

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 53/54 (1909)  
**Heft:** 3

**Artikel:** Essai d'une turbine à pétrole  
**Autor:** Barbezat, Alfred  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-28082>

### **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:** 05.04.2026

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

## Essai d'une turbine à pétrole.

Par *Alfred Barbezat*, ingénieur-conseil à Paris.

Il y a quatre ans, j'avais développé dans cette revue<sup>1)</sup> quelques considérations, purement théoriques, sur le rendement des turbines à pétrole; et j'avais signalé les essais pratiques que la Société anonyme des Turbomoteurs à Paris avait entrepris et comptait poursuivre dans ce domaine nouveau. Depuis lors on m'avait demandé à différentes reprises à quel résultat ces tentatives avaient abouti. Il eût été prématuré de répondre à cette question avant d'avoir eu raison de la longue série des difficultés pratiques inhérentes à la mise au point de tout moteur nouveau, et avant d'avoir pu relever certains chiffres et faire certaines mesures sur une première turbine à pétrole autonome, fonctionnant convenablement.

Le principe de cette turbine à pétrole (voir le n° 9 tome XLIV de cette revue) est des plus simples; il consiste à remplacer le fluide moteur des turbines à vapeur, par de l'air sous pression réchauffé à 1700—1800° C par combustion intérieure du pétrole, puis refroidi à environ 600° C par injection d'eau. Au lieu d'une chaudière, cette turbine exige donc un compresseur d'air. Pour faire nos premiers essais sans ce compresseur nous nous étions branchés sur le secteur d'air comprimé à 5 atm. de la ville de Paris.

Nous avons ainsi d'abord recherché un pulvérisateur-allumeur assurant une inflammation sûre et une bonne combustion du pétrole dans un courant d'air sous pression, ensuite une chambre de combustion de dimensions et de constitution appropriées à leur but, enfin les lois de détente de ces gaz dans les tuyères.

La fig. 1 montre le pulvérisateur-allumeur auquel nous nous sommes arrêtés. Le pétrole arrive en C, sort par A en fines gouttelettes, dirigées d'abord en sens contraire du courant d'air. Pendant la mise en marche, et jusqu'à ce que la chambre de combustion ait atteint une température suffisante, un filemment de platine D, protégé contre le courant d'air, et relié à la borne B, est porté au rouge-blanc par le courant d'un élément d'accumulateur. Le pétrole s'enflamme au point de rebroussement de sa trajectoire, et la chaleur de rayonnement suffit à réchauffer celui-ci à environ 150° C à l'intérieur du pulvérisateur.

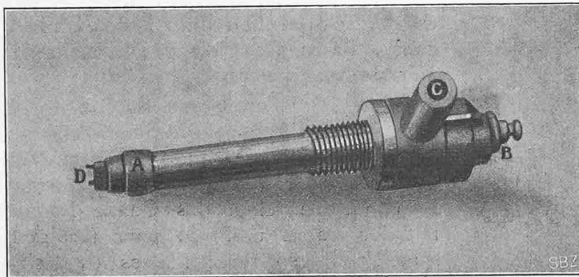


Fig. 1. Pulvérisateur-allumeur du pétrole.

La chambre de combustion, pour pouvoir résister à une température voisine de celle des cubilots Bessmer, doit être garnie intérieurement de matière réfractaire. Nous nous sommes servis pour cela de briquettes en carborundum maintenues par une enveloppe extérieure en tôle d'acier, munie d'un manteau d'eau. Entre le carborundum et le métal est interposé, un coussinet d'amiante et de magnésie calcinée, qui rend inoffensives les différences de dilatation de l'intérieur par rapport à l'enveloppe, ainsi que les explosions dues à des retards accidentels dans l'allumage. Cette première partie de la chambre dite de combustion, est suivie d'une deuxième partie dite à refroidissement, et formée par une double enveloppe métallique avec serpentín d'eau sous pression débouchant à l'intérieur de la chambre. La chambre est disposée de telle façon que si le carborundum

<sup>1)</sup> Tome XLIV page 100.

venait à s'effriter, les parties détachées ne puissent être entraînées, par les gaz, jusqu'aux tuyères.

