

990

UNIVERSITÉ DE LIÈGE

Société Coopérative de l'Association des Elèves des Ecoles Spéciales
de l'Université de Liège



ÉLÉMENTS
DE
CONSTRUCTION DES TURBINES
A VAPEUR

Notes publiées avec l'autorisation de Monsieur le Professeur

Ch. HANOCQ



Deuxième Partie



1938



MAISON DESOER
ÉDITIONS E. D. K.
21, rue Sainte-Véronique
LIÈGE

FASCICULE I

Étude des principaux détails de construction

ETUDE DE L'AUBAGE MOBILE DES TURBINES

D'ACTION.

Les aubes des turbines d'action sont généralement fabriquées en acier de qualité, à haute ténacité, présentant plus ou moins de résistance à l'oxydation; l'acier à 5% de nickel est fréquemment employé.

Nous avons indiqué dans la première partie de ce cours, des bases du tracé du profil, en partant de la condition:

$$\beta_2 = 180^\circ - \beta_1$$

On peut concevoir évidemment des aubes dissymétriques ayant un angle de sortie ($180^\circ - \beta_2$) légèrement plus faible que l'angle d'entrée β_1 , le rendement étant légèrement supérieur avec cette dernière solution, pour une même valeur de x_1 . (Voir à ce propos la théorie des turbines hydrauliques dans l'ouvrage intitulé "Les machines rotatives"). On est limité toutefois dans cette voie par la nécessité de réaliser la continuité, qui implique la relation:

$$\frac{W_2 h_2 \sin \beta_2}{v_2} = \frac{W_1 h_1 \sin \beta_1}{v_1}$$

L'essentiel est de ne pas avoir recours à une valeur de h_2 très supérieure à la valeur de h_1 , car en cas de divergence trop grande de l'aubage, on peut craindre que le fluide ne suive pas la paroi et qu'ainsi le fonctionnement par action ne se réalise pas, ce qui entraînerait $p_1 > p_2$, et partant, une poussée axiale résultant de l'action de $(p_1 - p_2)$ sur le disque portant l'aubage.

Il est vrai qu'avec le tracé symétrique, lorsque l'angle d'entrée de la face concave est pris égal à $(\beta_1 + \theta)$, l'angle de sortie réel du fluide qui est commandé par l'angle de la face concave, est plus près de

$180^\circ - (\beta_1 + \theta)$ que de $(180^\circ - \beta_1)$.

De là, la possibilité de réaliser une certaine dissymétrie correspondant à un angle de sortie à la face concave $(180^\circ - \beta_1)$, sans devoir modifier l'équation de continuité ci-dessus.

Quelle que soit la solution adoptée en ce qui concerne le tracé, le problème, au point de vue construction, reste le même: établir avec la précision nécessaire, l'assemblage de l'aube au disque, pour satisfaire aux conditions de résistance à la fois de l'aube et du disque.

Les efforts dus à l'action de la force centrifuge sont prépondérants, mais dans la haute pression où les hauteurs des aubes sont faibles et les vitesses périphériques pas très élevées, l'influence de la force infléchissante provenant de l'action de la vapeur, n'est pas tout à fait négligeable. En cas de poussée anormale résultant par exemple, d'un entraînement d'eau important, ces aubes de la haute pression peuvent être soumises à des tensions de flexions relativement grandes. C'est pourquoi il importe dans la partie de l'aubage à haute pression, d'apporter des soins dans l'étude de l'assemblage au disque, en se plaçant au point de vue des efforts de flexion. Généralement aujourd'hui, on part pour la réalisation d'une barre à base rectangulaire de dimensions telles, qu'elle contienne le profil adopté fig.1.

