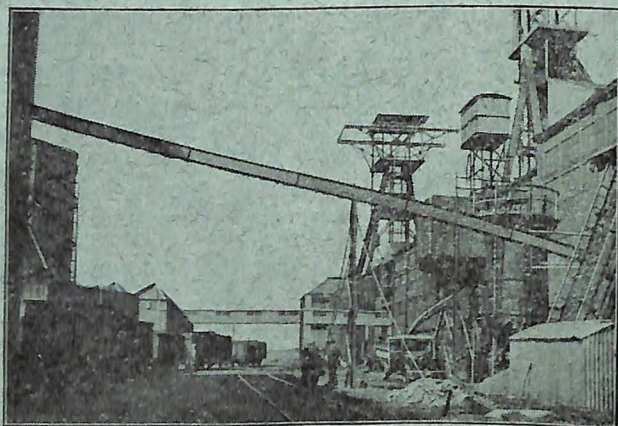


LES TRANSPORTEURS BREVETES

REDLER

HORIZONTALS - INCLINÉS - VERTICAUX

pour
toutes distances,
toutes capacités (5-500 t./h.),
tous les



**CHARBONS
& MATIÈRES
ANALOGUES**

«REDLER» installé
à la Société Anonyme
John Cockerill, Division
du Charbonnage des
Liégeois à Zwartberg,
pour le transport de
charbons et mixtes 0/10
et 0/30, mélangés de
schlamms.

Principaux **avantages** :

Encombrement très réduit, d'où montage plus simple,
suppression de passerelles et de charpentes coûteuses.

Sécurité de marche de 100 p. c., suppression des engorgements, du graissage.

Economie considérable de force.

Suppression du dégagement de poussières.

DEMANDEZ REFERENCES,
CATALOGUES ET VISITE D'INGENIEUR A

BUHLER FRÈRES

Tél. 12.97.37 — BRUXELLES — 2a, rue Ant. Dansaert
Usines à UZWIL (Suisse).

MÉMOIRE

Le rendement des installations motrices à vapeur

PAR

H. PAQUAY,

Ingénieur civil des Mines et Ingénieur-Electricien A. I. Lg. à Liège (*)

(Suite.) (1)

CHAPITRE III

RENDEMENT D'UTILISATION

C'est le rapport entre la quantité de chaleur mise à profit par un appareil quelconque et la quantité de chaleur livrée à l'appareil considéré.

Le cycle réalisé par la vapeur dans les machines se rapproche fortement du cycle théorique de Rankine, dont le rendement dépend des pressions extrêmes et des températures ainsi que des propriétés physiques du fluide utilisé. Nous devons donc étudier les moyens d'agir sur le rendement du cycle théorique de Rankine.

Ensuite, nous devons rechercher les moyens propres à diminuer l'écart qui existe entre le rendement d'utilisation réel et le rendement du cycle théorique de Rankine.

(*) Lauréat du Concours Universitaire 1930-1932.

(1) Voir *Annales des Mines de Belgique*, t. XXXVI (année 1935), 2^e liv.

et le rendement est :

$$\eta = \frac{q_a - q'_c + r_a + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT - x r_c}{q_a - q'_c + r_a + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT}$$

Pour la détente adiabatique de la vapeur, on a :

$$\varphi_a + \frac{r_a}{T_a} + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T} = \varphi_c + x \frac{r_c}{T_c}$$

D'où :

$$x = \frac{T_c}{r_c} \left(\varphi_a + \frac{r_a}{T_a} + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T} - \varphi_c \right)$$

et

$$\eta = \frac{q_a - q'_c + r_a + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT}{q_a - q'_c + r_a} - \frac{T_c \left(\varphi_a + \frac{r_a}{T_a} + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T} - \varphi_c \right)}{\int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT}$$

$$\eta = \frac{q_a + r_a \frac{T_a - T_c}{T_a} - q'_c - (\varphi_a - \varphi_c) T_c}{r_a + q_a - q'_c} + \frac{\int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT - T_c \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T}}{\int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT}$$

La chaleur spécifique du liquide sous la pression constante p_c , étant C , on a :

$$q_a - q'_c = \int_{T'_c}^{T_a} c dT,$$

T'_c étant la température du liquide à l'état N.

Si $C = c'$, ce qui est pratiquement le cas habituel :

$$q_a - q'_c = c (T_a - T'_c)$$

$$\varphi_a - \varphi_c = \int_{T'_c}^{T_a} c \frac{dT}{T} = c \log_e \frac{T_a}{T'_c}$$

D'où :

$$\eta = \frac{c (T_a - T'_c) + \frac{r_a}{T_a} (T_a - T_c) - c T_c \log_e \frac{T_a}{T'_c}}{r_a + c (T_a - T'_c)} + \frac{\int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT - T_c \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T}}{\int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT}$$

Or, le travail de compression adiabatique du liquide de p_c à p_a est très faible même si p_a est assez forte et la différence entre T'_c et T_c ne peut apparaître sur le diagramme entropique.

Par suite, on ne fera qu'une erreur très faible sur η en admettant que $T'_c = T_c$ et on aura :

$$\eta = \frac{\left(c + \frac{r_a}{T_a} \right) (T_a - T_c) - c T_c \log_e \frac{T_a}{T_c}}{r_a + c (T_a - T_c)} + \frac{\int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT - T_c \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T}}{\int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT} \quad (\Lambda)$$

Dans cette formule, η ne tient donc pas compte du travail de la pompe d'alimentation, tandis que la formule précédente en tient compte.

Le tableau ci-après à double entrée donne la chaleur totale de la vapeur d'eau surchauffée en fonction de la pression et de la température. Ce tableau montre que, aux basses pression, C_{pa} est sensiblement indépendant de la pression et proche de 0,5, tandis qu'aux hautes pressions, il peut dépasser largement l'unité (100 atm. de 310 à 350°).

C_{pa} croît donc avec la pression pour les mêmes limites de température; il décroît quand la température augmente si la pression est constante. Cela étant, nous devons voir ce qui se passe lorsque nous modifions l'une quelconque des variables qui définissent le cycle de Rankine : T_a , T_s ou T_c en maintenant les deux autres constantes.

Examinons ce qui se produit lorsque nous augmentons T_s , T_a et T_c restant constants.

Considérons le diagramme entropique avec origine à 0° absolu. Le rendement γ est marqué par le rapport des aires $\frac{abcde}{fabcgd}$ (fig. 25). Si nous augmentons T_s , nous ajoutons à la droite du diagramme une aire $dkmg$ dont le rendement propre est $\frac{delk}{dkm}$ plus grand que le rendement du cycle initial. Il y a donc toujours intérêt à augmenter la surchauffe pour autant que l'entropie ne croisse pas au point d'amener la vapeur détendue à être surchauffée elle-même, car alors la perte au condenseur croîtrait fortement.

Cela amènerait encore beaucoup d'autres désagrè-

Chaleur totale de la vapeur d'eau en fonction de la pression et de la température de surchauffe (d'après le diagramme de Knoblauch, Raisch, Hausen et Koch).

	$t = 120^\circ$ $T = 393^\circ$	$t = 150^\circ$ $T = 423^\circ$	$t = 180^\circ$ $T = 453^\circ$	$t = 210^\circ$ $T = 483^\circ$	$t = 260^\circ$ $T = 533^\circ$	$t = 310^\circ$ $T = 583^\circ$	$t = 350^\circ$ $T = 623^\circ$	$t = 400^\circ$ $T = 673^\circ$	$t = 450^\circ$ $T = 723^\circ$	$t = 500^\circ$ $T = 773^\circ$
$p = 100$ atm.						651	701	744	779	812
$p = 50$ atm.					667	708	735	765	795	824
$p = 20$ atm.				668	699	728	750	776	803	830
$p = 10$ atm.			663	681	708	733	754	780	805	831
$p = 5$ atm.		656	672	686	711	736	756	781	806	832
$p = 2$ atm.	646	661	675	689	714	737	757	782	807	832

ments. Ainsi, on sait que la vapeur surchauffée transmet mal sa chaleur, tandis que la vapeur humide la transmet très bien. Dans un condenseur par surface, il faudrait forcer considérablement le courant d'eau froide. En outre, si la vapeur ne se condensait pas assez rapidement, elle serait prise avec les gaz non condensables par la pompe à air qui, comprimant la vapeur adiabatiquement verrait sa puissance augmenter dans de très fortes proportions (1). Il faut donc limiter la surchauffe à un point tel que la fin de la détente se fasse en zone humide.

