

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 43/44 (1904)
Heft: 9

Artikel: La Turbine à gaz - Son rendement
Autor: Barbezat, Alfred
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-24776>

Nutzungsbedingungen

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

Conditions d'utilisation

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

Terms of use

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

Download PDF: 13.01.2026

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

und die dazwischen liegenden Betonfelder einfach gestrichen wurden.

Olbrichs Zimmer im Eckhause sind von gleich vortrefflicher Wirkung. Die weissgelbe Stimmung des Speisezimmers mit seinen einfachen, struktiven Möbeln aus lichtgelbem Kiefernholz und die blaugrauen Wände des daneben

Die neue St. Paulskirche in München.

Erbaut von Professor Georg von Hauberisser in München.

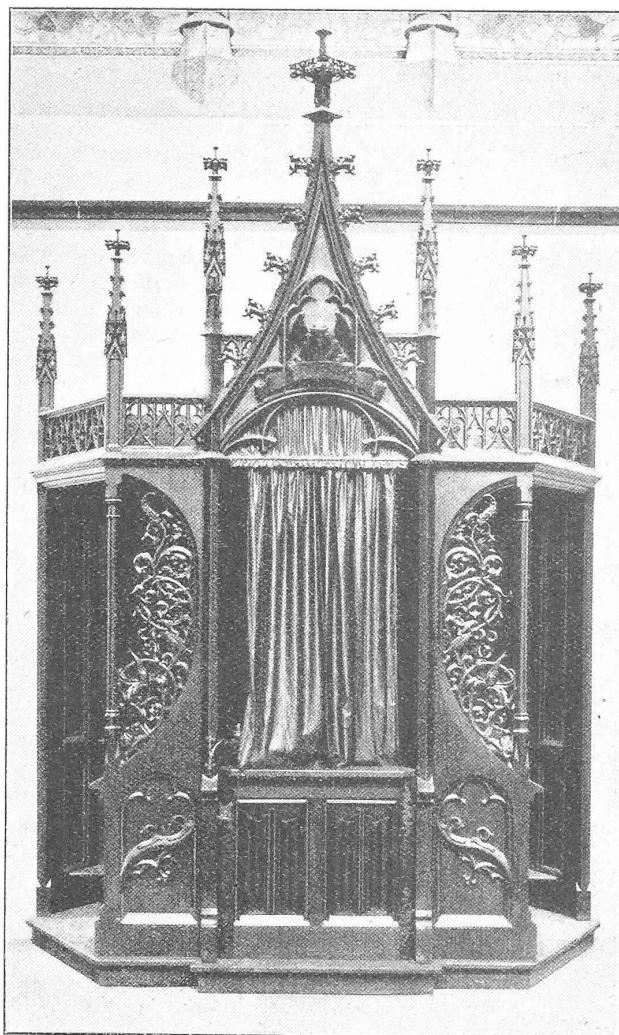


Abb. 6. Ansicht eines Beichtstuhles.

liegenden Wohnzimmers mit olivfarbenen Möbeln, grauem Teppich und gelbem Vorhang vor der grossen Bogenöffnung, alles wirkt einfach und zweckdienlich, sowie klar und abgewogen in der Farbe. Etwas reicher und naturgemäß auch teurer in der Ausstattung ist das Billardzimmer ausgefallen, dessen Möbel in dunkelbraunem Holz mit warmgrauen Leder und Stoffbezügen und dessen Wände in grün ausgeführt sind. Den freundlichen Eindruck seiner Zimmer versteht Olbrich durch geschickt gewählten Blumenschmuck in schönen Vasen allenthalben zu steigern. Auffallend hingegen ist das gänzliche Fehlen von Bildern in seinen Räumen, obwohl gerade seine wohltuende, ruhige Wandbehandlung eine besonders geeignete Folie für Gemälde abgeben würde.

Zwei weitere Zimmer dieses Eckhauses sind von Paul Haustein, dem jüngsten Mitgliede der Kolonie eingerichtet worden. Seine Möbelformen sind struktiv gut, manchmal an Pankok erinnernd, seine koloristische Behandlung feinfühlig abgewogen. Im Empfangszimmer herrscht ein sattes Blau-Grau vor, womit die Töne des polierten Birnbaumholzes der Möbel und das helle Graublau der Ecksofa-

Bespannung in feiner Harmonie stehen. Das Wohnzimmer zeigt auf graugrüner Wand eine in Rüsterholz und Mahagoni ausgeführte Möblierung mit roter Polsterung. Die Decken sind flach gehaltene, einfach gegliederte weisse Stuckdecken mit hohen weissen Friesen. Auch im dritten Gebäude, dem blauen Hause hat Haustein zwei Räume ausgestattet. Sein Speisezimmer mit lichtgelber Einrichtung und ganz einfachen Vertäfelungen macht mit den weissen Wänden und weissen Feldern der Balkendecke einen fast farblosen, reinlich-heitern Gesamt-Eindruck. Dagegen vereinigt Haustein in seinem Schlafzimmer eine dunkelgrau-grüne Wand mit rötlichgelben Möbeln, rotem Boden und orangefarbigen Vorhängen zu kräftiger, eindrucksvoller Wirkung.