En admettant des chaleurs spécifiques variables avec la température, on trouve que le rapport des pressions  $p_1$  et  $p_2$  avant et après la détente des gaz est lié au rapport des températures absolues  $T_1$  et  $T_2$  par une expression transcendante. Celle-ci peut être avantageusement remplacée par la formule qui lui est sensiblement équivalente:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^5$$

ce qui revient à adopter pour l'exposant de la courbe polytropique de détente  $p v^k = \text{constante}$ , la valeur  $k = 1,25$ .

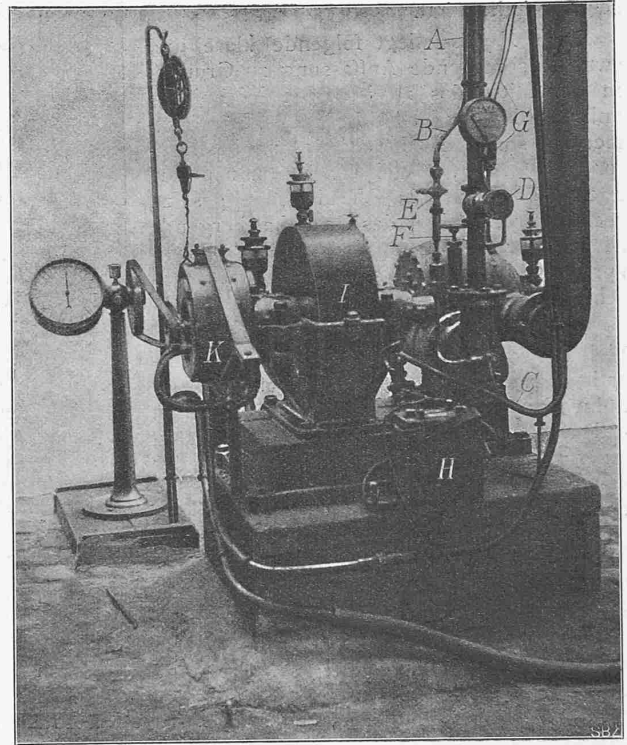


Fig. 2. Turbine à pétrole d'essai. Vue de côté.

En laissant les gaz se détendre dans une tuyère dont la partie divergente était trop longue, et en mesurant les pressions en différents points de cette tuyère, nous avons pu déterminer exactement quelle devait être la valeur du rapport entre la section au col et la section finale de la tuyère, pour une détente donnée. A ce rapport correspond une valeur de  $k$  comprise entre 1,22 et 1,23. Ces chiffres confirment que  $k$  est voisin de 1,25 pour une détente théorique et permettent de déduire que les pertes dans nos tuyères normales longues de 40 à 55 mm seulement, sont de 6 à 9% dans notre cas.

Le débit de gaz  $G$  en kg par heure exprimé en fonction de la température absolue  $T_1$  en °C, de la pression  $p_1$  en kg/cm<sup>2</sup> absolue avant la détente et la section  $f_m$  au col en mm<sup>2</sup>, est d'après nos essais donné par:

$$G = 12,6 f_m \sqrt{\frac{p_1}{T_1}}$$

ce débit est à peu près celui correspondant à  $k = 1,25$ .

Ces essais préliminaires nous ont permis de modifier selon nos besoins le carter d'admission d'une ancienne turbine de Laval de 25 chevaux tournant à 20 000/2 000 tours par min. et dont le diamètre théorique du disque mesurait 150 mm correspondant en régime normal à 157 m/sec de vitesse périphérique des aubes.

La fig. 2 montre cette turbine vue de côté; la fig. 3 en est une vue en bout, côté échappement. L'air sous pression, après avoir passé par un compteur, arrive en A fig. 2. L'eau et le pétrole, contenus dans des réservoirs munis de niveaux transparents pour en mesurer les débits,

reçoivent la pression de 5 atm. par une dérivation de la conduite d'air et arrivent à la turbine par les conduits *B* pour le pétrole et *C* pour l'eau. Celle-ci enveloppe le carter d'admission d'un manteau, dans lequel elle se réchauffe avant d'entrer dans le serpentin, qui lui, débouche à l'intérieur de la chambre de combustion. Cette dernière est placée horizontalement au-dessous de l'axe de la turbine, à angle droit avec cet axe. La partie dite de combustion est de forme tronc-conique, la partie dite de refroidissement s'enroule autour de l'axe du disque et conduit aux quatre