Par des opérations de fraisage, on réalise successivement la face concave, puis la face convexe au rayon r_1 de même centre. L'aube est ensuite retravaillée sur la hauteur h_1 par fraisage pour amincir les arêtes et réaliser le profil indiqué sur la fig.1. Ces opérations terminées, il reste à réaliser le tenon par une double opération de fraisage latéral, toutes les précautions étant prises pour que les faces af et gb d'attache au disque se trouvent rigoureusement dans un plan perpendiculaire à l'axe de l'aube. Cette condition est évidemment nécessaire pour que les rainures latérales dans le disque étant correctement exécutées, (c'est-à-dire à un diamètre d'alésage rigoureusement le même) les réactions en a et en b soient égales toutes deux à $P/2$.

Pour la fabrication des pièces intercalaires chargées de tenir les aubes à distance, on part d'un anneau ayant le profil $a, b, a b c$ et au moyen d'une fraise en bout, présentant un taillant d'épaisseur $(r_1 - r)$

on enlève, en l'orientant strictement suivant le centre de l'anneau, la matière correspondant au pied de l'aube; les pièces se détachent ainsi une à une, de l'anneau, avec le profil voulu, et la variation d'épaisseur sur la hauteur qui permet à l'aube de coller sur la pièce et de s'orienter parfaitement suivant le rayon est réalisée automatiquement. On peut concevoir une fabrication différente en rendant solidaire et en faisant sortir d'un bloc l'aube avec la pièce intercalaire; il faut avoir soin dans ce cas d'amincir le pied par fraisage de façon que les aubes collées l'une contre l'autre s'orientent chacune strictement vers le centre du disque portant l'aubage.

Pour les aubes longues, il convient d'amincir le profil suivant le rayon, en vue de réduire la masse, et, partant, l'action de la force centrifuge. Il importe alors d'orienter les aubes par la fabrication appropriée du pied, de telle façon que ce soit le lieu des centres de gravité des différentes sections qui soit orienté dans la direction du rayon, et cela pour éviter que la résultante de l'action de la force centrifuge sur les tranches élémentaires ne donne lieu, par rapport à la section du pied, à un couple de flexion important, orienté dans le plan de symétrie de la roue.

L'étude des conditions de résistance du pied permet de fixer les sections ad et be du disque travaillant à cet endroit par flexion (fig.1). On pourra de même calculer la section fg travaillant par traction et les surfaces de af et bg soumises à la compression par l'effort $P/2$. On pourrait également contrôler la section fc (fig.1a) à la flexion et à la traction sous l'action du couple $P/2 \times \lambda$.

Des congés de raccord aux changements de section doivent être prévus pour éviter de créer en ces endroits des tensions supplémentaires dangereuses.

Enfin, chaque aube est fraisée à l'extrémité de façon à fournir un tenon qui par rivetage permettra la fixation d'une couverture en tôle de l'aubage: pour des raisons de dilatation, cette tôle ne peut être continue elle est en pratique interrompue de distance en distance de façon à grouper dix ou douze aubes ensemble. En fermant ainsi l'aubage, on rend plus faible la ventilation dans la partie de l'aubage qui n'est pas soumise à

l'injection de la vapeur.

Cette tôle ne sert pas seulement à fermer les canaux et à rendre plus faible la ventilation dans la section non soumise à l'injection, mais elle est nécessaire pour augmenter la rigidité de l'aubage et éviter qu'une perturbation locale puisse amorcer une vibration transversale; le déplacement de l'une devant, dans ces conditions, entraîner nécessairement les déplacements des autres voisines, on peut concevoir que la répétition de l'irrégularité dans le jet ne peut évidemment jamais avoir la fréquence qui ferait coïncider en même temps le maximum d'intensité pour toutes les aubes d'un même groupe.

Lorsque les aubes sont très longues, on est amené à relier les aubes entre elles en un point intermédiaire, à mi-hauteur par exemple, par un fil passant à travers les aubes, soudé à chacune des aubes, et cela pour éviter les vibrations propres de l'aube considérée comme fixée au pied et à la bande de couverture. Lorsque ce fil de raidissement existe, on fait alterner la discontinuité du fil et de la couverture, de façon à rendre plus efficace encore la liaison entre toutes les aubes.