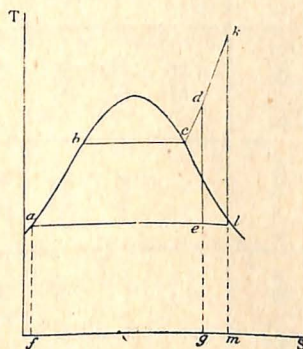


Fig. 25

La condensation par mélange pourrait peut-être éviter cet inconvénient et permettre une fin de détente dans la zone surchauffée. On connaît cependant les inconvénients de la condensation par mélange :

1. l'eau condensée, exempte de produits incrustants, est perdue.
2. l'eau de condensation par sa détente à l'entrée du condenseur y abandonne des gaz incondensables qu'il faut éliminer au prix d'un accroissement de puissance de la pompe à air (2).

(1) Ou son débit de vapeur s'il s'agit d'un éjecteur.

(2) Ou de l'éjecteur.

Ces deux inconvénients sont tellement importants qu'ils ont souvent fait rejeter les condenseurs par mélange.

3. l'eau de condensation détendue doit être extraite du condenseur au prix d'une consommation importante d'énergie, consommation qui, quels que soient les dispositifs ingénieux adoptés, est toujours plus forte que l'énergie consommée pour la circulation de l'eau de condensation dans un condenseur à surface, même si la masse d'eau à faire circuler est plus grande dans ce dernier cas.

Tous ces inconvénients de la condensation par mélange ne pourraient être supportés que si la fin de détente en vapeur surchauffée pouvait amener un accroissement notable du rendement. Or, pour qu'une surchauffe initiale puisse laisser une surchauffe en fin de détente, il faudrait que la température initiale soit excessivement élevée ou bien que la pression d'échappement soit elle-même très élevée. Le diagramme de Mollier montre ainsi que la détente d'une vapeur surchauffée à 500°, limite actuelle de la surchauffe recoupe la courbe de saturation comme suit :

Pression initiale:

100 50 20 10 5 2 atmosphères

Pression de saturation:

10 3 0,8 0,3 0,125 0,04 atmosphères.

L'éventualité d'une fin de détente en surchauffe ne peut donc se présenter que si la pression initiale correspondant à la surchauffe de 500° est très basse, en tous cas inférieure à 10 atmosphères en tenant compte du

réchauffage qui se produit à cause de l'irréversibilité dans une détente réelle. En nous plaçant dans ces conditions, cherchons quel pourrait être le bénéfice théorique d'une fin de détente en surchauffe.

Partons de vapeur à 10 atmosphères, 420°.

Sa détente adiabatique donne de la vapeur saturée sèche à 0,6 atmosphère 85°.

Si nous partions de vapeur à 10 atmosphères 500°, la vapeur détendue à 0,6 atmosphère aurait une température de 130°. Le diagramme de Mollier donne immédiatement les rendements :

$$\text{Premier cas : } \frac{156}{789} = 0,198$$

$$\text{Second cas : } \frac{175}{829} = 0,211$$

donc le supplément de surchauffe accroîtrait le rendement de 0,013.

Par contre, si nous cherchons l'amélioration due à une plus forte surchauffe avec fin de détente en zone humide, nous trouvons pour 10 atmosphères 340°, vapeur détendue à 0,6 atmosphère :

$$\text{rendement : } \frac{138}{748} = 0,185$$

tandis que la vapeur à 420° donne un rendement de 0,198

L'amélioration due à un supplément de surchauffe de 80° est donc la même, que le détente se termine en zone saturée ou en zone surchauffée.

Autre exemple : vapeur à 2 atmosphères détendue jusqu'à 0,2 atmosphère :

a) Vapeur à 2 atmosphères saturée :

$$\text{rendement : } \frac{85}{646} = 0,131$$

b) Vapeur à 2 atmosphères à 310° :

$$\text{rendement : } \frac{113}{738} = 0,153 \text{ (vapeur sèche en fin de détente).}$$

c) Vapeur à 2 atmosphères à 500° :

$$\text{rendement : } \frac{152}{845} = 0,18 \text{ (vapeur surchauffée en fin de détente).}$$

On voit donc que malgré la perte supplémentaire au condenseur qui peut résulter d'une trop forte surchauffe initiale, le rendement théorique croît constamment avec la surchauffe.

En pratique, on ne pourrait constater une surchauffe dans un condenseur à 0,04 atmosphère qu'à la suite d'une très forte résurchauffe faite à une pression inférieure à 4 atmosphères : pour obtenir ce résultat en tenant compte du réchauffage, il faudrait résurchauffer de la vapeur à 4 atmosphères à une température proche de 500°, ou de la vapeur à 2 atmosphères à une température de 400°, ou de la vapeur à 1 atmosphère à une température de 300°, etc.

Ceci montre que, en pratique, on ne constatera jamais la présence de vapeur surchauffée en fin de détente. Il est vraisemblable d'ailleurs que par suite des difficultés

de la condensation d'une telle vapeur, on s'opposera toujours à son apparition malgré l'heureux effet qu'elle aurait sur le rendement.

L'amélioration du rendement serait d'ailleurs d'autant plus faible que le cycle originel serait plus perfectionné puisqu'il ne se rapporterait qu'à une partie de la détente successive à la dernière résurchauffe.

Aussi admettrons-nous toujours dans la suite que la vapeur est saturée en fin de détente.

L'accroissement de la surchauffe produit toujours une amélioration du rendement. Malheureusement, dans l'état actuel de la technique, la surchauffe est limitée à un maximum de 500° par suite des propriétés imparfaites des matériaux. Il faut en effet tenir compte de la résistance des métaux à ces hautes températures. Or, il est un fait bien connu à présent : c'est que la résistance des métaux diminue lorsque la température s'élève.

Le surchauffeur soumis à de fortes sollicitations mécaniques du fait de la pression de la vapeur qui y circule devra donc être étudié d'une façon tout à fait spéciale; de même le moteur ou la turbine qui reçoit cette vapeur.

On a encore constaté que les métaux portés à des températures élevées jouissent d'une propriété très désagréable. Ils paraissent d'abord se comporter très bien sous l'effet d'une certaine température et d'un certain effort. Mais si l'on maintient ces conditions de sollicitation pendant un temps suffisant, on constate que l'éprouvette subit une déformation tout comme un corps plastique: ce phénomène, appelé « coulage » ne se manifeste d'ailleurs pour un certain métal que dans des conditions déterminées de sollicitation : il débute à une certaine température pour un effort donné.

Des études en cours qui ont déjà donné des résultats très intéressants, ont en vue de rechercher les métaux ou alliages qui résistent au coulage pour des températures croissantes et pour des contraintes mécaniques aussi élevées que possible. Ces expériences sont malheureusement très lentes et très coûteuses vu la nature des phénomènes à étudier. On peut en attendre de bons résultats et prévoir qu'elles rendront possibles des surchauffes toujours plus élevées pour le grand bien des centrales thermiques.

En nous limitant aux possibilités actuelles, nous devrions donc borner la surchauffe à une température d'environ 500°. (Des essais ont lieu en Amérique en vue d'utiliser des températures de vapeur encore plus élevées.)

Examinons à présent l'influence des autres paramètres définissant le cycle de Rankine limité à la température maxima T_s .

Maintenant T_s et T_c constants, nous pouvons faire varier T_a . Passons de T_a à T_a' ou de p_a à p_a' . Le diagramme entropique montre que le travail développé croît de l'aire $bb'c'd'f$ et décroît de $fcdee'$ tandis que la chaleur fournie croît de $bb'c'd'f$ et décroît de $d'cfgh$. Il est difficile de dire d'après cela quel est le cycle le plus avantageux. Mais on constate que la perte au condenseur diminue à mesure que la pression augmente.