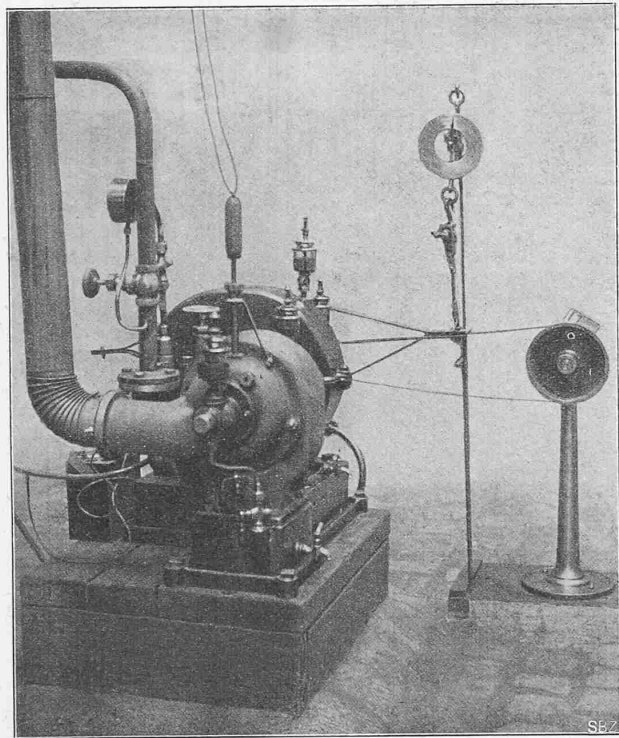


Fig. 3. Turbine à pétrole d'essai. Vue de face.

tuyères convergeantes-divergeantes de 8,7 mm de diamètre au col. Les vannes d'air *D*, de pétrole *E* et d'eau *F* permettent de régler les proportions du mélange, la pression dans la chambre, ainsi que la température des gaz à la sortie, indiquée par le pyromètre *G*. L'accumulateur *H* alimente la bougie d'allumage. *I* est l'enveloppe du train d'engrenage de la turbine; *K* le frein avec circulation d'eau et tachymètre; *L* le tuyau d'évacuation des gaz.

Le travail effectif, mesuré au frein (constante = 0,000736) atteignait 25,5 HP pour 5 kg/cm<sup>2</sup> absolus de pression dans la chambre, et 380° C au pyromètre; cette température ne pouvait être maintenue d'une façon constante qu'en arrosant le petit palier en bout de la turbine fig. 3. Le travail à vide en marchant aux gaz chauds, a été trouvé égal à 3,3 HP par la méthode des courbes de ralentissement.

Dans ces conditions la turbine consommait par heure:

259 m<sup>3</sup> ou 330 kg d'air  
179 » d'eau  
17,4 » de pétrole

soit 9 m<sup>3</sup> d'air, 600 gr de pétrole et 6,24 litres d'eau par cheval-heure indiqué.

En ne refroidissant pas le carter d'échappement, le pyromètre marquait 400 à 410° C. Dès lors il est facile de déduire du travail effectif de la turbine, que la chute de température effective des gaz était de 82° C, la température avant détente voisine de 500° C, et le rendement effectif de cette turbine, c'est-à-dire le rapport entre la chute de température mesurée et la chute de température théorique de  $\frac{82}{210} = 39\%$ . La vitesse de sortie des tuyères: 800 m/sec.

En faisant marcher cette turbine à l'air seulement, la pression d'amont étant de 4,5 kg/cm<sup>2</sup> abs. elle consommait

720 m<sup>3</sup> d'air par heure et produisait 10,5 chevaux effectifs à 2000 tours/min. L'air se refroidissait de +7 à -24° C en traversant la turbine. Son rendement effectif était dans ce cas:  $\frac{310}{970} = 32\%$  et la vitesse de sortie de l'air des tuyères environ 400 m/sec.