Au point de vue du mode d'accrochage des aubes au disque (fig.2), on peut concevoir plusieurs formes de tenons. La forme en double queue d'hironde à l'avantage de ne pas donner lieu à des changements brusques de sections mais elle a par contre, l'inconvénient de soumettre les lèvres de la couronne à des efforts latéraux qui peuvent devenir importants et rendre nécessaire le renforcement de celle-ci. Cette solution est à rejeter selon nous. Le dispositif en forme de peigne peut également se défendre, à la condition que toutes les précautions soient prises pour obtenir une précision de forme parfaite. Non seulement il faut que les rainures dans la couronne se fassent rigoureusement, mais il faut que l'outil qui a servi à pratiquer les rainures dans la couronne, ait été taillé lui-même au moyen de la fraise qui a servi à travailler le pied. Cette forme est, selon nous, à rejeter. (fig.3).

Il importe au plus haut point que, par le procédé de fabrication, on obtienne automatiquement le rainurage sur les deux faces latérales à la même hauteur. Faute de cette réalisation parfaite, on comprend qu'il doit se produire une inégale répartition des charges à droite et à gauche de l'aube, ce

qui a pour effet de provoquer un moment de flexion important dans le pied et de là, une tension supplémentaire considérablement supérieure à la tension de traction, la seule dont on tienne compte dans le calcul. Le système le plus parfait au point de vue de la répartition des pressions sur les faces portantes et des tensions dans les différentes parties soumises à traction, tant pour l'aube que pour le disque, est celui représenté (fig.4), qui, s'il est exécuté parfaitement, donne la répartition des charges $P/4$, sur chacun des tenons, et des tensions par flexion rendues facilement égales par la forme rationnellement bombée de la couronne, les moments de flexion étant respectivement (fig.5).

$P/4 \times \ell$ dans la section ab

$P/4 \times \ell$, dans la section cd

On peut ajouter qu'avec cette disposition et le choix d'un acier suffisamment ductile, une inégale répartition des charges de part et d'autre du plan de symétrie auraient pour effet de porter la tension à la limite élastique dans les parties soumises à la plus forte traction et, par suite des grands allongements sous charge constante que peut prendre le métal dans cette région des tensions, de rétablir, dès ce moment, une situation satisfaisante au point de vue de la répartition des charges.

Quel que soit le système, il faut prévoir un moyen d'introduction des aubes, en pratiquant une encoche à un endroit de la couronne (fig.6), et en utilisant pour le placement de la dernière aube, une pièce intercalaire spéciale en deux parties entre lesquelles on introduit une cale c en acier doux que l'on refoule en queue d'hironde. (Fig.6). Il importe, pour pratiquer cette encoche, d'utiliser autant que possible un fraisage approprié qui évite les variations brusques de section dans la couronne.

Nous n'avons envisagé que la construction des aubes en partant d'un bloc aminci à la forme définitive par une série d'opérations de fraisage ou de rabotage; mais on peut concevoir une fabrication des aubes en partant d'un profil obtenu par étirage. Dans ce cas, les pièces intercalaires doivent être taillées au pied avec un biseau de façon à réaliser par la juxtaposition des faces concaves des pièces intercalaires avec les

faces convexes des aubes, une orientation stricte suivant le centre du disque. Ce procédé exige un matériel important de filières étudiées pour obtenir par passes successives le profil définitif voulu, et partant, il ne peut être question de l'adopter que si la quantité d'aubes à fabriquer avec le même profil, est considérable.

On peut aussi concevoir une fabrication moins coûteuse en partant d'aubes en tôles d'épaisseur assez faible dont la face concave est fraisée et les arêtes d'entrée et de sortie sont obtenues par biseautage. On arrive ainsi à un profil moins satisfaisant (voir fig.7) qui conduit à un rendement de l'aubage moins élevé, mais qui est d'un prix de revient nécessairement moindre. Autrefois, lorsque les vitesses tangentielles employées étaient faibles, on utilisait la construction par rivure à froid (fig.8).