Le rendement : $\eta = \frac{Q - Q'}{Q}$, Q étant la chaleur totale fournie à la vapeur et Q' la chaleur rejetée au condenseur, $\eta = 1 - \frac{Q'}{Q}$.

Nous devons rendre $\frac{Q'}{Q}$ — minimum.

Si la pression p_a croît, Q' diminue, mais le diagramme de Mollier montre que Q diminue également. Dans une certaine région, Q est sensiblement constant. Le rendement va donc croissant avec la pression dans cette région, puis un coude se dessine dans l'isotherme T_s : Q diminue plus fortement.

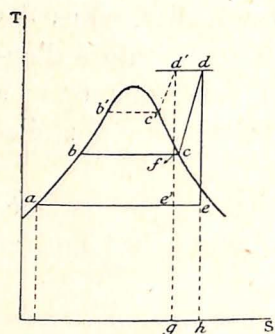


Fig. 26.

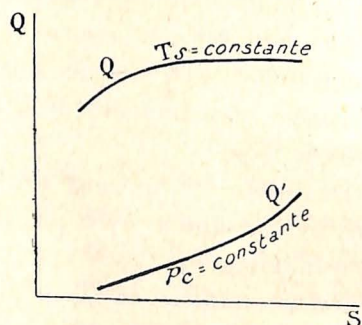


Fig. 27.

Si Q décroît plus vite que Q' , un moment arrivera où l'accroissement de pression cessera d'être favorable au point de vue du rendement. Pour chaque valeur de T_s , il existe de même une certaine pression optima. On trouve facilement cette limite de pression en traçant la courbe η en fonction de p_a en se servant à cet effet du diagramme de Mollier et après qu'on s'est fixé la valeur de p_c et celle de T_s .

On constate ainsi que les pressions de 110 à 225 atmosphères sont peu intéressantes sous le rapport du rendement pour des températures comprises entre 325 et 400°. (Chiffres donnés par Roszak et Véron dans *La production et l'utilisation de la vapeur à haute pression.*)

Il faudra donc se tenir en dessous de ces pressions ou au-dessus de ces températures. La zone désavantageuse est d'ailleurs très proche de la courbe de saturation et ne comprend guère de surchauffe. Or, on utilisera toujours celle-ci en vue d'obtenir un haut rendement. Cette zone anormale est donc peu gênante.

Effet d'une variation de T_c .

Supposons que l'on relève la température de condensation, ou ce qui revient au même la pression au condenseur. Il en résulte une diminution du rendement due à une plus grande perte au condenseur. La chaleur à fournir à l'eau pour la vaporiser est un peu moindre, il est vrai, mais cela ne suffit guère à compenser la perte au condenseur. Ainsi, voyons quel est l'effet d'une variation de la pression au condenseur pour un cycle utilisant de la vapeur à 35 atmosphères 450°, la pression au condenseur passant à 0,1 puis 0,04, puis 0,02 atmosphère.

On obtient :

$$\eta_1 = \frac{266}{797 - 47} = 35,5 \%$$

$$\eta_2 = \frac{292}{797 - 30} = 38,1 \%$$

$$\eta_3 = \frac{310}{797 - 19} = 39,8 \%$$

Les chaleurs portées au numérateur sont celles que donne le diagramme de Mollier pour les détentes adiabatiques considérées. Elles représentent donc le travail fourni.

La perte au condenseur est figurée par le segment 23 tandis que le travail fourni par la détente adiabatique est figuré par le segment 12.

Rendement :

$$\frac{\text{travail fourni}}{\text{chaleur à fournir}} = \frac{12-01'}{13'} = \frac{12-\varepsilon}{13-\varepsilon}$$

Le travail fourni par la pompe d'alimentation est très faible aux pressions usuelles et on peut alors négliger ε devant 12 et 13. Avec une approximation suffisante, on a donc :

$$\eta_R = \frac{12}{13}$$

Traçons la droite 01. Pour tous les points de cette droite, le rendement vaut 12/13 (propriété des triangles semblables) :

$$\frac{12}{13} = \frac{I II}{I III}$$

La droite 01 constitue donc une courbe d'égal rendement : 12/13. Il en est de même de toutes les droites issues de 0.

La méthode de M. Daubresse donne donc instantanément le tracé des courbes d'égal rendement sur le diagramme j, s .

Après avoir tracé un diagramme de Mollier en se basant sur les documents les plus récents, M. Daubresse a utilisé sa méthode décrite ci-dessus pour le tracé des courbes isothermes du rendement en fonction de la pression.

Il a vraisemblablement procédé comme suit :

Ayant tracé un certain nombre de courbes d'égal rendement η sur le diagramme de Mollier, calculé le rende-

ment η correspondant à chacune d'elles et s'étant fixé un certain nombre d'isothermes, on constate que la droite d'égal rendement η coupe un certain nombre des isothermes pour des pressions qui sont lues sur le diagramme de Mollier.

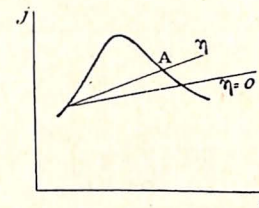


Fig. 29.

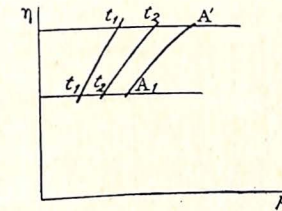


Fig. 30.

Sur l'horizontale de rendement η du diagramme (η, p) , on porte ces pressions en abscisses en indiquant à côté de chaque point marqué la température correspondante.

De la même façon, on reporte le point correspondant à l'intersection de la courbe limite (vapeur saturée sèche) par la droite de rendement η (point A du diagramme de Mollier).

Ayant ainsi reporté un certain nombre de points sur le diagramme ηp , il suffit de joindre les divers points correspondant à une même isotherme pour avoir la courbe de η en fonction de la pression pour la température de cette isotherme.

De même, on joint tous les points correspondant à la courbe limite.

On obtient ainsi le diagramme ci-contre que M. Daubresse a eu l'obligeance de me communiquer (voir fig. 31).

Après avoir cherché sur ce diagramme les pressions rendant maximum les rendements pour les diverses isothermes, on constate que pour une température donnée de la vapeur à l'admission, il existe une pression opti-

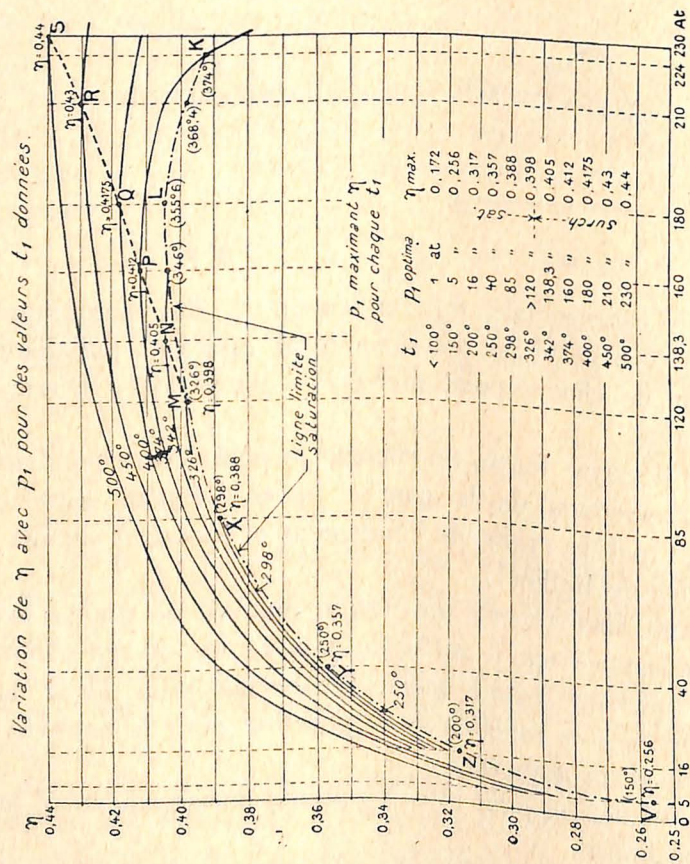


Fig. 31.

imum et qu'au-delà de cette pression aussi bien qu'en-deçà, le rendement décroît.

