graphique contient encore l'indication de droites $s.T = ct.$ qui permettent la détermination des quantités de chaleur échangées sous température constante. On relèvera encore le redressement des isothermes lorsque l'on passe de la représentation d'une courbe valable pour une température relativement basse à celle d'une courbe valable pour une température plus élevée, soit lorsque l'on s'écarte de plus en plus du domaine de la saturation.

Les indications numériques que l'on peut déduire de ce mode de représentation dans le cas qui nous occupe

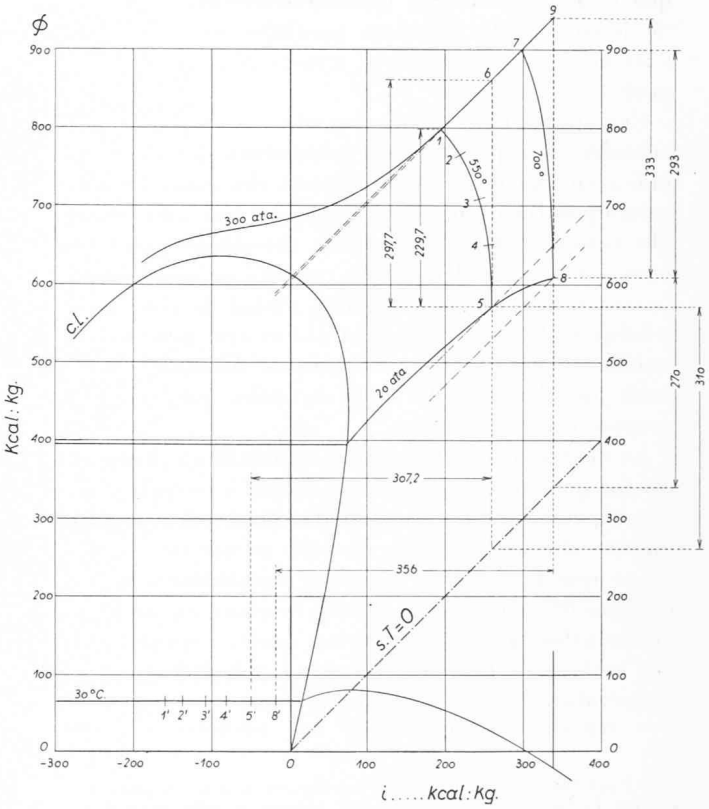


Fig. 5. — Diagramme enthalpie-potentiel thermodynamique relatif à la vapeur d'eau avec indications concernant les lectures de différences de i et de ø correspondantes aux principales transformations à envisager.

[1] Les figures 4 et 5 ont été établies en partant des données publiées en 1952 par diverses revues, en particulier par la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, sur la base desquelles un diagramme de Mollier avait été tracé. Un nouveau diagramme de Mollier, « Enthalpie-Entropie-Diagramme für Wasserdampf und Wasser », établi par MM. L. S. Dzung et W. Rohrbach (S. A. Brown, Boveri & Cie, Baden) vient de sortir de presse (Springer, 1955) et ses indications permettraient d'étendre le champ de nos recherches puisque le domaine qu'il couvre est limité par une pression de 500 bar (509,858 ata, soit env. 510 ata) et une température de 800° C, sans que cela n'apporte cependant de changement à nos conclusions.

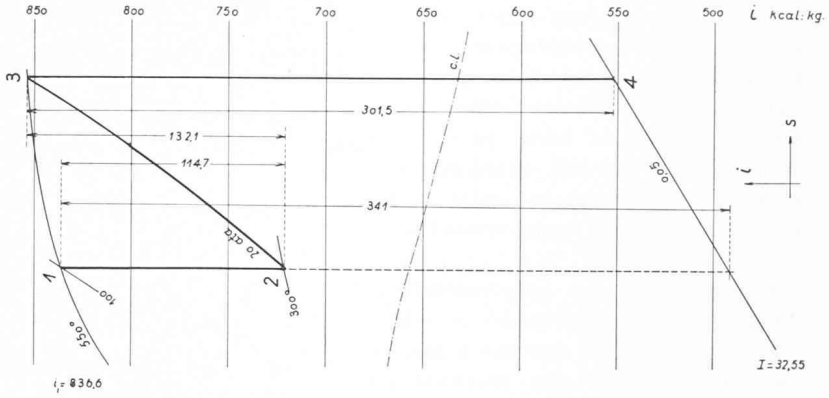
sont multiples et le diagramme de la figure 5 en donne quelques exemples [1].

Si l'on considère une détente de la vapeur sous une température constante de 550° entre les pressions de 300 et de 20 ata, on voit immédiatement que le travail que pourrait fournir cette détente est de 229,7 kcal/kg tandis qu'il faudrait fournir à la vapeur une quantité de chaleur égale à 297,7 kcal/kg au cours de cette même détente.

Analoguement, si la température est de 700° C, le travail livré atteint 293 kcal/kg tandis que la chaleur absorbée serait de 333 kcal/kg.

D'autre part, une détente sans pertes et sans échanges de chaleur entre l'état initial désigné par 5 (20 ata et 550°) et la pression de 0,04325 ata fournirait un travail de 307,2 kcal/kg. La détente isentropique entre l'état 20 ata 700° et la pression finale déjà citée permettrait d'obtenir un travail de 356 kcal/kg. Il n'est nullement nécessaire de dessiner les courbes $s = ct.$ auxquelles nous venons de faire allusion puisque les différences du produit $s.T$ se lisent directement au diagramme ce qui, par un calcul très simple, permet immédiatement la détermination des états finaux des détentes $s = ct.$ en cause.

Donc, pour tous les calculs qui peuvent intéresser les principales transformations que l'on a à envisager, de simples lectures de longueurs de segments parallèles aux axes des i et des ø suffisent à nous renseigner.