Les aubes étaient constituées par de simples tôles embouties et repliées au pied pour permettre l'accrochage au disque par rivure travaillant à la traction (fig.8) ou par rivure travaillant au cisaillement (fig.9). Ce mode de construction, particulièrement le premier mode, s'est révélé défectueux, les rivures ainsi obtenues étant insuffisamment parfaites pour leur permettre de supporter l'influence répétée des vibrations.

Pour les grandes vitesses périphériques, Laval a employé un mode d'exécution différent qui part d'une forme appropriée obtenue par matriçage et qui, par une série d'opérations de fraisage, conduit au profil (fig. 10). Pour assurer la liaison avec le disque, celui-ci est percé de trous équidistants de diamètre égal à celui du renflement au pied, puis par une série de traits de scie, le disque est fendu suivant le rayon dans l'axe même des trous. L'aube peut-être ainsi introduite latéralement.

On peut concevoir un autre mode de liaison mis en avant par Rateau et dérivé de l'aube en tôle du modèle (fig.9); les blocs desquels on tire les aubes sont fraisés au pied de façon à venir se placer " à cheval " sur le disque et ces aubes sont rendues solidaires de celui-ci, en plaçant des goupilles, rivées légèrement aux extrémités, dans des trous forés, à la fois dans les aubes et dans le disque. Ces trous sont généralement forés de façon qu'une goupille soit engagée moitié dans le pied d'une aube,

moitié dans le pied de l'aube immédiatement voisine (fig.11).

Ce procédé, qui exige une grande précision dans la fabrication, peut être amélioré pour les très grandes vitesses, en fraisant le pied en double fourche, de façon à faire travailler les goupilles au quadruple cisaillement.

ETUDE DE L'AUBAGE FIXE DES TURBINES

D'ACTION.

Nous pouvons envisager tout d'abord le premier distributeur faisant corps avec le canal d'amenée. Ce distributeur est généralement constitué par plusieurs groupes de tuyères convergentes divergentes. La réalisation de celle-ci est obtenue en partant d'un secteur coulé en bronze dans lequel les canaux ont été obtenus par moulage. Pour permettre le parachèvement par grattage de façon à réaliser les cotes exactes, le secteur est ouvert au dessus, il est fermé après parachèvement par un couvercle tourné au rayon extérieur de l'aubage et tenu en place par des vis radiales (fig.12).

Lorsque les tuyères doivent être réalisées en acier, on part d'un anneau forgé dans lequel on fraise les canaux au moyen d'une fraise en bout.

Pour établir la liaison entre le canal d'amenée en forme de tore venu de fonderie avec l'enveloppe, et le secteur des tuyères, on utilise assez souvent pour éviter des prisonniers dont les écrous seraient logés dans l'enveloppe, le mode de construction de la fig.12; on obtient dans cette disposition le serrage axial du secteur contre la paroi du canal d'amenée en agissant radialement sur le secteur formant coin, au moyen de vis extérieures, dont les écrous borgnes garantissent l'étanchéité. Lorsqu'il s'agit des distributeurs intermédiaires solidaires du diaphragme, le mode de réalisation à peu près universellement adopté, est celui représenté fig.13, où l'aubage est constitué par des tôles cintrées de 2 à 3 mm. d'épaisseur, introduites dans le moule en fonderies et incorporées à la masse même du diaphragme.

Ce mode de réalisation exige de grandes précautions en fonderie pour obtenir la précision voulue dans l'orientation des aubes et dans l'obtention d'une hauteur régulière de l'aubage. Généralement, une partie à parachever à la sortie est prévue, mais il convient que la régularité des épaisseurs soit telle qu'après parachèvement la solution de continuité qui subsiste dans les parois inférieures et supérieures soit réduite au strict minimum.

Avant leur introduction dans le moule, les aubes découpées et matriçées à la forme voulue, sont étamées de façon à assurer un contact moléculaire lors de la coulée entre la fonte et l'acier dans les parties encastrées.