Der Maler *J. V. Cissarz* schliesslich hat im blauen Haus in drei Zimmern seine Begabung zum Innenraum-Künstler dargetan. Im Empfangszimmer erreicht er mit seiner in ihren Mitteln sehr wälderischen Kunst den Eindruck grosser Noblesse. Die hohe mattschwarze Vertäfelung ergibt mit den davorstehenden Möbeln in goldbraunem Satinholz einen guten koloristischen Akkord, der für manchmal etwas gesuchte Möbelformen entschädigt. Das Herrenzimmer ist auf blossgrau, tabakbraun und rot gestimmt und weist sehr schöne Stickereien und Applikationsarbeiten auf. Noch mehr und reicher ist derartiger Schmuck in dem anstossenden Schlafzimmer verwendet. Hier lassen die ruhigen Töne von Gelb und Grau das angewandte Material, poliertes Ahornholz mit Buchsbaum-Intarsien und die graue Seide von Wandbehang und Kissen mit ihren Applikationsarbeiten besonders stark zur Geltung kommen.

So erscheint denn die Aufgabe, die der Grossherzog der neuen Ausstellung in richtiger Erkennnis dessen, was uns heute not tut, gestellt hat, von Professor Olbrich und den übrigen Künstlern der Kolonie glänzend gelöst worden zu sein. Die Liebe und Sorgfalt des künstlerischen Entwurfes, ebenso wie der handwerklichen Ausführung befriedigen jede billige Forderung und geben der Häusergruppe den Charakter anheimelnder Behaglichkeit, die auch mit nur geringen Mitteln erworben werden kann.

La Turbine à gaz. — Son rendement.

Par Alfred Barbezat, ingénieur.

Jusqu'à ces dernières années on ne connaissait que deux genres de moteurs thermiques industriels: l'un plus ancien, plus simple et moins économique, *la machine à vapeur*; l'autre plus nouveau, plus délicat et plus économique, *le moteur à gaz*. Les récents succès de la *turbine à vapeur* ont conduit à la recherche de son moteur correspondant, la *turbine à gaz*.

Deux ingénieurs français, MM. Armengaud et Lemale de Paris ont en particulier construit et expérimenté une turbine à combustion de leur système, fonctionnant au pétrole, depuis un an et demi dans les ateliers de la Société des Turbomoteurs à Saint-Denis.

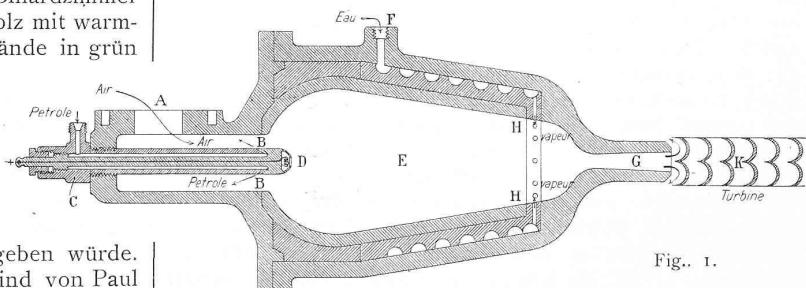


Fig. 1.

Au cours de la discussion des résultats obtenus avec leur première turbine et en élaborant le projet d'une seconde machine, j'ai pu me rendre compte quantitativement de l'avenir d'une telle turbine. Je crois intéresser quelques collègues en leur faisant part très brièvement des résultats.

1. L'invention de ces deux Messieurs a pour but de réunir les avantages énormes du moteur à gaz: suppression de la chaudière et amélioration du rendement économique, avec les qualités propres à la turbine à vapeur: encombrement réduit, légèreté, simplicité résultant d'un seul mouvement uniforme et facilité merveilleuse de mise en marche et de régulation.

Leur turbine comprend en principe une chambre de combustion (fig. 1) alimentée: 1^o en *A* par un courant continu d'air, comprimé par un ventilateur à haute pression calé sur l'arbre de la turbine; 2^o en *B* par un jet continu de pétrole sous pression qui se mélange intimement à l'air et qu'on enflamme au moyen d'une bougie électrique *D* et qui en brûlant développe en *E*, une température d'environ 1800° C; 3^o en *H* par un jet continu de vapeur d'eau à débit réglable, qui permet d'obtenir un mélange gazeux à n'importe quelle température inférieure à 1800° C, et capable après détente dans la tuyère *G*, d'actionner une roue *K* à aubes convenablement rafroidies.

La figure 2 représente le diagramme d'une telle turbine à combustion. L'énergie nécessaire au ventilateur annexe pour comprimer 1 kg d'air de l'état *A* à l'état *B* est représentée théoriquement par la surface *OABC* et effectivement par la surface *O A₁ B₁ C*. En réchauffant de 1800° C et à pression constante cette masse d'air par l'introduction de pétrole dans la chambre de combustion de la fig. 1, son volume augmente de *CB* à *CD* (fig. 2).