Ceci est bien conforme à notre raisonnement des pages 730 et 731 sauf en ce qui concerne les chiffres donnés par Roszak et Véron qui sont inexacts. En effet, M. Daubresse constate qu'il n'est pas intéressant de dépasser la pression de 138,3 atm. pour la température de 342°, de 160 atm. pour 374°, de 180 atm. pour 400°, de 210 atm. pour 450° et de 230 atm. pour 500°.

Ce dernier chiffre montre que pour la température de 500°, il y a bénéfice à dépasser la pression critique, ce qui établit que la vapeur sous une pression égale ou supérieure à la pression critique est encore assez compressible. Ceci est d'ailleurs confirmé par le diagramme de Mollier où sont figurés les résultats les plus récents: les isobares supérieures à 224 atm. s'écartent très sensiblement de celle de 224 atm.

Les chiffres donnés dans nos conclusions des pages 730 et 731, 3. doivent donc être mis en concordance avec ceux qu'a obtenus M. Daubresse.

Le cycle de Rankine donnera donc son rendement maximum sous la pression critique (ou même sous une pression supérieure) et pour une surchauffe aussi élevée que possible, avec une pression aussi basse que possible au condenseur.

Dans les conditions actuelles, un cycle de Rankine utilisant de la vapeur à 225 atmosphères-500° donnera donc le rendement optimum un peu supérieur à 45 % d'après Rauber. Voyons quel serait le rendement d'un cycle à 100 atm.-500°, seul cycle dont on se rapproche actuellement et dont le rendement est :

$$\eta = \frac{332}{808 - 30} = 0,427$$

peu différent du rendement du cycle optimum ci-dessus.

La fin de la détente à 0,04 atmosphère donne une température de 30°.

Or, le cycle de Carnot entre les températures de 500° et 30° donnerait un rendement de :

$$1 - \frac{273 + 30}{273 + 500} = 1 - 0,393 = 0,607$$

soit en chiffres ronds 0,6.

Ce rendement est donc de beaucoup supérieur à celui du cycle de Rankine. Cherchons quelle serait la température supérieure à donner à un cycle de Carnot pour arriver au même rendement que le cycle de Rankine défini ci-dessus.

$$1 - \frac{303}{T} = \eta = 0,45$$

d'où

$$T = 550^\circ \text{ ou } t = 277^\circ.$$

Le cycle de Carnot permettrait donc d'obtenir un rendement beaucoup plus élevé que le cycle de Rankine pour les mêmes limites de température ou bien de réaliser le même rendement que le cycle de Rankine avec une température supérieure beaucoup moindre.

Le cycle de Rankine simple ne donnant pas un rendement très élevé, il convient de rechercher des artifices qui permettent de l'augmenter en le rapprochant de celui du cycle de Carnot.

A cet effet, il est bon de rechercher quelles sont les causes pour lesquelles le rendement du cycle de Rankine: η_R est plus petit que celui de Carnot entre les mêmes températures : η_c .

Le diagramme entropique pour la vapeur d'eau montre immédiatement que deux parties du cycle sont iden-

tiques dans les deux cas : la détente adiabatique et la condensation isothermique.

Le cycle de Carnot impose ensuite une compression adiabatique jusqu'à la température T_s . Or, cette compression est irréalisable car le fluide en A est de l'eau liquide pratiquement incompressible (voir fig. 32).

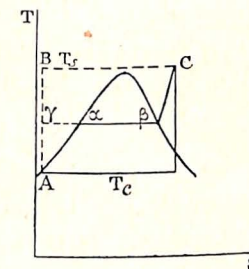


Fig. 32.

Ensuite, partant de B, il faudrait réaliser une détente isothermique.

Les propriétés physiques du fluide dont on dispose s'opposent donc à une meilleure utilisation de la chaleur.

Examinons la valeur du rendement η_R du cycle de Rankine (page 761) :

$$(A) \eta_R = \frac{c(T_a - T_c) + r_a \frac{T_a - T_c}{T_a} - c T_c \log_e \frac{T_a}{T_c}}{c(T_a - T_c) + r_a + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT - T_c \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T}} =$$

$$1 - \frac{r_a \frac{T_c}{T_a} + C T_c \log_e \frac{T_a}{T_c} + T_c \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T}}{C(T_a - T_c) + r_a + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT}$$

tandis que le rendement du cycle de Carnot serait :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_c}{T_s}$$

La différence provient du fait que :

$$\frac{r_a \frac{T_c}{T_a} + C T_c \log_e \frac{T_a}{T_c} + T_c \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T}}{C(T_a - T_c) + r_a + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT} > \frac{T_c}{T_s}$$

$$\frac{\frac{r_a}{T_a} + C \log_e \frac{T_a}{T_c} + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T}}{C(T_a - T_c) + r_a + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT} > \frac{1}{T_s}$$

ou que :

$$T_s > \frac{C(T_a - T_c) + r_a + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} dT}{\frac{r_a}{T_a} + C \log_e \frac{T_a}{T_c} + \int_{T_a}^{T_s} C_{p_a} \frac{dT}{T}}$$

ou :

$$T_s > A.$$

Pour que le cycle de Rankine ait un rendement aussi voisin que possible du rendement de Carnot, il faudrait que A soit aussi voisin que possible de T_s . Or, A est égal au quotient de la chaleur à fournir au fluide pour le faire passer de l'état liquide à température T_c à l'état de vapeur surchauffée à la température T_s pression p_a par l'accroissement d'entropie correspondant. Il conviendrait que c fût aussi faible que possible. Pour l'eau, il est égal à l'unité. Si c était très faible, la portion de

courbe Aa se rapprocherait fortement de AB et la perte spécifique du cycle serait diminuée d'une aire proche de $Aa\gamma$.

Cela étant, il faudrait que l'échauffement soit limité à β , sans surchauffe. On réaliserait ainsi un cycle de rendement théorique très voisin du cycle de Carnot. C'est ce qui se présente pour le mercure.

En effet, sa chaleur spécifique à l'état liquide est 0,0373 B.T.U par degré Fahrenheit et par livre anglaise d'après Sheldon, soit :

$$\frac{0,0373 \times 0,252 \cdot 9}{0,4536 \cdot 5} = 0,0373 \text{ cal./}^\circ\text{C/kg.}$$

La courbe Aa est donc très voisine de la verticale.

Le C_p est égal à 0,02481 d'après Sheldon. La surchauffe ne donnera donc qu'une très faible quantité de chaleur supplémentaire et son intérêt est faible sous le rapport du rendement. Le diagramme du mercure se présenterait comme suit (voir fig. 33) :

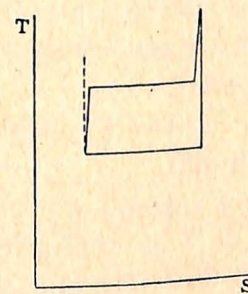


Fig 33.

La surchauffe semble devoir être bannie pour ce qui concerne le mercure. Une surchauffe de 55° ne diminuerait pas l'humidité en fin de détente de plus de 2 % et

elle exigerait un surchauffeur à haute température, présentant le danger de brûler et de donner des fuites.

Le mercure donnerait donc un rendement proche de celui de Carnot entre les mêmes limites de température. Il est malheureusement très malaisé d'avoir une température de condensation très basse, car le mercure sous une pression de 0,034 atmosphère a encore une température de 414° Fahrenheit, soit 212° C. La température inférieure est limitée par le danger des rentrées d'air sous ces faibles pressions. La vapeur de mercure est en effet très oxydable et l'oxyde pourrait obstruer les conduites. De plus, une pompe à air plus importante serait alors nécessaire au condenseur.

Enfin, aux plus faibles pressions, le volume de la vapeur de mercure deviendrait énorme et il serait nécessaire d'établir des sections très grandes pour permettre un débit suffisant.