En ce qui concerne les diaphragmes proprement dits, ils doivent être étudiés pour que l'étanchéité soit assurée par un contact latéral des différentes pièces entre elle, tout au moins pour un groupe de diaphragmes, ce groupe est encastré à frottement relativement dur entre des nervures parachevées du corps même de la turbine.

Comme ces disques doivent être en deux pièces séparées par un plan horizontal, en vue de permettre le démontage du rotor, sans autre manoeuvre que l'enlèvement du couvercle, une difficulté se présente, celle d'assurer autant que possible l'étanchéité du joint horizontal: on y réussit en rainurant les deux demi-diaphragmes dans leur épaisseur et en plaçant dans l'une des rainures une cale fixe ajustée avec précision de façon à porter très parfaitement sur les faces latérales de l'autre rainure. Ces cales ne peuvent pas porter dans le fond pour laisser au diaphragme une certaine liberté de dilatation dans le sens radial. Dans la haute pression et pour les hautes températures, on est même conduit en vue de faciliter cette dilatation, et d'éviter que les diaphragmes ne pressent anormalement sur l'enveloppe, de séparer la couronne portant l'aubage du diaphragme proprement dit, en maintenant un jeu radial entre celui-ci et la couronne (fig.14).

Le calcul des épaisseurs à donner aux diaphragmes est rendu aléatoire par la présence du joint horizontal; la solidarité entre les deux demi-diaphragmes, établie par la cale, est évidemment insuffisante pour

que tout se passe comme dans le cas d'un disque en une pièce. Pour réduire les flèches, point important puisque c'est de celles-ci que dépendent les jeux axiaux à maintenir entre la partie fixe et la partie mobile dans le sens axial, on renforce les couronnes et on cherche à les encastrer l'une dans l'autre (fig.13).

§ 3. ETUDE DE L'AUBAGE MOBILE ET DE L'AUBAGE FIXE DANS LES TURBINES A REACTION

Dans la construction normale des turbines à réaction, les aubes motrices sont fixées à un tambour, et les aubes directrices de même profil sont encastrées dans des rainures pratiquées dans l'enveloppe.

Comme avec un tambour, on ne peut pas dépasser des vitesses périphériques de l'ordre de 120 à 130 m/sec., le mode d'accrochage des aubes peut-être simplifié. A l'origine, on se bornait à ménager dans le dos des aubes obtenues par étirage, deux crans horizontaux, et par le matage des pièces intercalaires en bronze, on réalisait une liaison suffisante entre les aubes et les rainures pour assurer une réaction égale à l'action de la force centrifuge (fig.15).

Cette construction s'est toutefois révélée comme insuffisante, et aujourd'hui, on complète la liaison en prévoyant dans les aubes une entaille qui vient s'engager dans une couronne obtenue par une forme spéciale de l'outil servant au rainurage du tambour (fig.16).

Pour les aubes fixes attachées au stator, le premier mode de construction reste suffisant; il est toutefois aujourd'hui généralement remplacé par le système à rainure latérale que nous venons de décrire pour l'aubage mobile.

Comme l'étanchéité relative n'est assurée que par le faible jeu maintenu entre l'enveloppe et l'aubage mobile, et qu'il importe partant de réduire ce jeu au minimum (0,6 à 0,8mm) dans les premières aubes (relativement courtes) on réduit les dangers d'accident grave par contact, en diminuant l'épaisseur des aubes à l'extrémité par un léger fraisage circulaire (fig.16) qui ne laisse subsister que la partie noircie.

Pour raidir l'aubage, éviter les effets nuisibles qu'une légère discontinuité dans la couronne d'injection pourrait provoquer en créant une force périodique entraînant la vibration de l'aubage, on relie les différentes aubes mobiles entre elles par un fil soudé à chaque aube, tout au moins à partir d'une certaine hauteur d'aubes. Pour les grandes aubes, on dispose quelquefois de deux et même de trois fils sur la hauteur.

En vue de réduire la longueur de tambour, on choisit des longueurs axiales d'aubage (a) fig.16, relativement faibles dans les premières couronnes (6 à 8 mm.) pour aboutir à l'extrémité du tambour à des valeurs de 18 à 20 mm.