L'introduction de la vapeur d'eau a pour effet d'une part, d'abaisser la température, donc de diminuer le volume du kilogramme d'air considéré de *CD* à *CD₁*, d'autre part d'augmenter par sa masse le volume du kilogramme qui de *CD₁* devient *CE*.

L'énergie théoriquement disponible à la sortie de la chambre est donnée par *OEEC*. En tenant compte du rendement de la turbine et du travail absorbé par le compresseur, il reste la surface *A₁ E₁ E₁ B₁* comme énergie effectivement disponible.

Nous allons examiner de plus près le cycle de la figure 2 et à cet effet nous rappellerons d'abord les lois principales de la combustion.

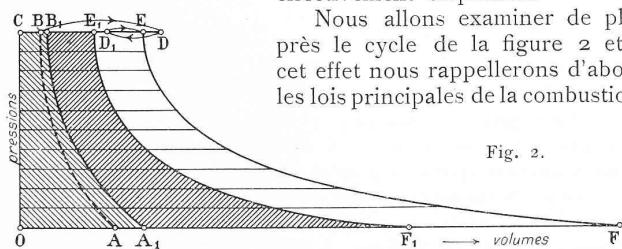


Fig. 2.

2. En faisant brûler du pétrole dans l'air, le carbone *C* et l'hydrogène *H* qu'il contient, se transforment en acide carbonique *CO₂* et en vapeur d'eau *H₂O*. Ces réactions sont accompagnées d'un dégagement de chaleur connu et qui nous permet de calculer le pouvoir calorifique moyen du pétrole ordinaire employé et contenant par kilogramme

$$851 \text{ gr de } C, \\ 142 \text{ " } H, \\ 7 \text{ " } O.$$

On sait que 1 kg de carbone en brûlant complètement à l'état de *CO₂* dégage 8100 cal. et que 1 kg d'hydrogène libre en brûlant complètement à l'état de *H₂O* dégage 29 000 cal. Comme d'autre part, 2 gr de *H* se combinent à 16 gr de *O* pour donner 18 gr de *H₂O* et que 12 gr de *C* se combinent à 32 gr de *O* pour donner 44 gr de *CO₂*, le kg de pétrole contiendra:

$$142 - \frac{7}{8} = 141,1 \text{ gr} \\ \text{d'hydrogène libre et son pouvoir calorifique sera:} \\ P = 0,851 \times 8100 + \\ + 0,1411 \times 29000 = \\ = 81100 \text{ cal.}$$

La quantité de *O* nécessaire à la combustion complète de 1 kg de pétrole sera:

$$0,851 \times \frac{32}{12} + 0,142 \times \\ \times \frac{16}{2} = 0,007 = 3,4 \text{ kg.}$$

L'air renfermant en poids environ 23% de *O* et 77% d'*Az*, il faudra par kg de pétrole $\frac{3,4}{0,23} = 15$ kg d'air, avec 20% d'air en excès, 18 kg d'air.

Dans nos essais l'excès d'air était toujours inférieur à ce chiffre que nous maintenons cependant par raison de sécurité et pour tenir en réalité très petit, du

compte du travail de compression, de pétrole et de l'eau d'injection, que nous négligerons dans la suite.

Le résultat de la combustion de 1 kg de pétrole dans 18 kg d'air sera:

$$15 \times 0,77 = 11,59 = 61 \% \text{ Az} \\ 0,851 \times \frac{44}{12} = 3,13 = 16,5 \% \text{ CO}_2 \\ 0,142 \times \frac{9}{1} = 1,28 = 6,7 \% \text{ H}_2\text{O} \\ \text{Excès} = 3,00 = 15,8 \% \text{ Air} \\ \text{Total } 19 \text{ kg } 100 \text{ %}$$

On peut en déduire la chaleur spécifique des gaz brûlés et leur température de combustion.

3. Nous admettrons que les chaleurs spécifiques à pression constante *C_p* sont variables avec la température et pour les gaz qui nous intéressent données par les relations: *C_p(Az) = 0,230 + 0,0000368 T* pour 1 kg d'air où d'*Az*. *C_p(CO₂) = 0,199 + 0,0000860 T* " " " *CO₂*. *C_p(H₂O) = 0,492 + 0,000130 T* " " " *H₂O*.