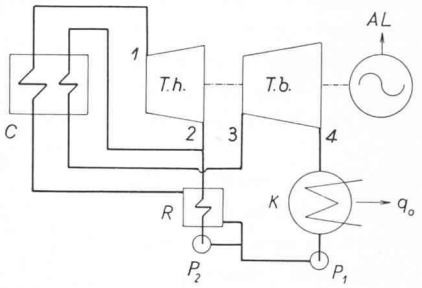


Fig. 6. — Schéma et diagramme de Mollier relatifs à une installation pourvue d'une turbine à vapeur de haute pression ($T.h$) suivie d'une turbine de basse pression ($T.b$), avec :

C = générateur de vapeur muni d'un re-surchauffeur,
R = récupérateur-préchauffeur d'eau d'alimentation par prélèvement de vapeur,
K = condenseur,
AL = fourniture de travail (alternateur entraîné),
P_1 = pompe à condensat (schématise le système de pompe qui, à partir de la pression d'échappement amène l'eau alimentant le générateur de vapeur à la pression nécessaire pour la production de vapeur dans les conditions d'exploitation prévues),
P_2 = pompe destinée à amener le condensat de la vapeur soustraite à la pression d'alimentation du générateur de vapeur (schématise un système de pompes et d'organes de détente qui, en fait, complète celui schématisé par la pompe P_1).

Ceci posé, nous allons prendre successivement en considération quelques cas particuliers définis et simplifiés en vue de la détermination des consommations spécifiques théoriques (kcal/kWh) qui leur sont propres. Ces consommations spécifiques théoriques étant connues, on peut en déduire les consommations réelles en faisant intervenir un coefficient global de rendement : celui-ci peut être actuellement déduit avec assez de vraisemblance des données statistiques disponibles, mais cette question sort du cadre de celles que nous nous proposons d'examiner ici.

Le diagramme de la figure 6 est relatif au premier de ces cas que nous avons choisi de façon à ce qu'il se rapproche, compte tenu des simplifications que nous introduisons afin de bien faire ressortir ce qui est essentiel, de ce que l'on vérifie dans des installations réalisées récemment. Nous avons admis, toujours en supposant des transformations sans pertes, que la vapeur fournie aux turbines se trouvait à la pression de 100 ata et à la température de 550°. Dans le cas d'une installation telle que représentée au schéma, une première phase de détente (1 à 2) a lieu à entropie constante. Cette transformation est suivie d'une re-surchauffe à pression constante (2 à 3) de 20 ata .Enfin, une détente isentropique (3 à 4) part de l'état 20 ata et 550° pour aboutir à la pression de 0,05 ata. Un réchauffage de l'eau condensée intervient enfin par soustraction de vapeur à la température d'échappement de la turbine de haute pression (300° C) ; dans le schéma de l'installation, l'échangeur correspondant est désigné par R. On a naturellement déterminé, comme on va le voir, la quantité de vapeur qui peut être soustraite pour alimenter cet échangeur ainsi que l'enthalpie à laquelle on arrive, grâce à ce prélèvement de vapeur, pour l'eau livrée à la chaudière. De ces calculs résultent aussi les débits qui circulent dans chaque partie de l'installation et par suite les travaux et les échanges de chaleur correspondants.

Sur la base de ce diagramme de Mollier, qui convient parfaitement en l'espèce, et du schéma correspondant, on a déterminé les consommations spécifiques par les calculs que voici :

a) Abstraction faite de toute re-surchauffe et de toute récupération par soustraction de vapeur en cours de détente, donc en admettant simplement une détente isentropique réversible entre l'état initial de la vapeur et la pression finale, on a :

[1] Pour tracer les diagrammes des figures 4, 5 et 9, nous avons changé l'origine des enthalpies par rapport à celle généralement admise pour les diagrammes de Mollier concernant la vapeur d'eau (liquide à 0° C). Ceci pour des raisons qui sont exposées en détail dans l'édition en préparation de *Le diagramme enthalpie potentiel thermodynamique*. L'origine adoptée pour les figures susdites correspond à l'état de vapeur saturée sèche à la température de 0°.

Chaleur fournie à 1 kg de fluide = différence d'enthalpie entre la vapeur à 100 ata, 550° C et l'eau condensée à la température de saturation qui correspond à la pression de 0,05 ata = 836,6 — 32,55 = 804,1 kcal/kg.

Travail = différence d'enthalpie entre l'état initial et la pression finale de la détente = 341 kcal/kg.

Consommation spécifique = C = 860 . (804,1 : 341) = 2030 kcal/kWh.

(Selon les valeurs indiquées ci-dessus, la cession de chaleur au milieu ambiant atteindrait 463,1 kcal/kg tandis que l'on relève au diagramme de Mollier de Koch-VDI 457,7 kcal/kg ; cette légère différence, provenant des écarts de lectures, n'influe pas sur le résultat final de façon appréciable.)

b) En supposant les mêmes conditions initiales et la même pression finale, on admet que l'on procède à une re-surchauffe de la vapeur détendue à 20 ata, la température atteinte par cette opération étant de nouveau de 550° C. L'enthalpie de la vapeur détendue à 20 ata est de 721,9 kcal/kg (température env. 300° C). On a ainsi, en se référant aux indications du diagramme :

Quantités de chaleur à fournir à 1 kg de fluide :

sous 100 ata entre 32,55 et 550° C	q_1 = 804,1	kcal/kg
sous 20 ata entre 300 et 550° C	q_2 = 132,1	»
Total	936,2	kcal/kg

Travaux produits :

par la turbine de haute pression	AL_{hp} = 114,7	kcal/kg
par la turbine de basse pression	AL_{bp} = 301,5	»
Total	416,2	kcal/kg

Consommation spécifique = C = 860 . (936,2 : 416,2) = 1935 kcal/kWh.

c) Soit maintenant l'installation telle que décrite, donc pourvue non seulement de surchauffe intermédiaire comme ci-dessus, mais d'une soustraction de vapeur pour préchauffage de l'eau d'alimentation du générateur de vapeur. La vapeur soutirée est supposée à 20 ata et 300° C.