Nous voyons qu'une masse égale d'air agissant sur cette turbine une fois à froid, une autre fois à chaud avec injection d'eau produira dans le second cas une puissance indiquée 4,5 fois plus grande que dans le premier. L'application de ce moteur est donc toute indiquée comme turbine de torpille-automobile, où jusqu'à présent l'air du réservoir sous pression employé par Whitehead, se détendait à froid, au détriment de la puissance du moteur.

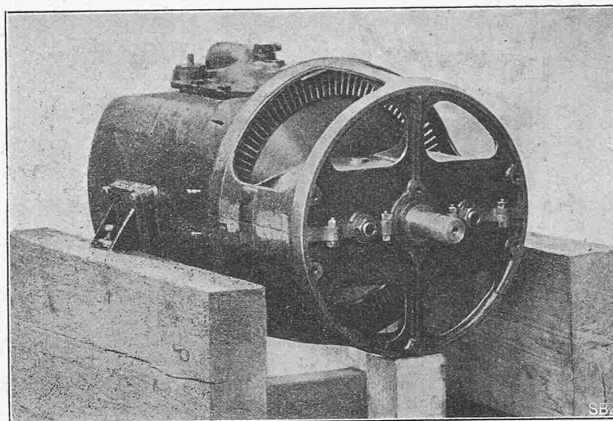


Fig. 4. Turbine à pétrole pour torpille automobile.

La fig. 4 montre une turbine pour torpille que la Société anonyme des Turbomoteurs construit avec les Etablissements Schneider & Cie. du Creusot. La chambre de combustion, noyée dans le réservoir d'eau, est placée verticalement. Sur le couvercle de cette chambre, on remarque le tuyau d'arrivée d'air, la commande du robinet d'arrivée d'eau et le pulvérisateur-allumeur avec son arrivée de pétrole. Les gaz sont dirigés par quatre tuyères de 12 mm de diamètre au col, sur le disque qu'on voit au second plan de la figure. Le premier plan est occupé par un double engrenage réduisant la vitesse du disque de 14 600 à 1500 tours par min.

Pour développer 120 HP pendant 80 sec. le rapport des pressions avant et après la turbine étant de 6, la consommation est de:

28 kg d'air, 11 kg d'eau, 1,6 kg de pétrole.

La température à l'intérieur de la chambre est ici bien inférieure à 1700° C et la température de sortie des gaz ne dépasse pas 250° C. La turbine complète pèse 72 kg; elle épouse la forme tronc-conique de la torpille à l'arrière du réservoir, et mesure 45 cm de plus grande longueur.

Pour transformer notre turbine d'essai en machine autonome, il fallait la compléter par un compresseur fournissant lui-même l'air qu'elle recevait d'ailleurs. La solution la plus immédiate eût été d'entraîner avec cette turbine de 25,5 HP un compresseur à piston tournant à 200 tours/min. ou bien un petit turbocompresseur faisant 20 000 tours par min.; le rendement insuffisant de cette petite turbine (39%) excluait ces deux moyens. Seul un turbocompresseur pouvait être rationnellement accouplé à une turbine, mais pour que celui-ci, de même que la turbine du reste, ait un rendement acceptable, il était nécessaire d'établir une machine d'une certaine puissance. Malgré la grosse dépense, et les plus grandes difficultés de mise au point qui devaient en résulter, il fut décidé de construire le turbocompresseur de 400 HP tournant à 4250 tours, qui à déjà été décrit dans cette revue<sup>1)</sup> et de refaire une nouvelle turbine ad hoc. Pour ne pas avoir de réceptrice spéciale, ni une turbine de plus de 400 HP effectifs de puissance, le travail dis-

<sup>1)</sup> Tome XLVIII page 235.

ponible devait être débité sous forme d'air comprimé, c'est-à-dire qu'une partie de l'air fourni par le compresseur servirait à alimenter la turbine, le reste étant l'équivalent du travail utile de la machine.

La fig. 5 est une vue d'ensemble de la turbine à pétrole avec son compresseur à trois corps. L'air aspiré en

correspondant à une vitesse périphérique normale de 212 mètres/sec. les bagues de butée, la vis sans fin commandant le régulateur et la pompe à huile, enfin les deux pompes centrifuges pour l'injection de l'eau et du pétrole.