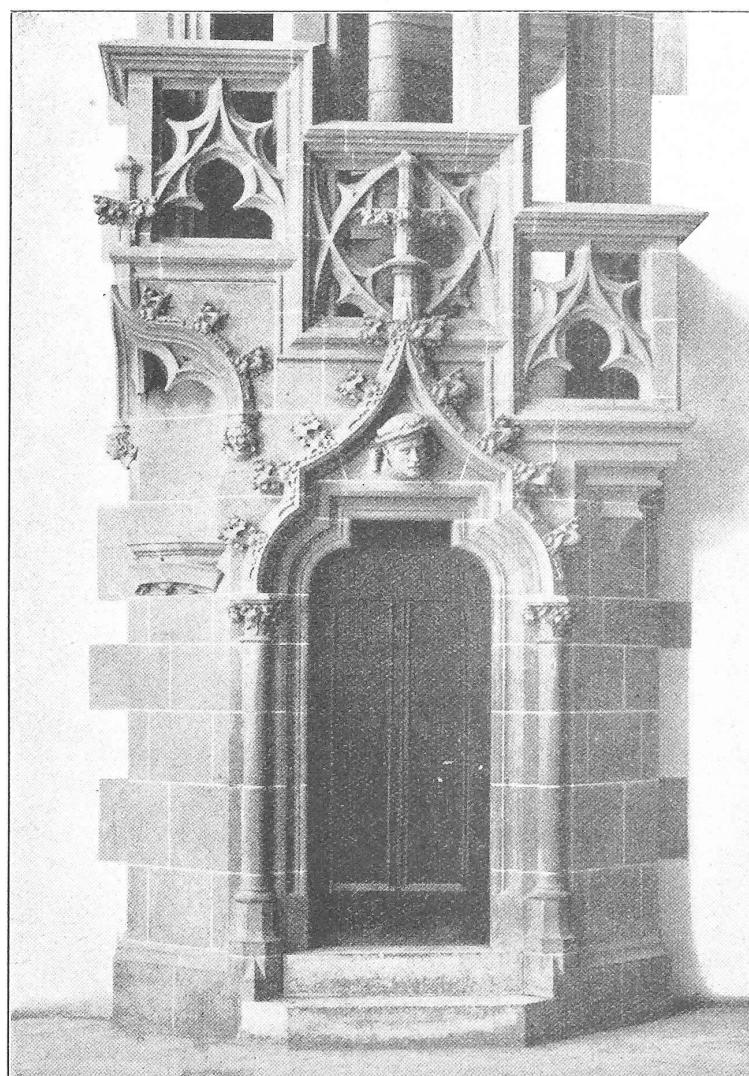


Abb. 3. Eingang zur Turmtreppe im Chor der Kirche.

Les gaz résultant de la combustion et formés par 6,7 % de H_2O , 16,5 % de CO_2 et 76,8 % d'Az et d'air auront pour chaleur spécifique:

$$C_p = 0.768 C_p(Az) + 0.165 C_p(CO_2) + 0.067 C_p(H_2O) \\ = 0.245 + 0.000051 T.$$

Le nombre de calories Q , contenues à t degrés dans 1 kg de gaz brûlés étant égal à $\int_0^t C_p dt$, est représenté par la courbe

$$Q = 0,245 T + 0,000051 \frac{T^2}{2} \text{ en } OA \text{ de la fig. 4.}$$

La température de combustion détermine le point terminus de la courbe $O A$. Elle s'obtiendra en considérant que 1 kg de gaz brûlés contient avant la combustion :

$\frac{1}{19} = 5,36\%$ ou $53,6$ gr de pétrole équivalents à:
 $0,0536 \times 11\,000 = 589,6$ calories.

Cette chaleur pourra réchauffer le kg de gaz jusqu'à t degrés, t étant déterminé par la relation $Q_t = 589,6$.

Donc le point d'intersection A d'une parallèle menée à l'axe des températures à la distance 589,6 calories avec la courbe des Q détermine la température de combustion, dans notre cas 1920°C.

En admettant que les pertes par rayonnement augmentent proportionnellement à la température et atteignent 10 % à 2000 °C, la température de combustion devient 1777 °C, c'est à dire l'abscisse du point *B*.

La figure 4 fait voir comment la position du point B est influencée: par un réchauffage préalable de l'eau d'injection, c'est la droite OO_1 qui se déplace parallèlement à elle-même vers les calories croissantes, par un réchauffage de l'air de combustion qui relève la droite AA_1 , par une diminution du % d'air en excès, B se déplace dans le sens BA sur la courbe des Q etc.

Pour abaisser cette température à un degré voulu nous mélangeons ces gaz avec une certaine quantité d'eau que nous allons calculer.

4. A cet effet construisons également en fonction de la température, comme nous venons de le faire pour le kg de gaz résultant de la combustion, la courbe des calories contenues à t^0 dans $1\ kg$ de vapeur d'eau. Les ordonnées seront la somme de la chaleur nécessaire au réchauffement de l'eau q , de la chaleur latente de vaporisation r et de la chaleur nécessaire au réchauffement de la vapeur surchauffée. C'est à dire que pour une température quelconque t , la chaleur totale Q , contenue dans $1\ kg$ de vapeur aura pour expression:

$$Q = q + r + \int_{t_c}^t C_p dt, \text{ où } \int_0^t C_p dt = 0,529 t + 0,000130 \frac{t^2}{2}$$

en traçant des courbes parallèles à $\int_0^t C_p dt$ par les points de saturation M et N (fig. 4), les ordonnées de celles-ci comptées à partir de OO_1 , donneront la somme Q . Le terme q est représenté par les ordonnées de la droite OPQ , r par la distance PM ou QN , et $\int_t^s C_p dt$ par les ordonnées des courbes MR

ou NS , comptées à partir des parallèles à l'axe des t menées par M ou N . Ces courbes sont différentes suivant la pression à laquelle se produit l'évaporation. Nous avons tracé celles qui correspondent à 1 et à 10 atm., pour faire voir que la différence entre elles est assez petite pour qu'on puisse les confondre en une seule courbe moyenne et profiter des grandes simplifications qui résulteront dans la suite.