Il est ici, avant tout, nécessaire de définir le fonctionnement, idéal bien entendu, du réchauffeur d'eau d'alimentation. Si G est le débit de vapeur allant au condenseur et ΔG le débit de vapeur de préchauffage, une limite est imposée à la température, donc à l'enthalpie, du mélange $(G + \Delta G)$ qui pénètre dans le générateur. En effet, ce mélange ne peut être chauffé dans un échangeur parfait à une température supérieure à celle de saturation de la vapeur soustraite ΔG aussi longtemps qu'il reste, à travers les surfaces d'échange de chaleur, en contact avec la vapeur soustraite non surchauffée. La température du mélange $(G + \Delta G)$ pourra augmenter encore ensuite en absorbant la chaleur de surchauffe de ΔG, mais la condition absolue mentionnée ci-dessus limite les débits en cause. La chose résulte clairement du croquis de la figure 7.

Nous admettons pour nos calculs les valeurs suivantes :

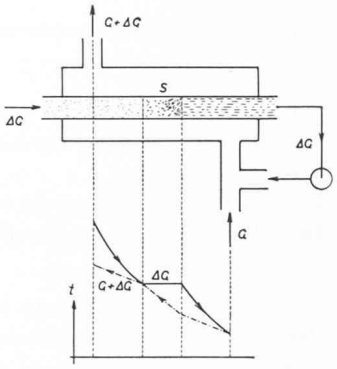


Fig. 7. — Schéma d'échangeur de chaleur entre la vapeur de préchauffage ΔG soustraite à la turbine et le liquide $G + \Delta G$ allant vers le générateur de vapeur, avec indication de l'allure des températures des deux fluides en circulation (cas d'un échangeur idéal). S = saturation pour ΔG.

Enthalpie de la vapeur soustraite = 721,9 kcal/kg.

Enthalpie de la vapeur saturée à 20 ata = 668,5 kcal/kg.

Enthalpie du condensat de G à la pression de 0,05 ata = enthalpie du mélange $(G + \Delta G)$ à 100 ata = 32,5 kcal/kg (on introduit ainsi une approximation qui pourrait être éliminée en tenant compte, par exemple, des corrections données par les diagrammes déjà cités de MM. Dzung et Rohrbach ; vu sa faible importance numérique, nous la laissons subsister pour ne pas faire intervenir des complications non indispensables qui risqueraient de masquer ce que nous tenons pour essentiel).

Température de la vapeur saturée à 20 ata = 211,38° C.

Enthalpie de l'eau à la température de saturation susdite = 216,2 kcal/kg.

La relation qui définit les débits G et ΔG est donc :

$$\Delta G.(668{,}5 - 32{,}5) = (G + \Delta G).(216{,}2 - 32{,}5)$$

d'où l'on tire $\Delta G = 0{,}406 . G$ et $(G + \Delta G) = 1{,}406 . G$.

La totalité de la chaleur cédée par ΔG y compris les calories de surchauffe (entre 211,38 et 300° C vaut donc :

$$0{,}406 . G.(721{,}9 - 32{,}5) = 280 . G \text{ kcal.}$$

Posons maintenant $G = 1$ kg (comme on calcule avec des énergies et non des puissances, il est inutile d'expliciter le temps). Les 280 kcal cédées par ΔG étant fournies à 1,406 kg de mélange $(G + \Delta G)$, l'enthalpie du liquide à 100 ata résulte de (280 : 1,406) + 32,5 = 231,5 kcal/kg.

Dès lors, le bilan énergétique est immédiat :

Chaleur à fournir à 1,406 kg de fluide pour les amener de 32,5 à 836,6 kcal/kg, la pression étant de 100 ata (soit chaleur qu'il faudrait fournir à ces 1,406 kg s'il n'y avait pas de préchauffage)	1130,6	kcal
Chaleur fournie par la vapeur soustraite	280,0	»
Différence = chaleur à fournir par source extérieure (combustible).	850,6	»
Chaleur absorbée par la re-surchauffe de 1 kg sous 20 ata.	132,1	»
Total de la chaleur à fournir	982,7	»

Pour les travaux livrés on a :

Travail de la turbine de haute pression	AL_{hp} = 1,406.114,7 =	161,4 kcal
Travail de la turbine de basse pression	AL_{bp} = 1.301,5	301,5 »
Total . . .		462,9 »

En conséquence, la consommation spécifique résulte :

$$C = 860 . (982,7 : 462,9) = 1826 \text{ kcal/kWh.}$$

En résumé on a donc pour les trois cas examinés :

Installation sans re-surchauffe ni préchauffage	$C = 2030$ kcal/kWh
Installation avec re-surchauffe .	$C = 1935$ »
Installation avec re-surchauffe et préchauffage	$C = 1826$ »

L'influence favorable de la re-surchauffe et du préchauffage est donc manifeste.

Nous avons exposé avec quelques détails les calculs qui précèdent afin de permettre la comparaison éventuelle des valeurs numériques auxquelles nous avons eu recours et qui, en partie, résultent d'interpolations faites entre des indications fournies par le diagramme Koch-VDI (édit. 1952) avec celles données par d'autres publications, en particulier avec le plus récent des diagrammes en cause (Dzung/Rohrbach), encore que les divergences éventuelles ne modifient en rien les conclusions obtenues.