Nous ne nous arrêterons pas aux difficultés mécaniques que nous avons eû à éliminer au cours de ces essais; nous

#### Essai d'une turbine à pétrole.

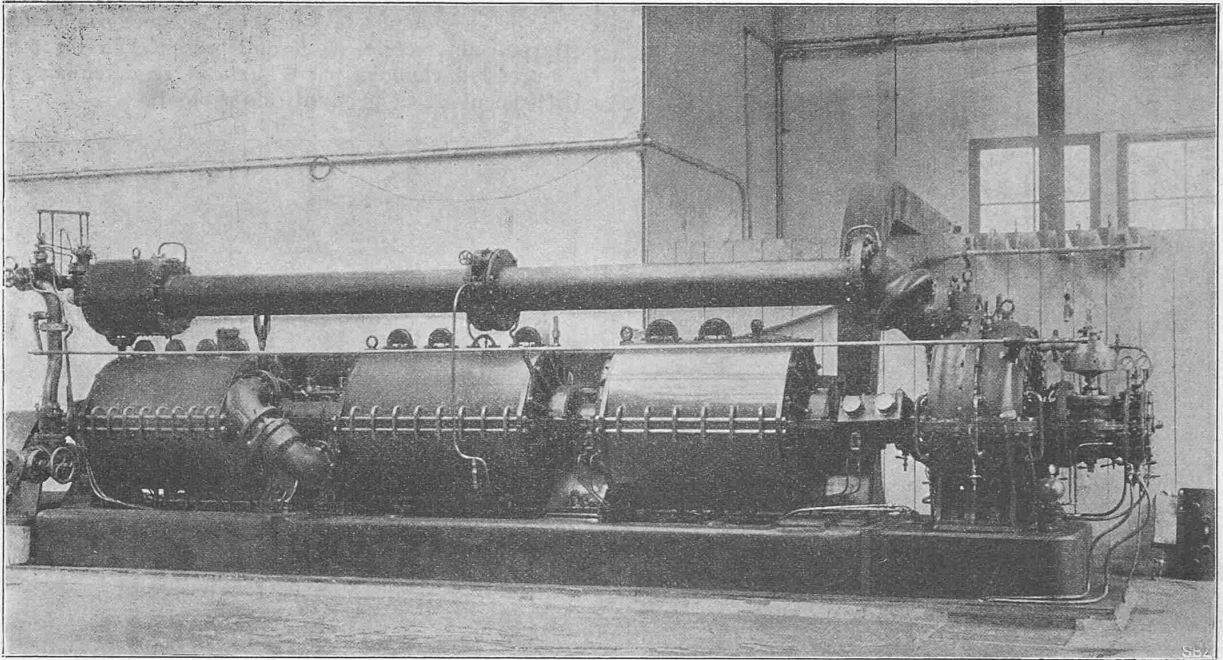


Fig. 5. Compresseur et turbine à pétrole. Disposition définitive de la chambre de combustion.

dehors du local d'essais, est amené au compresseur par le conduit à section rectangulaire fig. 5, et y est comprimé jusqu'à 5 atm. abs. A la sortie du troisième corps du compresseur, le courant d'air se bifurque; environ le quart est rejeté au dehors, le reste va dans la chambre de combustion, sert de comburant au pétrole, est mélangé à de la vapeur d'eau, se détend à travers 33 tuyères de 10 mm de diamètre au col, sur le disque de la turbine, et est évacué dans l'atmosphère par le tuyau vertical que montre notre photographie.

La chambre de combustion que nous avons primitivement faite pareille à celle de la petite turbine, et placée comme le montre la fig. 6, a dû être complètement modifiée. Elle a été refaite, avec enveloppe d'eau, en tôle d'acier rivée; reportée au-dessus du troisième corps du compresseur et raccordée au carter par un tuyau dit de refroidissement d'environ 5 mètres de long. Ce tuyau est à double paroi, l'espace entre celles-ci est divisé suivant un pas de vis par un fil d'acier. L'eau ou la vapeur d'injection, comprimée à 8 atm. par une petite pompe centrifuge est réchauffée en circulant dans le logement de la couronne des aubes fixes, autour des tuyères de détente, et dans l'enveloppe de la chambre de combustion, avant de serpenter autour du tuyau de refroidissement, et être mélangée aux gaz chauds. L'injection peut être faite soit à l'une des extrémités, soit au milieu du tuyau, comme en fig. 5. Le carter du compresseur et ses paliers, le carter de la turbine et ses paliers avaient un circuit de refroidissement distinct et sans pression.