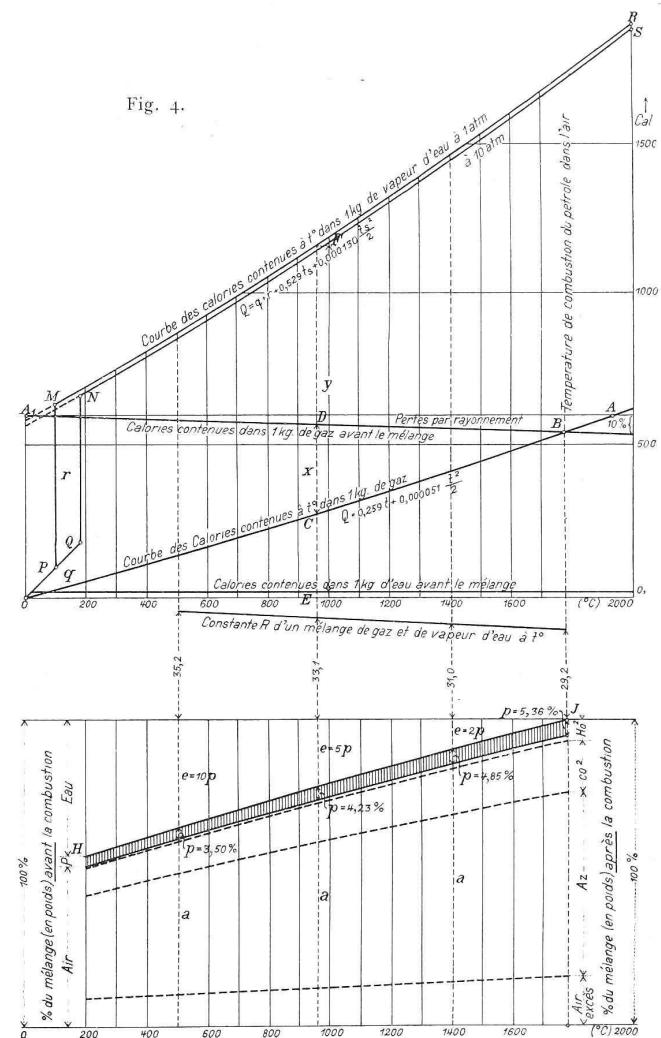
Connaissant donc d'une part, les calories contenues dans 1kg de gaz brûlés à t^0 et d'autre part les calories contenues dans 1kg de vapeur d'eau à t^0 , il sera facile d'établir en $\%$ la composition du mélange devant avoir une température donnée d'avance.

Pour obtenir par exemple un mélange à 960°C (fig. 4):

X représente le nombre de calories perdues par 1 kg de gaz brûlés, en passant de 1777°C à 960°C ,

Y représente le nombre de calories gagnées par 1 kg d'eau en passant de 0°C à 96°C .

La composition du mélange se déduira des trois relations suivantes où a désigne le nombre de kg d'air, p le nombre de kg de pétrole, e le nombre de kg d'eau, contenus dans 1 kg du mélange.



On aura

$$\begin{aligned}
 a + p + e &= 1 \\
 a &= 18 \cdot p \\
 (a + p) \cdot X &= e \cdot Y \quad \text{d'où} \\
 e &= \frac{X}{X+Y} \quad p = \frac{1-e}{19} \quad a = 18 \cdot p
 \end{aligned}$$

Nous avons ainsi calculé quelle devait être la proportion d'air d'eau et de pétrole à introduire dans la chambre pour obtenir en amont de la tuyère une température donnée d'avance. Ces résultats sont enregistrés par les courbes JH de la fig. 4. Cette figure montre également ce que deviennent ces quantités a , p et $e \%$ introduites dans la chambre, après la combustion. La vapeur représente toujours les mêmes $\%$ du total au-dessus de HJ . Les $\%$ restant au-dessous de HJ et formés avant la combustion par $\frac{1}{19}$ de pétrole et $\frac{18}{19}$ d'air sont remplacés par $6,7 \%$ de H_2O , $16,5 \%$ de CO_2 , 61% d' Az et $15,8 \%$ d'air, comme nous l'avons vu précédemment.