Il convient en outre de noter que non seulement nous nous en sommes tenus à des transformations idéales, même en ce qui concerne les transmissions de chaleur, mais que nous avons simplifié dans toute la mesure du possible, toujours dans le but de faire ressortir ce qui nous apparaît essentiel. Il eut été possible, voire facile, d'améliorer encore le résultat auquel on est arrivé dans le cas de l'installation avec re-surchauffe et préchauffage en admettant une série de prises de préchauffage en conformité du reste avec une pratique classique. Cela eût conduit à des calculs absolument semblables à ceux qui viennent d'être résumés, mais dont la complexité n'aurait, à notre avis, pas mis nettement en lumière, par exemple, les deux circonstances fondamentales suivantes :

dans une installation à vapeur, le travail de compression du fluide envoyé dans le générateur de vapeur est faible en comparaison de celui fourni par les machines motrices ;

dans une installation à vapeur telle que celle examinée, la seule possibilité de récupération réside dans la possibilité de pratiquer des prises de vapeur en cours de détente afin de préchauffer l'eau d'alimentation du générateur (restitution d'une partie de la chaleur disponible à basses pressions à la partie à haute pression du cycle).

Ces deux circonstances établissent entre une installation à vapeur telle que celle que nous avons supposée et une installation de turbine à gaz une différence très nette puisque nous avons vu que dans le cas des turbines à gaz le travail de compression du fluide est très élevé par rapport au travail utile tandis que, à la limite, il est possible de livrer la totalité de la chaleur des gaz détendus à la partie à haute pression du cycle.

Ces différences sont des conséquences naturelles des propriétés thermiques générales des deux intermédiaires (eau et gaz) en cause.

Nous pouvons maintenant aller plus loin dans nos déductions. Ainsi que le montre le diagramme de Mollier de la figure 8, on peut concevoir une installation dont la turbine serait alimentée par de la vapeur à 300 ata (pression hypercritique) et à la température de 700° C. En réalisant deux re-surchauffes consécutives, une intervenant dans le domaine des pressions hypercritiques et l'autre à une pression inférieure à la critique, toutes deux ramenant la température du fluide à 700° C, on peut aboutir à des consommations spécifiques déjà très basses, même sans faire intervenir la possibilité de préchauffages par soustractions de vapeur de la turbine.

En effet, dans l'hypothèse très simple, pour ne pas dire simpliste, que nous venons de mentionner, on aboutit aux résultats suivants :

Chaleur fournie au fluide (différence d'enthalpie entre l'admission à la turbine et l'entrée dans le générateur, supposée de 32,5 kcal/kg comme ci-dessus et avec la remarque que la dénomination de « générateur » est conservée quoique, en fait, elle ne se justifie plus dans le cas particulier)	864,7	kcal/kg
Idem, à la pression de 230 ata. . .	41,0	»
Idem, à la pression de 40 ata . . .	165,0	»
Total	1070,7	kcal/kg
Travaux :		
pour la turbine de haute pression . . . . . AL_{hp}	= 30	kcal/kg
pour la turbine de moyenne pression . . . . . AL_{mp}	= 141	»
pour la turbine de basse pression . . . . . AL_{bp}	= 379	»
Total	550	»

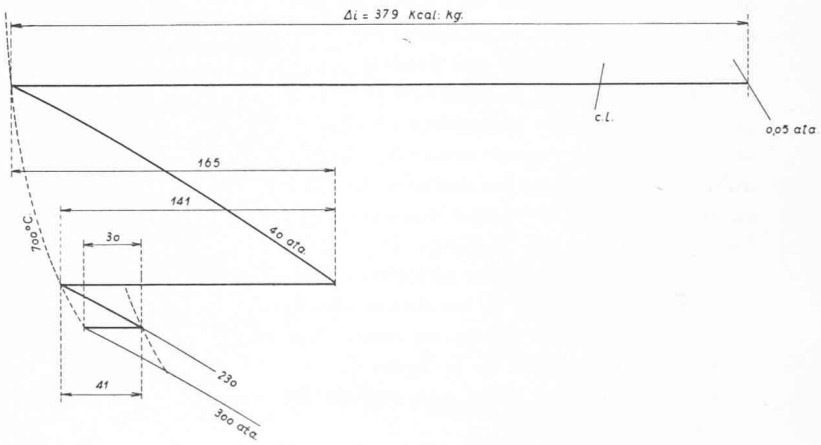


Fig. 8. — Diagramme de Mollier relatif à une installation travaillant avec deux surchauffes intermédiaires consécutives dont une dans le domaine des pressions hypercritiques.

Pression d'admission à la turbine $h.p = 300$ ata
Température d'admission à la turbine $h.p = 700°$ C.
Pression pour la première re-surchauffe = 230 ata.
Pression pour la seconde re-surchauffe = 40 ata.
Température finale de chaque re-surchauffe = 700° C.

La consommation spécifique théorique résulte ainsi de 1674 kcal/kWh, sensiblement inférieure à la plus favorable parmi celles déterminées auparavant.

Cet exemple qui, bien entendu, ne correspond à aucune des solutions que l'on devrait choisir en pratique, montre simplement combien l'emploi de hautes pressions et de hautes températures combiné avec des re-surchauffes intermédiaires est par lui-même favorable, contrairement à ce que l'on trouve lorsque des re-surchauffes intermédiaires sont appliquées à des turbines dont l'alimentation a lieu avec des pressions et des températures relativement basses.

Il est naturel que l'on s'attende à une amélioration ultérieure de la consommation spécifique si, dans un cas tel que celui examiné, on fait encore intervenir des préchauffages de fluide par soustractions de vapeur à la turbine (nous considérons toujours diverses turbines en série comme un tout) en particulier lorsqu'une de ces soustractions intervient dans le domaine hypercritique. Nous allons examiner la chose de plus près, mais une remarque s'impose dès maintenant : en utilisant deux re-surchauffes qui, toutes deux ramènent le fluide à la température initiale, on tend en somme vers une détente isothermique analoguement à ce que l'on fait dans le cas des turbines à gaz ainsi que cela a été déjà exposé.

Cette remarque nous amène donc à examiner, pour le cas des installations à vapeur aussi, le cas-limite de la détente isothermique qui correspond en somme à l'emploi d'une infinité de re-surchauffes intermédiaires.