D'autre part, la température supérieure ne peut dépasser une certaine limite pour les mêmes raisons que celles qui s'opposent à une trop forte surchauffe de la vapeur d'eau. Aussi, malgré ses avantages, le mercure ne pourrait-il donner un rendement dépassant :

$$\eta = 1 - \frac{273 + 212}{273 + 500} = 1 - 0,627 = 0,373$$

en admettant qu'il soit vaporisé à 500° sous une pression non encore atteinte de 8,25 atmosphères et condensé à 212° sous la pression de 0,034 atmosphère. On n'a pas encore réalisé ces conditions.

Le mercure s'échappant au condenseur à haute température sert à porter de l'eau à l'ébullition, la vapeur en provenant servant à son tour à la production de force motrice.

Il s'agit donc d'un cycle mixte : on superpose au diagramme de la vapeur d'eau un cycle à haut rendement au mercure (voir fig. 34).

On parvient ainsi à réduire fortement les pertes spécifiques du cycle par rapport au cycle de Carnot. Remarquons que la vapeur saturée de mercure à 230° possède une chaleur de vaporisation de 127BTU par lbs ou 70 calories par kilogramme.

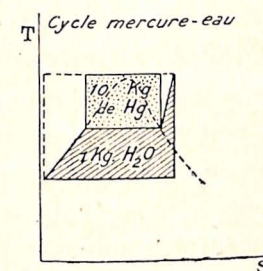


Fig. 34.

Si l'on utilisait cette vapeur de mercure pour la production de vapeur d'eau à 200°, le titre de la vapeur de mercure étant d'environ 0,9, on obtiendrait :

$$\frac{0,9 \times 70}{670 - 30} = \frac{63}{640} = 0,1 \text{ kg.}$$

de vapeur d'eau par kilogramme de mercure vaporisé.

L'installation du condenseur à mercure peut être telle que le mercure condensé descende dans la chaudière par gravité : pour une pression de 4,9 atmosphères à la chaudière, il suffirait que le condenseur soit installé à

$$0,76 \times 4,9 = 4 \text{ m.}$$

au-dessus de la chaudière à mercure.

Le cycle de la vapeur d'eau peut être amélioré par surchauffe et soutirages. C'est ce qui se présente à South-Meadow.

En résumé, le cycle eau-mercure donne le rendement le plus élevé qui fut jamais atteint; on pourra cependant arriver aux mêmes résultats avec la vapeur d'eau seule à haute pression et forte surchauffe avec soutirages. Le prix trop élevé du mercure s'opposerait d'ailleurs à la diffusion du système. L'idée des cycles superposés est néanmoins très intéressante. Il serait encore beaucoup plus avantageux de trouver un autre corps dont les caractéristiques physiques soient telles que la chaleur spécifique à l'état liquide soit faible, dont la détente adiabatique n'amènerait pas de décomposition chimique, ni un excès d'humidité, dont la tension de vapeur ne soit pas trop faible à la température ambiante et dont la température critique serait très élevée. Nous pensons que des chercheurs sont à la poursuite d'un tel corps qui pourrait donner sans grande complication un rendement très élevé.

Il serait bon en plus que la pression correspondant à la température supérieure ne soit pas trop élevée, que ce corps n'attaque pas les métaux usuels, qu'il permette une facile transmission de la chaleur et qu'il ne soit pas trop coûteux. La découverte de ce corps rendrait aux centrales thermiques leur suprématie sur les moteurs à combustion et probablement aussi sur beaucoup de centrales hydrauliques. Il reste à savoir si ce corps idéal existe. En attendant, le seul corps couramment employé est l'eau et il faut bien se borner à l'utiliser au mieux.

B. — Artifices employés pour augmenter le rendement du cycle de Rankine.

A défaut du fluide jouissant des propriétés idéales au point de vue du rendement, on doit s'attacher à améliorer le cycle simple de Rankine.

Deux moyens ont été proposés à cet effet :

- 1° Résurchauffe en cours de détente;
- 2° Soutirages.

1) Résurchauffe en cours de détente.

La surchauffe amène d'heureux effets au point de vue théorique comme nous l'avons vu. Partant d'un cycle de Rankine avec surchauffe, le seul moyen d'augmenter le rendement est d'ajouter des aires dont le rendement propre soit plus élevé que celui du cycle initial simple. Le

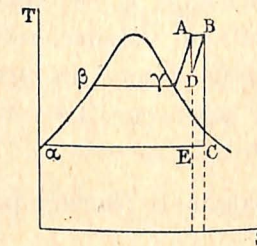


Fig 35.

rendement propre d'une aire additionnelle serait égal au rendement de Carnot si l'on pouvait réchauffer la vapeur au cours de la détente de façon que celle-ci soit une isotherme AB suivie de l'adiabatique BC (voir fig. 35). Il est impossible de réaliser pratiquement une isotherme de détente. Aussi, devra-t-on se borner à effectuer d'abord une détente adiabatique partielle AD, puis une

résurchauffe isobare DB, puis enfin une dernière détente adiabatique BC.

Le cycle additionnel résultant de la résurchauffe EDBC devra avoir un rendement propre plus élevé que le cycle simple $\alpha\beta\gamma AE$. Pour éviter les inconvénients d'une fin de détente en surchauffe, il faudra de plus que le point C se trouve dans la zone saturée du diagramme malgré le réchauffage dû à l'irréversibilité de la détente réelle.

Cette dernière condition pourra limiter la résurchauffe. Si la résurchauffe n'est pas limitée par cette condition, il faudra néanmoins la limiter à environ 500° . Supposons que nous partions d'un cycle initial perfectionné, par exemple, 100 atmosphères 500° . La détente adiabatique recouperait la courbe de saturation à une pression de 10 atmosphères. Une détente réelle jusqu'à 10 atmosphères donnerait de la vapeur surchauffée à cette pression. Restons dans le cas théorique de la détente réversible adiabatique. Résurchauffons à 10 atmosphères jusqu'à 500° puis détendons jusqu'à la pression 0,04 atmosphère au condenseur. Le rendement du cycle simple aurait été de 0,427.

La quantité de chaleur à fournir pendant la résurchauffe est :

$$830 - 663 = 167 \text{ calories.}$$

Le travail supplémentaire dû à la résurchauffe est égal à la différence entre le travail de la détente de dix atmosphères/500° et 0,04 atmosphère et le travail de la détente: 10 atmosphères vapeur sèche et 0,04 atmosphère, soit :

$$270 - 190 = 80 \text{ calories.}$$

Le rendement de la résurchauffe serait donc :

$$\frac{80}{167} = 0,48.$$

Dans ce cas théorique, la resurchauffe serait avantageuse puisque son rendement propre est supérieur au rendement du cycle simple.

La résurchauffe moins poussée serait moins avantageuse comme le montre le diagramme entropique (voir fig. 36).

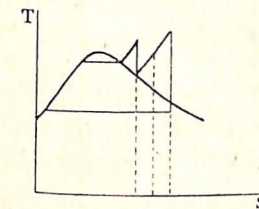


Fig. 36.

Chaque fois que l'on aura à envisager une résurchauffe, il faudra donc se baser sur le diagramme de Mollier pour voir si la résurchauffe est avantageuse au point de vue du rendement.

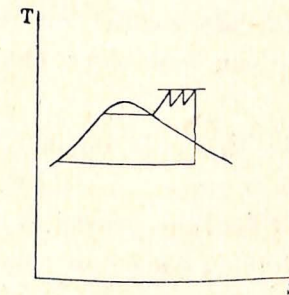


Fig. 37.