La figure 4 nous fait ainsi connaître la composition des gaz une fois brûlés et mélangés à la vapeur d'eau pour n'importe quelle température que nous nous donnerons. Elle nous permettra également de déterminer la chaleur spécifique C_p et la constante R des gaz tels que nous les utiliserons dans la turbine, puisque:

$$R = \frac{1}{10} Az \cdot 30,1 + \frac{1}{10} H_2O \cdot 46,9 + \frac{1}{10} CO_2 \cdot 19,2$$

$$+ \frac{1}{10} \text{air} \cdot 29,4$$

$$C_p = \frac{1}{10} Az \cdot C_p(Az) + \frac{1}{10} H_2O \cdot C_p(H_2O) +$$

$$+ \frac{1}{10} CO_2 \cdot C_p(CO_2) + \frac{1}{10} \text{air} \cdot C_p(\text{air}).$$

Par exemple pour une température dans la chambre de:

T	R	C _p
2050	29,2	0,245 + 0,000051 T
1675	31,0	0,266 + 0,000060 T
1233	33,1	0,303 + 0,000068 T
775	35,2	0,333 + 0,000079 T

Ces résultats vont nous permettre d'obtenir par interpolation le rendement économique des turbo-moteurs pour n'importe quelle température à l'échappement et n'importe quelle pression initiale.

5. Dans ce but cherchons d'abord le nombre de calories que peuvent céder nos différents mélanges de gaz en se détendant adiabatiquement, comme c'est le cas dans notre turbine, (où la détente s'opère dans un temps très court et où nous négligerons le réchauffement du fluide dû au frottement), d'une pression donnée à la pression atmosphérique.

Connaissant la chaleur spécifique, nous connaîtrons les calories contenues dans 1 kg de gaz à une température quelconque, elles seront données par l'expression

$Q = \int_0^T C_p dt$ et pour un mélange à

$T = 2050$ données par la courbe $Q = 0,245 T + 0,0000255 T^2$

$T = 1675 \quad \gg \quad \gg \quad \gg \quad Q = 0,266 T + 0,0000300 T^2$

$T = 1233 \quad \gg \quad \gg \quad \gg \quad Q = 0,303 T + 0,0000342 T^2$

$T = 775 \quad \gg \quad \gg \quad \gg \quad Q = 0,333 T + 0,0000396 T^2$

Ces courbes sont représentées sur la droite de la fig. 5 (page 104) en CA, ED, GF, JH.

Donc dès que nous connaîtrons les courbes de détente de nos mélanges gazeux, c'est à dire la température T_2 que prend un gaz à T_1 degrés en se détendant d'une pression donnée à la pression atmosphérique, nous aurons par $Q_2 - Q_1$ la chute de chaleur utilisable.

6. Rappelons pour ce qui va suivre les trois équations principales de la thermodynamique des gaz. D'après les lois de Gay-Lussac et de Mariotte, la pression, le volume et la température d'une masse de gaz sont liés entre eux par la relation

$$p v = R T \quad \dots \quad (I)$$

où R est une constante égale au travail en kg/m , fourni par 1 kg de gaz se détendant sous pression constante quand on le réchauffe de 1 degré centigrade.

Ceci se reconnaît aisément en faisant dans

$$p dv + v dp = R dT$$

$dT = 1^{\circ}$ et $dp = 0$, on obtient $R = p A v_{1^{\circ}}$

Si A représente l'équivalent calorifique du travail, AR exprimera le nombre de calories correspondant à ce travail.

On appelle chaleur spécifique à pression constante C_p , les calories nécessaires à 1 kg de gaz contenu dans un cylindre A par exemple (fig. 3) pour augmenter sa température de 1° centigrade, quand on laisse le piston B se déplacer librement sous pression extérieure constante.

La chaleur spécifique à volume constant C_v est celle qu'exige 1 kg de gaz pour une augmentation de température de 1° centigrade le piston B étant maintenu fixe.

On voit immédiatement qu'on peut décomposer la chaleur C_p en deux parties, l'une C_v ayant seulement servi à éléver la température, l'autre AR représentant l'équivalent du travail fourni par le piston B , de sorte que par définition

$$C_p = AR + C_v \quad \dots \quad (II)$$

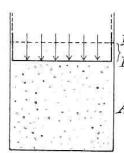


Fig. 3

Pour une augmentation de température quelconque dt on aura:

$$C_p dt = AR dt + C_v dt$$

Or $C_p dt$ représente la chaleur totale fournie dQ $C_v dt$ " " qui a uniquement servi à augmenter l'énergie interne du gaz ou sa température.

$AR dt = A pdv + 0$ représente la chaleur transformée en travail, celle qui a servi à la production de l'énergie externe du gaz de sorte que cette équation peut aussi se mettre sous la forme

$$dQ = C_v dt + A pdv. \quad \dots \quad (III)$$

Au moyen des trois équations que nous venons d'établir nous allons calculer les courbes de détente des différents mélanges envisagés.