Ce cas-limite est examiné au moyen du diagramme $i - \phi$ de la figure 9[1] ; le type de diagramme choisi convient, en effet, particulièrement bien à l'étude que l'on envisage. Pour établir ce diagramme, nous avons admis les conditions caractéristiques générales suivantes :

Pression à l'admission de la turbine . . .	300 ata
Température à l'admission de la turbine .	700° C
Pression à l'échappement de la turbine . .	0,05 ata

En tenant compte des indications fournies par le diagramme, nous allons envisager quelques possibilités de fonctionnement comme de coutume théoriques.

a) Une première solution, que nous ne signalons que pour mémoire car elle est illogique, consisterait en la fourniture de chaleur provenant de la combustion d'un combustible quelconque aussi bien sous 300 ata entre l'enthalpie de 32,5 kcal/kg et l'enthalpie de 897,2 kcal/kg (admission turbine), que sous température constante de 700° C, le travail étant donné par la différence de potentiel thermodynamique entre l'état initial de la détente isothermique et la pression finale. Il est évident que, de cette façon, on ne tire aucun parti des récupérations possibles.

b) Une seconde solution, fort intéressante pour une question de principe, est celle qui consiste à utiliser le fait que la température à laquelle se trouve la vapeur à l'échappement de la turbine est encore, la détente étant isothermique, de 700° C, de sorte que, avant qu'un équilibre de température ne soit atteint entre cette vapeur et le fluide à 300 ata, il est possible de transmettre de cette vapeur au dit fluide, donc de récupérer 324 kcal/kg.

Le bilan s'établit dès lors comme suit :

Chaleur à fournir au fluide à 300 ata = 897,2 — 32,5 kcal/kg	864,7 kcal/kg
Chaleur à fournir au fluide pendant la détente isothermique à 700° C (différence des produits $s.T$)	957,0 »
Total	1821,7 kcal/kg
A déduire = chaleur récupérée . . .	324,0 »
Chaleur à fournir effectivement . . .	1497,7 kcal/kg

Travail = 918,0 kcal/kg.

Consommation spécifique = C = 860.(1497,7 : 918) = 860.1,6315 = 1403 kcal/kWh.

Ce résultat, intéressant par lui-même, l'est encore davantage parce qu'il met en évidence la possibilité de récupérer, toujours dans le cas-limite envisagé, sous une forme qui correspond partiellement à celle que l'on a déjà examinée pour le cas des turbines à gaz (cycle isobare/isotherme). Il y a donc là une analogie qu'il convenait de souligner.

c) Dans ce second exemple, nous n'avons pas encore tenu compte d'autres possibilités de récupération par soutirages, en particulier pas de celle qui pourrait intervenir moyennant une soustraction de vapeur dans le

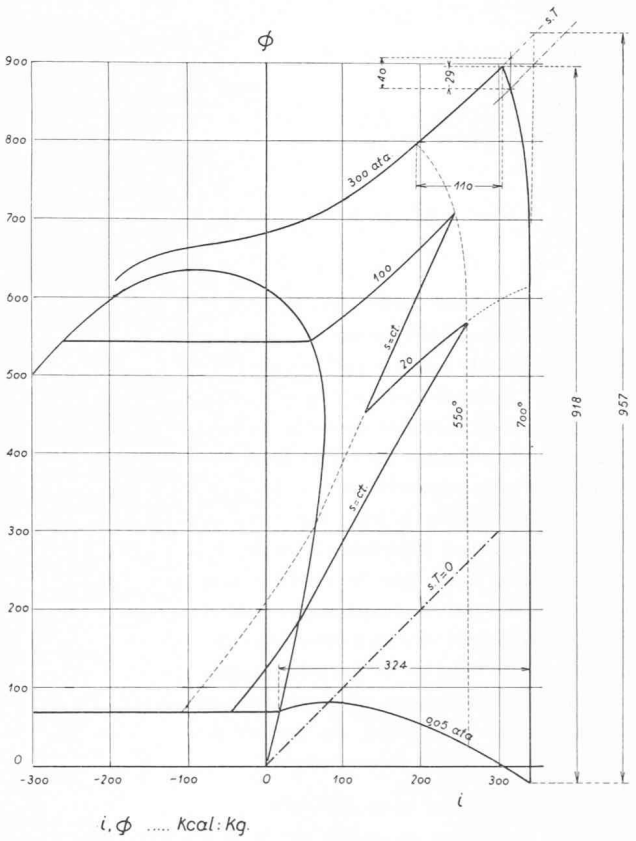


Fig. 9. — Diagramme enthalpie potentiel thermodynamique relatif au fonctionnement d'une turbine dont la détente serait isothermique à 700° C entre la pression initiale de 300 ata et la pression d'échappement de 0,05 ata.

[1] Nous avons fait figurer dans ce graphique, à titre de comparaison, le diagramme relatif au fonctionnement d'une installation alimentée par de la vapeur à 100 ata et 550° C dont le bilan thermique a été étudié au début des recherches relatives aux installations à vapeur. La comparaison entre les deux diagrammes de ce dessin met bien en évidence la différence considérable qui sépare les deux solutions.

domaine des pressions hypercritiques. Nous allons donc choisir, à titre d'exemple, parmi de nombreux calculs faits, le suivant, afin de montrer, toujours dans le cas-limite d'une transformation active isothermique, l'effet de récupérations telles que précitées.

On peut remarquer tout de suite qu'une soustraction de vapeur pour préchauffage sous 20 ata, par exemple, serait sans objet. En effet, si l'on récupère intégralement les 324 kcal/kg déjà mentionnés, on aboutit, pour le fluide à 300 ata, à une enthalpie de $324 + 32{,}5 = 356{,}5$ kcal/kg (approximation en ce qui concerne les 32,5 kcal/kg comme déjà signalé, pour simplifier), enthalpie à laquelle correspond une température de 329° C, notablement plus élevée que celle de saturation sous la pression de 20 ata.