Utilisons cette fraction x kg. pour un chauffage à pression constante et supposons que les x kg. d'eau condensée en provenant rentrent dans le cycle en f . La quantité de chaleur à fournir par le foyer sera :

$$(1 - x)aAff' + f'fBCDEd = aABCDd - x \times aAff'$$

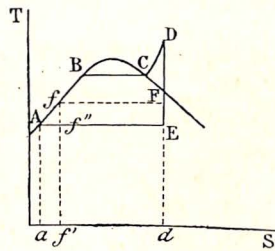


Fig 38

Le rendement des x kg. de vapeur soutirée sera donc de 100 %, tandis que le rendement du $(1 - x)$ kg. de vapeur qui subit la détente totale sera celui du cycle simple de Rankine :

$$\frac{ABCDE}{aABCDEd}$$

Le rendement d'utilisation sera donc accru par le soutirage.

$$\eta = \frac{(1 - x)ABCDE + x \times fBCDF + x \times f'fFd}{aABCDd - x \times aAff'} \quad (1)$$

Les deux premiers termes du numérateur représentant la quantité de chaleur transformée en travail et le troisième terme représentant la chaleur consacrée au chauffage. On peut écrire η comme suit :

$$\eta = \frac{ABCDE - x \times AffE + x \times f'fFd + aAEd - aAEd}{Q_1 - x q_1}$$

en posant $Q_1 = aABCDd =$ chaleur totale à fournir au kg. d'eau pour passer de A en D.

$q_1 = aAff' =$ chaleur totale à fournir au kg. d'eau pour passer de A en f.

$$\eta = \frac{Q_1 - aAff'f' - f'f''Ed + x \times f'f''Ed + Q_1 - xq_1}{x \times f''fFE - x \times Aff'' - x \times f''fFE} = \frac{Q_1 - xq_1}{Q_1 - x \times aAff''f' - (1-x)aAff''f' - Q_1 - xq_1} = \frac{(1-x)f'f''Ed - x \times Aff''}{Q_1 - xq_1} = \frac{Q_1 - xq_1 - (1-x)(aAff''f' + f'f''Ed)}{Q_1 - xq_1} = 1 - \frac{(1-x)aAEd}{Q_1 - xq_1}$$

On peut arriver beaucoup plus rapidement à ce résultat en raisonnant comme suit :

Le rendement total n'est affecté que par la seule perte au condenseur, cette perte étant égale à :

$$(1-x) \times aAEd = (1-x)S_c T_c$$

si nous appelons T_c la température absolue de condensation et S_c l'entropie correspondant à la modification AE.

La chaleur totale à fournir par le foyer par kg. d'eau évoluant est donc :

$$\eta = 1 - \frac{S_c T_c (1-x)}{Q_1 - xq_1}$$

C'est là le rendement que l'on obtiendrait en soutirant x kg. de vapeur à l'état F pour un chauffage indépendant de l'installation motrice. Cette formule a été établie par M. Morimont dans une étude parue dans les annales de l'A.I.G. (premier fascicule 1930) par une méthode beaucoup plus longue et plus compliquée se rapprochant de notre première démonstration.

Le principe de la conservation de l'énergie donne immédiatement le résultat. Il nous indique également que le rendement du cycle de Rankine ($x=0$) est :

$$\eta_R = 1 - \frac{S_c T_c}{Q_1}$$

la seule perte affectant ce cycle étant la perte au condenseur : $S_c T_c$.

La formule :

$$\eta = 1 - \frac{S_c T_c (1-x)}{Q_1 - x q_1}$$

montre que le rendement sera d'autant plus élevé que x sera plus grand. En effet, le facteur x a peu d'influence au dénominateur : il multiplie un terme q_1 toujours assez peu important, tandis qu'au numérateur, il multiplie le terme $S_c T_c$ très important. La formule montre même que η vaudrait 100 % pour $x=1$.

En effet, dans ce cas, il n'y aurait aucune perte au condenseur. Les machines marcheraient alors à contre-pression sans condenseur.

Si la vapeur soutirée sert à réchauffer l'eau d'alimentation, la formule n'est plus la même : le travail n'est pas modifié par kg. de vapeur, mais la chaleur à fournir par kg. de fluide est moindre : le terme $+f'fFd$ du numérateur de (1) passe au dénominateur avec le signe moins.

Cela revient à soustraire une même quantité du numérateur et du dénominateur d'une fraction plus petite que l'unité, ce qui, on le sait, a pour effet de diminuer la valeur de cette fraction : le rendement du soutirage pour réchauffage de l'eau d'alimentation est donc inférieur au rendement du soutirage pour chauffage indépendant. Cela provient du fait que la chaleur récupérée par réchauffage de l'eau d'alimentation est frappée elle-même par une perte au condenseur par sa transformation en énergie mécanique :

$$\eta_s = \frac{(1-x)ABCDE + x \times fBCDF}{aABCDd - x \times aAff' - x \times f'fFd} = \frac{ABCDE - x \times AfFE}{aABCDd - x \times aAfFd} \quad (2)$$

La fraction x kg. soutirée servira à réchauffer $(1-x)$ kg. de l'eau d'alimentation de A en f. Nous supposons que ce réchauffage ramène les x kg. de vapeur de F en f. Il faudra pour cela que la chaleur latente de x kg. de vapeur en F :

$$x \times f'fFd$$

soit égale à la chaleur d'échauffement de $(1-x)$ kg. d'eau de A en f, soit :

$$(1-x) \times aAff'$$

D'où :

$$x \times f'fFd = (1-x) aAff'$$

Cette équation nous permet de calculer x :

$$x = \frac{aAff'}{aAff' + f'fFd} = \frac{aAff'}{aAfFd}$$

$$\eta_s = \frac{ABCDE - \frac{aAff'}{aAffd} \times AfFE}{aABCDd - aAff'} =$$

$$\frac{ABCDE - \frac{aAff'}{aAffd} \times AfFE}{f'fBCDd}$$

Le rendement η_s sera d'autant plus grand que :

$$\frac{aAff' \times AfFE}{aAffd}$$

ou que :

$$\frac{aAff'}{1 + \frac{aAEd}{afFE}} = N$$

sera plus petit et que :

$$f'fBCDd = D$$

sera plus petit.

Si nous faisons le soutirage à une pression plus forte, $aAff'$ croît ainsi que $AfFE$, donc le numérateur de N croît et son dénominateur décroît. N croît donc fortement.

Quant au terme D , il diminue.

Le numérateur et le dénominateur de η_s décroissant simultanément, on ne peut tirer aucune conclusion générale quant à la variation de η_s avec la pression du soutirage.

On peut cependant prouver qu'il existe une pression

de soutirage pour laquelle on obtient le rendement maximum.

Subdivisons notre cycle à soutirage en deux cycles partiels :

1) Celui que réalise la partie non soutirée : $1 - x$ kg. (partie A).

2) Celui que réalise la partie soutirée : x kg. (partie B).

La chaleur à fournir à A est égale à celle qu'il faudrait lui fournir dans un cycle simple de Rankine : $(1 - x) Q$, et son rendement est égal à celui du cycle de Rankine traitant la vapeur entre les mêmes limites (p_a , t_s) et p_c : η_R .

Le travail fourni par A est donc :

$$T_A = \eta_R Q (1 - x)$$

La chaleur à fournir à B est égale à la chaleur que B transforme en travail : $x Q'$. En effet, c'est bien la quantité de chaleur à fournir à x kg. d'eau pour les faire passer de l'état F à l'état D (voir fig. 38).

Le rendement thermique total de B est donc de 100 %.

Le rendement total sera :

$$\eta = \frac{(1 - x) \eta_R Q + x Q'}{(1 - x) Q + x Q'}$$

Le raisonnement tenu ci-dessus pour l'établissement de la formule du rendement d'un cycle de Rankine avec un soutirage est suffisant. Néanmoins, le suivant est plus explicite :

Le travail fourni est incontestablement égal à :

$$(1 - x) \eta_R Q + x Q' \text{ calories}$$

Q' ayant la définition donnée : $Q' = \text{aire } fBCDF$ (voir fig. 38).

Il faut montrer maintenant que la chaleur à fournir au fluide est bien égale à :

$$(1 - x) Q + xQ' \text{ calories.}$$

La chaleur à fournir à la partie non soutirée $(1 - x)$ kg. est bien $(1 - x) Q$ calories, mais la partie soutirée, x kg., lui fournit une quantité de chaleur: $x \times$ aire $f'fFd$ en se condensant.