7. Nous savons que pour la détente adiabatique $dQ = 0$ donc $C_v R dt + AR pdv = 0$;

$$\text{or } AR = C_p - C_v \text{ d'où}$$

$$C_v R dt + (C_p - C_v) pdv = 0$$

$$C_v (R dt - pdv) + C_p pdv = 0,$$

$$pv = RT \text{ donne } pdv + vdp = R dt \text{ d'où}$$

$$C_v vdp + C_p pdv = 0.$$

En remplaçant C_v et C_p par leurs valeurs en fonction de T :

$$(a + bT) vdp + (a\gamma + bT) pdv = 0$$

$$a(vdp + \gamma pdv) + bT(vdp + pdv) = 0$$

en divisant par pv et éliminant T :

$$a \frac{vdp + \gamma pdv}{pv} + b \frac{pdv}{R} - \frac{vdp + pdv}{pv} = 0$$

en intégrant:

$$a L p v^{\gamma} + \frac{b}{R} p v = \text{const}$$

$$a L p v^{\gamma} + b T = \text{const}$$

et finalement:

$$p v^{\gamma} e^{\frac{b}{a} T} = \text{const}$$

En éliminant p :

$$\frac{RT}{v} v^{\gamma} e^{\frac{b}{a} T} = \text{const}$$

$$\text{ou bien } T v^{\gamma-1} e^{\frac{b}{a} T} = \text{const}$$

$$\text{d'où } T = T_0 \left(\frac{v_0}{v} \right)^{\gamma-1} e^{\frac{b}{a} (T_0 - T)}$$

En éliminant v :

$$T \left(\frac{T}{p} \right)^{\gamma-1} e^{\frac{b}{a} T} = \text{const}$$

$$\frac{T^{\gamma}}{p^{\gamma-1}} e^{\frac{b}{a} T} = \text{const}$$

$$\text{d'où } T = T_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} e^{\frac{b}{a\gamma} (T_0 - T)}$$

Pour calculer les expressions $\frac{\gamma-1}{\gamma}$ et $\frac{b}{a\gamma}$ rappelons que $C_v = C_p - \frac{R}{425}$, $C_p = a\gamma + bT$ et $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ pour $T = 0$.

En complétant le tableau précédent des R et C_p nous pourrons écrire:

T	R	$C_v = C_p - AR$	$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$	$\frac{\gamma-1}{\gamma}$	$\frac{b}{a\gamma} \cdot 10^3$
2050	29,2	0,180 + 0,000051 T	1,39	0,28	0,205
1675	31,0	0,193 + 0,000060 T	1,37	0,27	0,225
1233	33,1	0,225 + 0,000068 T	1,35	0,26	0,230
775	35,2	0,250 + 0,000079 T	1,33	0,25	0,237

Nous avons pu ainsi construire et représenter sur la fig. 5 les courbes de détente AC DE FG HJ dont l'équation

$$T = T_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} e^{\frac{b}{a\gamma} (T_0 - T)}$$

donne, au point C par exemple, la température:

$$T = 2050 \left(\frac{1}{50} \right)^{0,28} e^{0,205 \cdot 1,16} \\ = 2050 \cdot \frac{1}{2,99} \cdot 1,27 = 880^{\circ} \text{ absolu.}$$

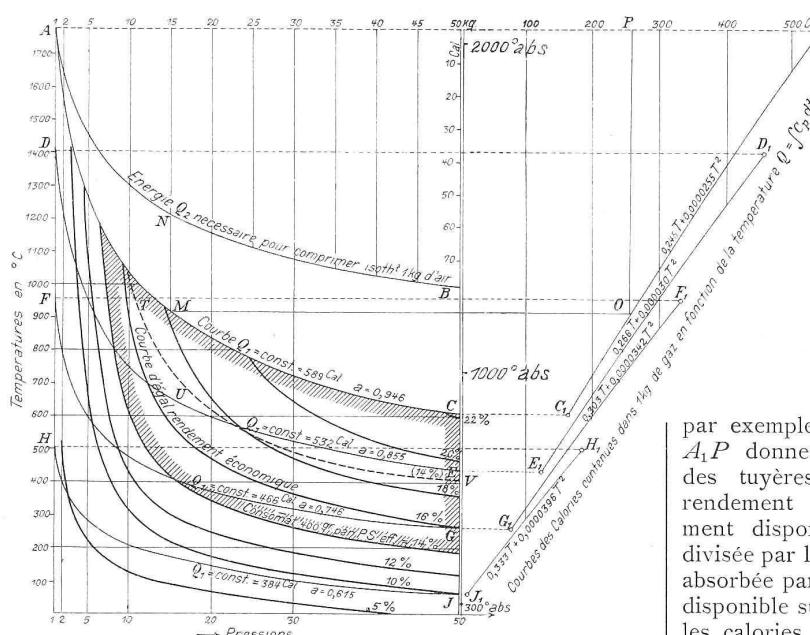


Fig. 5.

Ces courbes font connaître les chutes de température et au moyen des courbes de droite les chutes de chaleur en fonction des pressions initiales pour un mélange donné.

Connaissant ces chutes de chaleur en calories Q , la vitesse d'écoulement des gaz, les dimensions des tuyères de détente, ainsi que la grandeur des sections de passage offertes au fluide moteur, se déterminent comme dans les turbines à vapeur.