Seules des pressions voisines de la critique seraient convenables, ce qui amène tout naturellement à préconiser une soustraction de vapeur pour préchauffage à une pression hypercritique ce qui élimine toute limitation au rapport existant entre le poids de vapeur soutiré et le poids de vapeur circulant vers l'échappement.

Nous supposerons donc en cet exemple que la vapeur de préchauffage a une pression de 230 ata (soit légèrement supérieure à la critique).

Soit I_t l'enthalpie du fluide sous 300 ata après réchauffage total, soit au moyen des 324 kcal/kg disponibles à l'échappement et au moyen de la vapeur soutirée à 230 ata. En outre, on déduit des diagrammes :

Enthalpie du fluide soustrait (230 ata, 700° C)	912,2 kcal/kg
Enthalpie de la vapeur soustraite après refroidissement à 329° C admise de	356,5 kcal/kg

On a en conséquence :

$$(912{,}2 - 356{,}5) \,.\, \Delta G = (G + \Delta G) \,.\, (I_t - 356{,}5)$$

d'où :

$$\Delta G = G \,.\, \frac{I_t - 356{,}5}{912{,}2 - I_t} \,.$$

La dépendance entre ΔG et la valeur choisie de I_t apparaît donc clairement, de sorte que le choix d'une enthalpie finale pour le préchauffage du fluide à 300 ata implique immédiatement aussi la détermination des débits devant circuler dans la turbine.

Nous admettrons $I_t = 750$ kcal/kg. Cette hypothèse conduit à une répartition des débits encore acceptable, mais en revanche à une répartition des travaux peu favorable : il est cependant facile de remédier à cette circonstance tant par le choix d'une pression initiale plus élevée, par exemple, que par la répartition des re-surchauffes et des soustractions de vapeur pour préchauffages le long de la para-isotherme qui doit, en fait, remplacer l'isotherme supposée comme limite.

Dans cette hypothèse, on trouve $\Delta G = 2{,}426$, ce qui permet d'établir le bilan suivant :

Chaleur à fournir sous 300 ata	504,3 kcal
Chaleur à fournir au cours de la détente isothermique entre 300 et 230 ata . .	137,0 »
Idem, entre 230 et 0,05 ata.	919,0 »
Total	1560,3 kcal

Travaux :

pour la détente isothermique entre 300 et 230 ata.	99,4 kcal
Idem, entre 230 et 0,05 ata.	889,0 »
Total	988,4 kcal

Consommation spécifique théorique : $C = 860 \,.\, (1560{,}3 : 988{,}4) = 1358$ kcal/kWh.

L'effet de préchauffage envisagé est évident.[1]

Si l'on augmente encore la différence entre les débits des deux parties de la turbine parcourues respectivement par $(G + \Delta G)$ et G kg de fluide, on arrive à des résultats encore beaucoup plus favorables. La limite inférieure de C serait d'environ 1050 kcal/kWh. Nous disons « environ », car les valeurs numériques sur lesquelles nous nous basons ne sont pas encore absolument sûres dans le domaine étudié et leur importance pour le résultat des calculs augmente au fur et à mesure que l'enthalpie à atteindre par suite du préchauffage se rapproche de celle initiale de la détente. Au surplus, il est évident que l'on doit réserver ce qui concerne les problèmes de réalisation aussi bien pour la turbine que pour les échangeurs. Cependant, la voie à suivre nous apparaît comme nettement tracée.

Nous avons spécifié à plus d'une reprise que des détentes isothermiques étaient des transformations-limite concevables seulement du point de vue théorique. Mais nous avons vu aussi qu'une détente isothermique peut être remplacée par une transformation para-isotherme, soit constituée par une suite de détentes adiabatiques (avec ou sans tenir compte des irréversibilités) et d'échanges de chaleur isobares. Nous nous rendons parfaitement compte des difficultés que présente la réalisation d'un système de re-surchauffes multiples et l'on remarquera en outre que sa réalisation réduirait la faculté de récupération de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement. Mais ce dernier inconvénient pourrait facilement être compensé par l'emploi de soutirages précédant celui fait sous une pression hypercritique (conformément à une pratique courante, d'ailleurs). Au surplus, l'emploi de hautes pressions et de hautes températures pose immédiatement une série de problèmes très délicats tant pour la construction des générateurs que pour celle des machines, des échangeurs, des appareillages.

Il suffit pour s'en persuader de penser aux déformations que toute différence de température entraîne dans les éléments essentiels d'une machine ou d'un appareil, déformations qui deviennent fatalement dangereuses si ces éléments sont soumis à des contraintes mécaniques élevées : éviter les contraintes supplémentaires que ces déformations peuvent entraîner est une tâche ardue pour le constructeur et conduit parfois à des solutions extrêmement ingénieuses. Il faut cependant pouvoir

[1] Nous tenons à souligner encore une fois le fait que les calculs numériques qui ont été présentés ci-dessus sont basés sur un diagramme établi d'après les données publiées dans la presse technique en 1952 d'une part, et les tableaux Koch-VDI 1952, qui ont en outre servi à diverses interpolations, d'autre part. Le diagramme de MM. Dzung et Rohrbach, qui vient de paraître, donne la possibilité de compter avec des températures allant jusqu'à 800° C et ce qui, dans le cas particulier, est plus intéressant encore, avec des pressions jusqu'à 500 bar. Nous nous proposons de revenir, si possible, sur les problèmes traités en tenant compte de ces nouvelles informations, car elles accentueront encore les avantages des re-surchauffes multiples et du préchauffage par soustraction de fluide à une pression hypercritique.

contrôler en service si toutes les mesures prises donnent en chaque instant les résultats voulus, si par exemple, des variations brusques de charge d'une machine ne produisent pas des effets qui peuvent devenir dangereux. Et je ne cite qu'une circonstance et une nécessité parmi cent autres.