Le pétrole contenu dans un réservoir surélevé, arrivait en charge à la pompe centrifuge, placée en bout de la turbine; il y était réchauffé et comprimé à 7 atm. et conduit au pulvérisateur-allumeur.

La partie tournante de la turbine proprement dite est reproduite en fig. 7. Nous y voyons de gauche à droite: le manchon d'accouplement, le disque à double rangée d'aubes (genre Curtis) de 950 mm de diamètre théorique,

dirons seulement que nous n'avons pas pu atteindre à la sortie des tuyères la température sur laquelle nous comptions, et qui en fait n'a pas été de beaucoup supérieure à celle obtenue avec la petite turbine bien que paliers et carter aient été mieux refroidis. Cette température limite nous a été fixée par la couronne d'aubes intermédiaires qui aux endroits où elle était constamment traversée par le courant des gaz chauds, ne résistait pas à une température au-delà de 450 à 470° C; tandis que les aubes mobiles de la roue à injection partielle, supportaient sans avarie cette même température. Cela étant, il est probable qu'il y aurait avantage à marcher sans la deuxième rangée d'aubes du disque, et sans cette couronne d'aubes fixes, si les températures peuvent ainsi être sensiblement relevées.

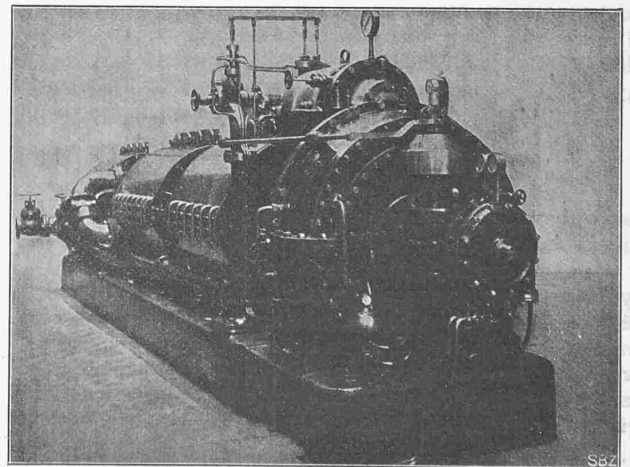


Fig. 6. Compresseur et turbine à pétrole. Disposition primitive de la chambre de combustion.

Dans nos essais la turbine était lancée à 3500 tours, d'abord par l'air du secteur, plus tard par moteur électrique et courroie. L'air débité au dehors sous forme de travail utile, était mesuré au moyen d'une tuyère à bords arrondis mesurant 15 mm de diamètre au col, placée à l'extrémité d'un tuyau de 1 mètre de long dont l'autre extrémité était fixée sur la vanne de sortie d'air de la fig. 5. En étrayant plus ou moins cette vanne de sortie, on pouvait faire varier, d'une part la vitesse de la turbine, son régulateur étant calé, d'autre part la pression devant la tuyère et par suite le débit d'air.

Voici les chiffres relevés dans un essai à 4250 tours: Température indiquée par le pyromètre placé à l'entrée des tuyères à gaz . . . . . 560° C  
 » » par le pyromètre placé dans le carter d'échappement de la turbine 420° C  
 Pression dans la chambre de combustion . . . 4 atm. eff.  
 » devant la tuyère de mesure du débit d'air 2 atm. eff.  
 Température de l'air à la sortie du compresseur . . . 87° C  
 » » atmosphérique . . . . . 18° C  
 Consommation en eau par heure . . . . . 1840 litres  
 » en pétrole par heure . . . . . 178 kg  
 Il n'est pas possible de se servir des indications des pyromètres pour calculer le rendement de la turbine, parce que leurs indications sont faussées par l'influence de l'enveloppe d'eau. Mais on peut, connaissant les caractéristiques du compresseur, trouver indirectement que le rendement effectif total était voisin de:  $\frac{116^{\circ}\text{C}}{227^{\circ}\text{C}} = 51\%$ , et la vitesse de sortie des gaz des tuyères environ 825 m/sec.