8. Revenons au rendement économique du turbomoteur que nous définirons par le rapport entre la puissance disponible sur l'arbre et la dépense qui lui correspond représentée par le pétrole consommé.

Pour évaluer les différentes grandeurs qui interviennent choisissons comme unité la calorie. Soient donc par kg de fluide parcourant le cycle de la turbine:

Q_1 = les calories apportées par le pétrole dans la chambre,

Q_2 = l'équivalent calorifique de l'énergie fournie à la turbine sous forme d'air comprimé,

Q_3 = la chaleur rejetée à l'échappement,

Q_4 = l'équivalent calorifique du travail de compression isothermique de l'air,

η_1 = le rendement total de la turbine,

η_2 = le rendement total du compresseur par rapport à l'isotherme.

Le rendement économique ϱ prendra la forme suivante:

$$\varrho = \frac{(Q_1 + Q_2 - Q_3) \eta_1 - \frac{Q_4}{\eta_2}}{Q_1}$$

Le kg envisagé étant formé par a kg d'air, e kg d'eau, p kg de pétrole nous aurons simplement:

$$Q_1 = 11000 \cdot p, \\ 11000 \text{ étant la puissance calorifique du pétrole,}$$

$Q_4 = ARTL \frac{p_1}{p_2} \cdot a = 20,8 a L \frac{p_1}{p_2}$,
 p_1 et p_2 étant les pressions absolues d'amont et d'aval du compresseur et T étant égal à 300° absolus.

$Q_1 + Q_2 - Q_3 = C_p (T_1 - T_2)$,
 T_1 et T_2 étant les températures du fluide avant et après la détente et C_p sa chaleur spécifique moyenne entre T_1 et T_2 .

En admettant une turbine et un compresseur également bien appropriés pour chaque cas nous pouvons poser:
 $\eta_1 = 0,60 = \text{const}$, $\eta_2 = 0,80 = \text{const}$.

La courbe AB de la fig. 5 nous donne les valeurs de $ARTL \frac{p_1}{p_2}$ en fonction de p_1 , il suffit de multiplier ses ordonnées par le facteur a pour obtenir Q_4 dans chaque cas.

Pour une température d'amont donnée, a et p sont constants, donc Q_1 sera constant le long des courbes de détente AC , DE , FG , HJ ; le terme Q_4 sera une fraction constante des ordonnées de la courbe AB ; $Q_1 + Q_2 - Q_3$ s'obtiendra par le procédé précédemment décrit à l'aide des courbes représentées à droite sur la fig. 5.

Il est donc très simple d'établir la valeur du rendement économique en chaque point d'une courbe de détente. Ainsi par exemple pour le point M de la courbe AC , la distance $A_1 P$ donne l'énergie théoriquement disponible à la sortie des tuyères de la turbine. Celle-ci multipliée par le rendement de la turbine représentera l'énergie effectivement disponible. La distance $N 15$ multipliée par a et divisée par le rendement du compresseur, représente l'énergie absorbée par ce dernier. En retranchant celle-ci de l'énergie disponible sur l'arbre de la turbine et en divisant le tout par les calories introduites sous forme de pétrole, nous aurons le rendement économique de la machine au point M :

$$\varrho = \frac{285,06 - 0,946 \frac{56,5}{0,8}}{589} = \infty 18\%,$$

c'est à dire le rendement pour une température à l'échappement d'environ 920° C , et une pression initiale de 15 kg .

En reliant entre eux les points de ces courbes de détente qui ont un rendement à cote ronde nous avons pu tracer les courbes d'égal rendement économique comme elles sont représentées sur la fig. 5.

Les points du plan pT situés au-dessus de la courbe

Erprobung von Siegwartbalken.

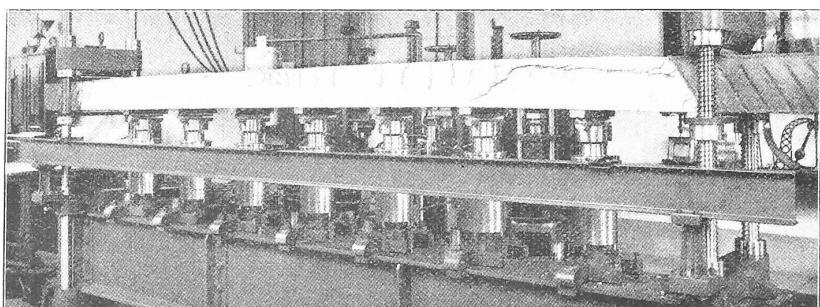


Abb. 3. Balken Profil Nr. 18 auf der Biegemaschine mit den Brucherscheinungen.

14% correspondent à une consommation inférieure à 400 gr par cheval heure effectif.

La région GTC est donc seule intéressante.

En admettant $0,6$ au lieu de $0,8$ pour coefficient de rendement du compresseur la courbe correspondant précédemment à 14% de rendement vient en TUV (fig. 5).

La surface que ces courbes d'égal rendement déterminent dans l'espace confirme le fait reconnu dans nos essais qu'il y a grand intérêt à employer de hautes pressions et de hautes températures.