Le foyer fournit donc seulement à cette partie non soutirée une quantité de chaleur :

$$(1 - x) Q - x \times \text{aire } f'fFd.$$

Mais la partie soutirée est alors condensée à l'état f et le foyer devra lui fournir une quantité de chaleur égale à :

$$x \times \text{aire } f'fBCDd = x \times (\text{aire } fBCDF + \text{aire } f'fFd) = xQ' + x \times \text{aire } f'fFd.$$

Le foyer devra donc fournir par kg. de fluide évoluant une quantité de chaleur égale à :

$$(1 - x)Q - x \times \text{aire } f'fFd + xQ' + x \times \text{aire } f'fFd = (1 - x)Q + xQ' \text{ calories.}$$

C'est bien la valeur du dénominateur de l'expression ci-dessus du rendement η .

Ce rendement est plus grand que celui du cycle de Rankine correspondant :

$$\eta_r \text{ ou } \frac{(1 - x) \eta_r Q}{(1 - x) Q}$$

En effet, si on ajoute un même nombre xQ' aux deux termes d'une fraction inférieure à l'unité, on augmente la valeur de cette fraction.

Par conséquent, le rendement d'un cycle sera toujours accru par le fait d'un soutirage, que celui-ci ait lieu en zone saturée ou en zone surchauffée.

Q représente l'aire $aBCDd$ du diagramme entropique ci-dessous (voir fig. 39). Q' représente l'aire $fBCDF$.

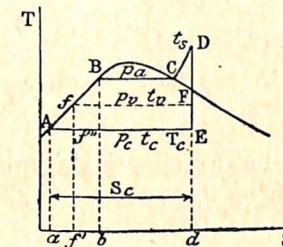


Fig. 39.

Nous avons vu que :

$$x = \frac{aAff'}{aAfFd}$$

Supposons que le soutirage s'effectue à la pression p_a . On aurait :

$$x = \frac{aABb}{aABCDd}$$

et le rendement global deviendrait :

$$\eta = \frac{(1 - x) \eta_r Q + x Q'}{(1 - x) Q + x Q'} = \frac{(1 - x) \eta_r Q}{(1 - x) Q} = \eta_r$$

car Q' est nul dans ce cas, la fraction soutirée ne fournissant aucun travail puisqu'elle ne subit aucune détente. Donc le soutirage nul à la pression p_c (cycle simple de Rankine) et le soutirage à la pression p_a donnent le même rendement η_r ; un soutirage à une pression intermédiaire quelconque donne un rendement supérieur à η_r .

Par suite, il existe une certaine pression p comprise entre p_a et p_c pour laquelle le soutirage donnera son rendement maximum

Comment pourra-t-on trouver cette pression?

Le rendement est donné par la formule :

$$\eta = \frac{(1-x) \eta_r Q + x Q'}{(1-x) Q + x Q'} = \frac{\eta_r Q + \frac{x}{1-x} Q'}{Q + \frac{x}{1-x} Q'}$$

Pour des conditions données à l'admission (p_a, t_s) et à l'échappement, (p_c), η_r et Q sont fixés, de même que la fraction $\eta_r Q/Q$.

Cela étant, la fraction η sera d'autant plus grande et plus proche de l'unité que $\frac{x}{1-x} Q'$ sera plus grand.

On peut le montrer plus simplement encore par le principe de la conservation de l'énergie.

La chaleur à fournir à l'eau par kg. est :

$$Q(1-x) + xQ'$$

La seule perte théorique est la perte au condenseur :

$$S_c T_c (1-x)$$

car $S_c T_c$ est la chaleur latente totale d'un kg. de vapeur à l'état E. Le rendement est donc :

$$\eta = 1 - \frac{S_c T_c (1-x)}{Q(1-x) + xQ'} = 1 - \frac{S_c T_c}{Q + \frac{x}{1-x} Q'}$$

S_c, T_c et Q étant fixes pour des conditions données à l'admission (p_a, t_s) et à l'échappement (p_c). Donc η sera

maximum lorsque $\frac{x}{1-x} Q'$ sera maximum.

Le diagramme de Mollier donne immédiatement $Q = Q_D - t_c, S_c$ et T_c ainsi que Q' en fonction de la pression du soutirage p_v .

$$Q' = D_D - Q_F \quad S_c T_c = Q_E - t_c$$

On calcule aisément x :

$$x = \frac{aAff'}{aAfFd}$$

sur le diagramme entropique. Sur le diagramme de Mollier on a (voir fig. 40) :

$$x = \frac{t_v - t_c}{Q_F - t_c} \text{ et } \frac{1}{x} = \frac{Q_F - t_c}{t_v - t_c}$$

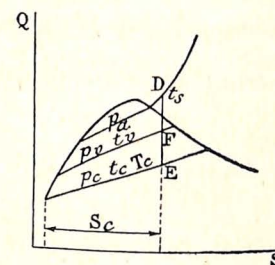


Fig. 40.

On en déduit :

$$\frac{x}{1-x} = \frac{1}{1} = \frac{1}{\frac{Q_F - t_c}{t_v - t_c}} = \frac{t_v - t_c}{Q_F - t_c}$$

On peut donc tracer le diagramme de Q' et celui de $x/(1-x)$ en fonction de p_v . On trace ensuite la courbe de

$\frac{x}{1-x}Q'$ en fonction de p_v et on lit la valeur de p_v correspondant au maximum de cette courbe. C'est aussi la valeur qui donne le rendement maximum que l'on trouve immédiatement par la formule :

$$\eta = 1 - \frac{S_c T_c}{Q + \frac{x}{1-x}Q'}$$

$\frac{x}{1-x}Q'$ se lisant sur la dernière courbe tracée.

Si l'on effectue plusieurs soutirages, on conçoit que le rendement maximum soit obtenu pour une certaine combinaison des pressions qu'il faudra rechercher.

Chiffrons le rendement d'un cycle avec un soutirage agencé comme suit :

$$p_a = 100 \text{ kg./cm}^2;$$

$$t_s = 500^\circ;$$

$$p_v = 9,5 \text{ kg./cm}^2;$$

$$p_c = 0,04 \text{ kg./cm}^2.$$

La vapeur étant sèche à 9,5 kg./cm², sa chaleur latente

$$662 - 173 = 489 \text{ calories/kg.}$$

et sa température de 173°.

D'où :

$$489 x = (1 - x)(173 - 30) = 143 - 143 x$$

$$x = 0,227 \text{ kg.}$$

Le rendement sera (formule 2 p° 37) :

$$\eta = \frac{332 - 0,227 \times 188}{778 - 0,227 \times 632} = \frac{332 - 43}{778 - 143} = \frac{289}{635} = 45,5 \%$$

alors que le rendement du cycle de Rankine simple n'était que de 42,7 %.

Le soutirage accroît donc le rendement de 2,8 % dans ce cas.

On pourrait effectuer le réchauffage de l'eau d'alimentation d'une façon plus économique encore. En effet, la chaleur latente de vaporisation de la vapeur humide varie peu avec la pression au cours d'une détente adiabatique. Ainsi, la détente à partir de vapeur saturée sèche à 9,5 kg./cm² donne les chaleurs latentes suivantes :

$$9,5 \text{ kg./cm}^2 \quad 662 - 175 = 487 \text{ cal./kg. à } 175^\circ$$

$$5 \text{ kg./cm}^2 \quad 635 - 150 = 485 \text{ cal./kg. à } 150^\circ$$

$$1 \text{ kg./cm}^2 \quad 569 - 100 = 469 \text{ cal./kg. à } 100^\circ$$

$$0,2 \text{ kg./cm}^2 \quad 518 - 60 = 458 \text{ cal./kg. à } 60^\circ$$

Supposons que l'on parte d'un kg. d'eau condensée à 0,04 atm. (30°). On peut réchauffer cette eau à 60° soit par 30/458 kg. de vapeur à 0,2 kg./cm², soit par 30/487 kg. de vapeur à 9,5 kg./cm².

Le bénéfice du réchauffage par un soutirage à plus basse pression a donc une double cause : il exige plus de vapeur qui, par sa détente plus poussée, a donné plus de travail.