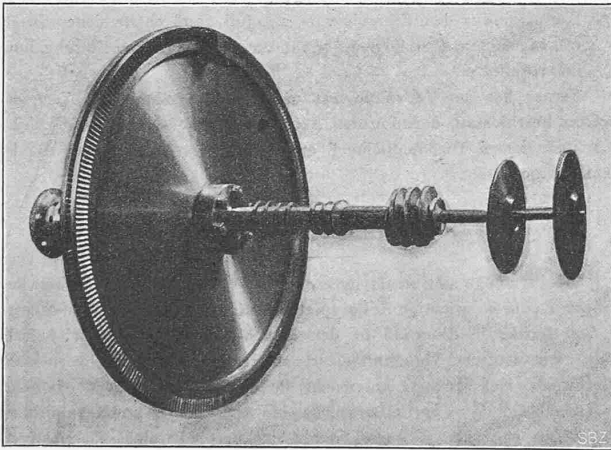


Fig. 7. Partie tournante de la turbine.

Le débit utile d'air s'obtient par la formule connue:

$$V = 11,5 \cdot F \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \sqrt{T}$$

dans laquelle nous avons:  $F = 1,77 \text{ cm}^2$ ,  $\frac{p}{p_0} = 3$ ,  $\sqrt{T} = 19$   
 donc:  $V = 1155$  mètres cubes à 87° C.

Il est facile de déduire de ces chiffres la consommation de pétrole par cheval effectif. Pour interpréter celle-ci avec justesse, n'oublions pas que les premières turbines de Laval & Parsons étaient des gouffres de vapeur, et que le premier moteur de Lenoir consommait 3 m<sup>3</sup> de gaz par cheval effectif, c'est-à-dire plus de six fois autant que les moteurs d'aujourd'hui.

### Internationaler Eisenbetonausschuss.

Wie bereits mitgeteilt, fand die erste Sitzung des Eisenbetonausschusses vom Internationalen Verband für die Materialprüfungen der Technik am 12. Oktober 1908 im Hotel Schweizerhof in Basel statt.<sup>1)</sup> Bei Anlass des Brüsseler Kongresses 1906 wurde die Einsetzung einer Kommission zum Studium des armierten Betons unter eigener Festsetzung ihres Arbeitsprogrammes beschlossen. Der vom Vorstände gewählte Präsident, Herr Generalinspektor Considère schlug in einem Rundschreiben vom 25. April

<sup>1)</sup> Siehe Band LII, Seite 213.

1907 ein Arbeitsprogramm vor, welches die wichtigsten Fragen des Studiums des armierten Beton umfasste und dessen Ausführung die neue Wissenschaft des Eisenbeton bedeutend fördern würde. Angesichts der zur Zeit im Gange befindlichen Untersuchungen, namentlich der grösseren nationalen Kommissionen in Deutschland, in den Vereinigten Staaten, in Oesterreich, in der Schweiz usw., war jedoch bis zum Kongress von Kopenhagen die Lösung der von Herrn Considère angeregten Aufgaben nicht zu erwarten, um Resolutionen auf Grund feststehender Resultate vorschlagen zu können. Herr Considère legte inzwischen sein Amt als Vorsitzender nieder, ohne jedoch von der Kommission zurückzutreten und der vom Verbandsvorstande an seine Stelle gewählte Präsident, Professor Schüle, beantragte in einem Rundschreiben vom 15. September 1908 ein begrenztes Programm über die zunächst in Angriff zu nehmenden Arbeiten der Kommission, und lud diese zu einer ersten Sitzung ein, um eine allgemeine Aussprache über das Arbeitsprogramm zu pflegen, sowie über die zuerst vorzunehmenden Schritte zu beraten.