Mais si nous nous rendons compte des multiples et graves difficultés que nous venons de signaler bien sommairement, qu'entraîne la nécessité d'améliorer systématiquement l'économie énergétique des installations thermiques par l'emploi de tous les moyens dont les principes sont connus, poussés bien plus loin que ce n'est actuellement le cas et si nous ne nous faisons aucune illusion au sujet de celles qui surgiront lorsqu'il s'agira d'adapter à la réalité des notions théoriques, en réduisant au minimum les pertes de tout genre, nous savons aussi que nous pouvons faire confiance aux constructeurs de turbines à vapeur et à gaz, parmi lesquels ceux de notre pays occupent une place de premier plan, avec la certitude qu'ils arriveront à vaincre ces difficultés comme ils en ont déjà vaincu bien d'autres.

Tout ce dont nous venons de discuter sous des formes aussi simplifiées que possible et en introduisant partout où cela ne présentait pas d'inconvénients majeurs des approximations afin de bien laisser en lumière l'essentiel, montre que des facteurs divers exercent une influence si l'on veut améliorer les conditions énergétiques de fonctionnement des centrales thermo-électriques, quelles que soient les machines dont on entend les équiper. Parmi ces facteurs, un est indubitablement la température maximum du cycle qui joue un rôle particulièrement important dans le cas des turbines à gaz : dans cet ordre d'idées, en somme, rien de nouveau ; on suit les voies indiquées par le second principe de la thermodynamique.

Ces mêmes voies, on les suit encore en recherchant à récupérer, à remettre dans les parties à haute pression d'un cycle susceptible de fournir du travail, les quantités de chaleur que l'on retrouve dans les parties à basse pression de ce cycle : on évite dans toute la mesure du possible, et par les moyens propres à chacune des machines en cause (turbines à gaz et turbines à vapeur), les cessions de chaleur au milieu ambiant, source froide et au surplus seule source disponible.

Cette dernière remarque implique la nécessité de vouer un soin tout particulier à la détermination et à la réalisation des échangeurs de chaleur, soit une attention soutenue à donner aux théories et aux recherches en matière de transmission de chaleur, de thermocinétique.

A ces considérations qui relèvent immédiatement des principes théoriques, généraux, auxquels sont soumises toutes les installations thermiques productrices d'énergie mécanique, s'ajoutent d'autres qui relèvent plus de nécessités ou d'opportunités de nature pratique. Une de celles-ci, à laquelle il a déjà été fait allusion plus d'une fois, concerne la nécessité à tout le moins pour ces centrales destinées à un service de base, de recourir à des unités de très grande puissance pour lesquelles seulement se justifient les complications qu'entraîne l'adoption de tous les procédés que nous avons signalés.

Si des installations complexes de turbines à gaz en circuit fermé ou à circuits combinés se prêtent à cette dernière exigence, on pourrait penser qu'elle implique une sorte d'exclusive pour la turbine à gaz en circuit ouvert qui a déjà donné tant de preuves de sa grande utilité et opportunité en de multiples domaines. Il n'en est cependant rien. En fait, nous pensons que ce type de turbine (dont la puissance unitaire est limitée par le fait qu'elle aspire de l'air à la pression atmosphérique) pourra atteindre des consommations spécifiques comparables à celles de très bonnes installations à vapeur, dès qu'il sera possible de recourir à des températures maximums supérieures à celles que l'on utilise actuellement et, éventuellement, en ayant recours à un plus grand fractionnement de la détente. Ceci admis, on peut se demander ce qui guidera le choix du technicien entre des solutions équivalentes du point de vue énergétique.

Ce qui déterminera ce choix, ce sont des considérations d'ordre géographique, hydrographique, d'exploitation.

Pour ne signaler que ces dernières, il est intéressant de noter que, si pour une centrale de base des unités de forte puissance unitaire sont naturellement tout indiquées, pour une centrale desservant un réseau où les variations de charge sont fréquentes et intenses, un nombre éventuellement même élevé de machines de puissances relativement faibles, mais rapidement mises en service, sera certainement plus favorable. Tandis que les premières appartiennent nécessairement aux types vapeur ou gaz complexe, les secondes font partie du groupe des turbines à gaz en circuit ouvert. Il y a donc, pour chaque groupe, une utilisation rationnelle indiquée par les propriétés techniques correspondantes elles-mêmes.

En résumé [1], toutes les considérations que nous venons de développer, ainsi que celles au sujet desquelles nous nous sommes limités à de simples allusions, font apparaître le développement probable des installations thermiques destinées aux centrales productrices d'énergie électrique comme la suite logique de lois générales bien connues, de faits acquis. Si ce qui nous paraît prévisible se réalise effectivement, c'est donc à une évolution, rapide certainement, mais non à une révolution que l'on assistera. La révolution dont on baptise si volontiers toute transformation rapide, est cependant en marche et elle l'est même dans le cadre de l'activité technique dont nous venons de nous occuper. On peut s'en persuader facilement en réfléchissant à ce que l'on voit dès maintenant dans une centrale thermique moderne.

Ce qui frappe avant tout dans de telles installations c'est le nombre extrêmement réduit des personnes qui y travaillent. La salle des machines où tournent des unités de 60, 80, 100 MW et davantage est la plupart du temps vide de personnel qui, en nombre limité, se trouve par contre en permanence dans un local réservé aux tableaux et ceux de ces tableaux qui concernent la partie thermique de la centrale ne le cèdent en rien au point de vue de la multiplicité des appareils de contrôle et de commande qu'ils possèdent aux tableaux réservés

[1] Nous avions écrit les quelques réflexions qui suivent lorsque nous avons eu l'avantage d'entendre, de la part de M. le directeur Dr P. de Haller, au cours d'une conférence faite par lui sur l'utilisation de l'énergie nucléaire, des observations semblables aux nôtres. Nous sommes très heureux de cette concordance de vues.