La variation de chaleur latente est d'ailleurs faible pendant une détente adiabatique. On pourra donc admettre sensiblement que, quelle que soit la pression, un même poids de vapeur produira le même effet de réchauffage de l'eau.

Ce que nous voulons obtenir, c'est que l'eau soit réchauffée à 175° (température de saturation à 9,5 atmosphères). L'eau devra donc posséder à ce moment une chaleur interne de 175 calories; cette eau provient de la condensation à plusieurs pressions.

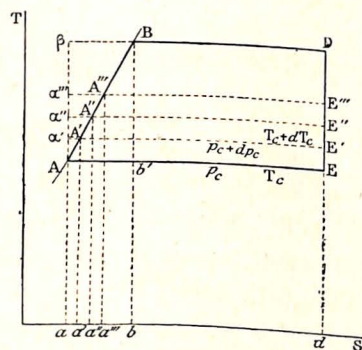


Fig. 41.

Plus la fraction de cette eau condensée à basse pression est grande, plus le travail fourni par sa détente est grand et plus le rendement est élevé. On obtiendrait donc le rendement maximum par un prélèvement continu à partir du moment où la courbe de saturation est recoupée.

Voyons quel serait ce rendement optimum en supposant que le cycle utilise de la vapeur saturée en D (voir fig. 41).

La chaleur de vaporisation à fournir par le foyer sera $bBDD$ par kg. de vapeur.

La quantité infinitésimale de vapeur soutirée à la pression $p_c + dp_c$ sert à réchauffer l'eau du condenseur de la température T_c à la température $T_c + dT_c$ correspondant à la pression $p_c + dp_c$.

Pour cela, il faut que :
 $aAA'a' = \text{aire } (a'A'E'd) \times \text{par la quantité soutirée } (dm)$
 $aAA'a' = a'A'E'd \times dm.$

Ensuite :

$$(1 + dm)a'A'A''a'' = a''A''E''d \times dm'$$

Puis :

$$(1 + dm + dm')a''A''A'''a''' = a'''A'''E'''d \times dm''$$

et ainsi de suite jusqu'au point B.

Le travail fourni sera :

$$AA'E'E + (1 + dm)A'A''E''E' + (1 + dm + dm')A''A'''E'''E'' + \dots$$

Chaleur fournie par le foyer :

$$(1 + \int_A^B dm) b B D d$$

Le rendement sera donc :

$$\eta = \frac{AA'E'E + (1+dm)A'A''E''E' + (1+dm+dm')A''A'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

Remplaçons δm et dm' par leurs valeurs :

$$\eta = \frac{A.A'E'E + \left(1 + \frac{aAA'a'}{a'A'E'd}\right) A'A''E''E' + \left[1 + \frac{aAA'a'}{a'A'E'd} + \frac{a'A'A''a'' \times \left(1 + \frac{aAA'a'}{a'A'E'd}\right)}{a'A'E'd}\right] \times A''A'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

$$\eta = \frac{AA'E'E + \left(1 + \frac{aa'}{a'd}\right) A'A''E''E' + \left[1 + \frac{aa'}{a'd} + \frac{a'A'A''a'' \left(1 + \frac{aa'}{a'd}\right)}{a'A'E'd}\right] A''A'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

$$\eta = \frac{AA'E'E + \frac{ad}{a'd} (A'A''E''E') + \left(\frac{ad}{a'd} + \frac{a'A'A''a'' \times \frac{ad}{a'd}\right) A''A'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

$$\eta = \frac{A\alpha'E'E + \alpha\alpha''E''E' + \left(\frac{ad}{a'd} + \frac{a'a''}{a'd} \times \frac{ad}{a'd}\right) A''A'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

En confondant à la limite $AA'E'E, A' A'' E'' E', etc.$ avec les rectangles de mêmes hauteurs ayant pour bases $AE, A'E', etc.$:

$$\eta = \frac{A\alpha''E''E' + \frac{ad}{a'd} \left(1 + \frac{a'a''}{a'd}\right) A''A'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

$$\eta = \frac{A\alpha''E''E' + \frac{ad}{a'd} \times \frac{a'd}{a''d} A''A'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

$$\eta = \frac{A\alpha''E''E' + \frac{ad}{a''d} \times A''A'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

$$\eta = \frac{A\alpha''E''E' + \alpha''\alpha'''E'''E'' + \dots}{(1 + \int_A^B dm) b B D d}$$

On voit que dm est représenté par $\frac{aa'}{a'd}$, $dm + dm'$ par

$$\frac{ad}{a''d} - 1 = \frac{aa''}{a''d} \text{ et que } \int_A^B dm \text{ sera représenté par } \frac{ab}{bd}$$

D'où :

$$\eta = \frac{A\beta - E}{\left(\frac{ab}{bd} + 1\right) b B D d} = \frac{A\beta DE}{\frac{ad}{bd} \times b B D d} = \frac{A\beta DE}{a\beta D d}$$

Le rendement est donc alors exactement égal au rendement du cycle de Carnot entre les mêmes températures : $1 - \frac{T_c}{T_a}$.

La quantité de vapeur qui évolue est donc :

$$1 + \frac{ab}{bd} \text{ kg. et le travail fourni } A\beta DE.$$

Chaque kg. de fluide évoluant fournit donc un travail :

$$\frac{A\beta DE}{ab} = A\beta DE \times \frac{bd}{ad} = b'BDE$$

$$1 + \frac{bd}{ad}$$

Le cycle de Rankine donnait un travail par kg. de $ABDE > b'BDE$.

Pour obtenir le même travail avec soutirage que sans soutirage, il faudra donc vaporiser un plus grand poids d'eau, mais le rendement sera plus élevé que sans soutirage.

Dans le cas considéré précédemment (détente de 9,5 à 0,04 kg./cm²), le rendement avec soutirage continu serait :

$$1 - \frac{273 + 30}{273 + 175} = \frac{145}{448} = 32,4 \%$$

au lieu de :

$$\frac{662 - 475}{662 - 30} = \frac{187}{632} = 29,6 \%$$

pour le cycle de Rankine correspondant.

Par contre, pour obtenir un même travail de 187 calories, le cycle de Rankine n'exige qu'un kg. de vapeur tandis que le cycle avec soutirage continu produisant un travail de $0,324 \times 481,4 = 156$ calories exige

$$\frac{187}{156} = 1 \text{ k. 2 de vapeur.}$$

156

(à suivre)

NOTES DIVERSES

Aperçu sur l'activité des mines de houille du bassin du Nord de la Belgique au cours du premier semestre 1935

PAR

M. J. VRANCKEN,

Ingénieur en Chef-Directeur du 10^e arrondissement des Mines,
à Hasselt.

1. — CONCESSION DE BEERINGEN-COURSEL

Siège de Kleine Heide, à Coursel.

Travaux préparatoires de reconnaissance.

Au *Nord*, la longueur du bouveau Nord première direction, à 789 mètres, a été maintenue à 1.574^m,35. Celle de son correspondant à 727 mètres a augmenté de 35^m,50 et atteignait ainsi 1.078^m,65.

Au *Sud*, le travers-bancs Sud-Est n° 3 à 789 mètres a été prolongé de 166^m,20, ce qui porte sa longueur totale à 1.667^m,20. Le correspondant à 727 mètres est resté arrêté momentanément à la recoupe de la veine 70; sa longueur atteint 1.212 mètres.

Les bouveaux Sud première direction à 727 mètres et deuxième direction à 789 mètres ont avancé respectivement de 183^m,60 et 141^m,80, ce qui porte leur longueur totale à 330^m,60 et 293^m,40.

A l'*Est*, les travers-bancs Est à 789 mètres et 727 mètres ont avancé respectivement de 145^m,70 et 63^m,40, ce qui porte leur longueur totale à 2.242^m,90 et 1.858^m,60. Le dernier a recoupé la couche 57 en une laie de 0^m,80 de puissance, la couche 56 sous une ouverture de 0^m,85 dont 0^m,78 de charbon, la troisième faille de l'*Est* et, enfin, au delà de cette faille, une couche de 3^m,22 d'ouverture dont 1^m,74 de charbon, non encore dénommée.