An der Sitzung waren die einzelnen Länder durch folgende Herren vertreten: *Dänemark*: Prof. E. Suenson, Kopenhagen. — *Deutschland*: Geh. Reg.-Rat Germelmann, Berlin, Geh. Reg.-Rat Prof. A. Müntens, Gross-Lichterfelde, Baurat Bürstenbinder, Hamburg und Ingenieur A. Hüser, Oberkassel. — *England*: Architekt E. O. Sachs, London. — *Frankreich*: Generalinspektor Considère, Paris, Oberingenieur Prof. Rabut, Versailles, Ingenieur Prof. A. Mesnager, Paris und Ingenieur R. Féret, Boulogne s/mer. — *Holland*: Ingenieur S. J. Rutgers, Rotterdam. — *Italien*: Ing. Prof. S. Canevazzi, Bologna. — *Oesterreich*: Prof. J. Melan, Prag, Professor B. Kirsch, Wien und Baurat Dr. F. v. Emperger, Wien. — *Russland*: Professor N. Belebubsky, St-Petersburg. — *Schweiz*: Ingenieur R. Maillart, Zürich und Professor F. Schüle, Zürich. — *Ungarn*: Ingenieur J. Schuster, Budapest.

In seiner Begrüßungsansprache bedauerte der Präsident im Namen der anwesenden Mitglieder, dass die Verhandlungen nicht von Herrn Considère geleitet würden. An der allgemeinen Aussprache nahmen die Vertreter der verschiedenen Länder teil, um sowohl dem allgemeinen als auch dem für die nächste Zeit beschränkten Arbeitsprogramm ihre Zustimmung zu geben. Die Kommission ging sodann zur Diskussion der zunächst in Angriff zu nehmenden Arbeiten über, mit spezieller Rücksicht auf den Kopenhagener Kongress im Jahre 1909.

Die erörterten Punkte sind:

I. *Verzeichnis der ausgeführten oder im Gange befindlichen Versuche eines jeden Landes* in der Form einer Antwort auf ein Frageformular, welches von der Kommission aufzustellen wäre. Nach einer sehr eingehenden Besprechung dieses Punktes beschliesst die Kommission, dass jedes Land eine kurze Zusammenstellung der ausgeführten und noch auszuführenden Arbeiten in der ihm passenden Form vorlege und bis zum 1. März 1909 dem Präsidenten einreiche.

II. *Einvernehmen betreffs einheitlicher Bezeichnungen und einheitlicher Darstellung der Versuchsangaben und Ergebnisse.* Die Kommission wählt eine Subkommission bestehend aus den Herren Prof. Melan, Prof. Mesnager, Ingenieur Maillart, Ingenieur Rutgers, Architekt Sachs, um einen Entwurf zur Erledigung dieser Aufgabe auszuarbeiten. Die Subkommission hielt noch am gleichen Tage eine längere Sitzung ab.

Einheitliche Bezeichnungen sind überall erwünscht; bei der grossen Zahl der Versuche ist es auch eine Notwendigkeit, die Daten, welche immer wieder gegeben werden müssen, in systematischer, einheitlicher Weise mitzuteilen, um einen bessern Ueberblick zu gewähren und auch weniger Zeit mit dem Suchen nach solchen Angaben zu verlieren. Die Freiheit der Behandlung und Bearbeitung der Versuchsergebnisse soll dabei in keiner Weise eine Schmälerung erfahren.

III. *Welche Massregeln sind vorzuschlagen zur Kontrolle der Güte von Eisenbetonkonstruktionen?* Die Mitglieder berichten, in welcher Weise in den verschiedenen Ländern die Kontrolle über das beim Bau verwendete Eisenbetonmaterial ausgeführt wird. Dabei zeigt es sich, wie sehr die Meinungen über den Wert von Würfelproben mit Beton auseinandergehen. Es wird beschlossen, dass anschliessend an die Auszüge über die gemachten und im Gange befindlichen Versuche Angaben gemacht werden sollen über die Art und Weise, wie die Kontrolle des Baumaterials in dem betreffenden Land ausgeführt wird.

IV. *Mitteilungen über Unglücksfälle.* Von verschiedener Seite wird auf die grosse Schwierigkeit hingewiesen, bei einem Einsturz die Ursache des Unglücksfalles festzustellen und sachverständige Mitteilungen zu erhalten. Die Kommission beschliesst, am nächsten Kongress einen allgemein gehaltenen Bericht über diese Frage vorzulegen; Herr Dr. von Emperger erklärt sich auf Wunsch der Kommission bereit, einen Bericht vorzulegen.