à la partie électrique. Sur ces tableaux de la partie thermique, on retrouve à part la série des manomètres et des thermomètres à distance déjà en usage depuis longtemps, des indicateurs des positions des rotors dans les baches de turbines, des thermomètres registrant les températures en de nombreux points des machines et des appareils, des manomètres pour le contrôle de la circulation de lubrifiant, d'eau d'alimentation, d'air, de gaz de combustion, voire, ce qui devient de plus en plus courant, des écrans de télévision permettant de suivre l'allure de la combustion dans chaque chambre de combustion, et j'en laisse de côté bon nombre. Tout ceci implique des centaines d'appareils indicateurs, enregistreurs, régulateurs, des kilomètres de conduites électriques, un développement des plus intéressants d'appareils électroniques. Ceci sans compter les analyses automatiques de l'eau utilisée, contrôlées d'ailleurs par des analyses de laboratoire.

Le travail manuel qui nécessitait auparavant un nombreux personnel de chauffeurs et de mécaniciens est maintenant remplacé par celui de surveillance, exécuté par quelques personnes spécialisées et par un état-major d'ingénieurs mécaniciens, de chimistes, d'ingénieurs électriciens.

Il apparaît donc clairement dès maintenant (et cela ne pourra que s'accentuer encore) que, si les améliorations que l'on doit envisager comme probables dans le domaine de l'utilisation rationnelle de l'énergie thermique dans les centrales thermo-électriques ne sont en somme que les conséquences logiques, je dirai même naturelles, d'une évolution obéissant aux lois fondamentales de la thermodynamique et n'ont donc rien de révolutionnaire elles conduisent, dans ce domaine aussi, à une manifestation d'une véritable révolution sociale qui affecte d'ailleurs toute l'industrie. Il s'agit de la suppression de la main-d'œuvre non spécialisée, de l'intervention de plus en plus intense de l'automatisme, rendue possible par le développement considérable de l'électronique. Déjà dans la centrale moderne, plus encore dans la centrale de demain, c'est l'intervention de l'appareillage électronique qui permet et permettra de déceler immédiatement la plus petite perturbation de fonctionnement, de suivre en chaque instant le fonctionnement de toutes les parties d'une installation, si éloignées soient-elles du poste de commande, du local des tableaux.

Il appartient à l'économiste et au sociologue d'apprécier les conséquences de ce fait. Pour ce qui est du technicien, ce fait, il le crée, donc il accepte implicitement ses conséquences lointaines. Il le crée d'ailleurs dans la persuasion qu'en permettant la production d'énergie disponible pour satisfaire largement aux besoins de chacun, qu'en faisant appel, en vue de cette production, aux facultés les plus élevées de l'homme et non pas à sa force musculaire, il accomplit une mission qui lui permet de redire une des rares phrases de Nietzsche que l'on puisse encore lire sans un serrement de cœur : « En vérité, cette terre deviendra encore un lieu de salut car déjà souffle autour d'elle l'effluve d'un parfum qui annonce une nouvelle espérance. »

ASSOCIATION SUISSE DES ÉLECTRICIENS

Questions générales de la formation professionnelle en électrotechnique

Le 10 avril, l'A.S.E. organisait une assemblée de discussion consacrée aux questions générales de la formation professionnelle en électrotechnique. Cette assemblée, suivie avec grand intérêt par environ cent cinquante personnes, traitait d'un sujet d'une actualité brûlante et nous pouvons seulement regretter l'absence de beaucoup de spécialistes de l'enseignement de l'électrotechnique.

M. *F. Esclangon*, directeur du Laboratoire central des industries électriques à Fontenay-aux-Roses et M. *H. Goeschel*, membre du conseil d'administration des Siemens-Schuckert-Werke, à Erlangen, montrèrent dans deux exposés très intéressants et très bien documentés que nos voisins ont les mêmes préoccupations que nous. M. *Ch. Aeschimann*, président de direction de la S. A. Aar et Tessin, à Olten, exposa les besoins en personnel technique des entreprises de production et de distribution d'électricité. M. *P. Waldvogel*, directeur à la S. A. Brown, Boveri & Cie, à Baden, parla plus spécialement de la formation que devrait subir l'ingénieur diplômé occupé dans l'industrie alors que M. *A. Imhof* traita le même sujet pour les techniciens. Enfin, M. *A. Wettstein*, directeur de la division des télégraphes et des téléphones de la Direction générale des P.T.T. à Berne, parla de la formation professionnelle dans les entreprises d'Etat, c'est-à-dire aux P.T.T. et C.F.F.

Une discussion très animée suivit les conférences ; prirent la parole, à part les conférenciers, M. A. Roth, directeur de Sprecher & Schuh S. A., à Aarau, M. Lesch, professeur à l'Ecole polytechnique de Karlsruhe, M. A. Berner, directeur du Service de l'électricité de la ville de Neuchâtel, un représentant de la S.I.A., un représentant des techniciens et M. Péquignot, au nom du délégué aux occasions de travail. Toutes les conférences et la discussion seront publiées dans un prochain *Bulletin de l'A.S.E.* et nous en recommandons chaudement la lecture à toute personne s'intéressant à la formation du personnel technique.

Relevons seulement ici que tous les conférenciers étaient d'accord pour dire que pour un ingénieur une tête bien faite est plus importante qu'une tête bien pleine. La formation de nos hautes écoles doit tendre à donner une culture scientifique à base très large, complétée par l'étude approfondie de quelques applications servant plutôt d'exemples et d'exercices que de spécialisation. La construction reste la base de la création et ne devrait en aucun cas disparaître des programmes. La construction d'une machine peut être remplacée par celle d'un appareil, mais il faut que le futur ingénieur étudie un problème jusqu'au bout dans tous ses détails. Il s'agit en somme de faire faire un travail très personnel dont le sujet ne préjuge en rien de l'orientation finale du candidat. D'autre part, un ingénieur doit apprendre à distinguer l'essentiel de l'accessoire et doit absolument savoir s'exprimer clai-