Les jeux axiaux entre couronnes fixes et couronnes mobiles doivent être réduits à 2 ou 3 mm. du côté buté et portés à 3 ou 4 mm. du côté opposé, afin d'éviter que par suite de la différence entre la dilatation du corps et la dilatation du rotor, ces jeux ne soient ramenés à une valeur dangereuse.

Dans la construction de la turbine à réaction moderne de grande puissance, on est conduit à adopter des vitesses périphériques beaucoup plus grandes que celles tolérables avec un tambour. Nous verrons dans le paragraphe suivant, les divers modes de construction adoptés suivant la vitesse périphérique à réaliser. En ce qui concerne le mode d'attache des aubes, celui que nous venons de décrire est alors insuffisant, et l'on a recours pour les grandes vitesses à des dispositifs analogues à ceux décrits dans le paragraphe précédent traitant des aubages des turbines d'action.

§ 4. ETUDE DE L'ARBRE ET DES DISQUES.

Les disques sont venus de forge avec une couronne dont les dimensions ressortent du tracé de l'aubage moteur tel que nous l'avons étudié au paragraphe 1.

La forme du disque proprement dit et du moyeu fait l'objet d'une étude dans le cours réservé au Calcul des éléments de machines. Nous nous

bornerons ici à faire ressortir que le calage des disques doit être fait à chaud sur l'arbre de telle façon que malgré les dilatations du disque et du moyeu résultant de l'action de la force centrifuge, la pression du moyeu sur l'arbre reste positive en marche.

Cette condition est plus aisément réalisée si on introduit entre le moyeu et l'arbre deux bagues fendues, aux extrémités du moyeu à l'endroit où l'épaisseur est réduite; les tensions de serrage dans cette partie n'entraînent que des tensions relativement faibles dans le centre du disque alésé à un diamètre plus grand que celui de l'arbre et ces tensions tendent à disparaître dès que le disque atteint sa vitesse périphérique normale.

La transmission de l'effort tangentiel dû au couple moteur pourrait se faire par le frottement développé entre les bagues et le moyeu; néanmoins, pour parer à des accoups en cas d'arrêt brusque, on prévoit une cale fixe de longueur égale à celle comprise entre les deux bagues. (fig.17).

Pour faciliter la mise à chaud (plus tard le démontage obtenu par traction axiale, pendant que l'on chauffe le moyeu), l'arbre est construit à diamètre croissant depuis la sortie des paliers jusqu'au milieu avec des différences de 1 ou 2 mm. Pour éviter qu'en cas de décalage d'un disque, celui-ci ne puisse se déplacer axialement, tous les moyeux sont en contact l'un avec l'autre et à l'une des extrémités (ou aux deux extrémités suivant la disposition des roues) un écrou est prévu fileté dans le sens inverse du mouvement de rotation.

Lorsqu'il s'agit de turbines à grandes vitesses angulaires et à grand nombre de roues, on peut envisager la construction du rotor d'une turbine d'action tirée d'un bloc comme l'indique la fig.18.

Cette solution, moins coûteuse pour le cas particulier des petits diamètres, permet de réduire la distance d'entre axe au minimum (puisque la question du calage ne se présente plus) compatible avec la réalisation des couronnes distributrices ou diaphragmes.

Tous ces modes de construction se rapportent à des turbines axiales. Pour des petites turbines, ne comportant qu'une seule roue, on a pu

adopter la construction du type radial; la fig.19 donne une disposition d'aubage obtenue par la juxtaposition d'éléments étirés disposés à la périphérie d'un disque et tenus en place par une fosse f . L'aubage est obtenu en transformant la face concave par un coup de meule circulaire, et en tournant la face convexe au rayon r (fig.19) sur une largeur égale à la largeur b de l'aubage directeur (fig.19). Nous nous bornerons à signaler ici ce type de turbine avec aubage directeur des jets de sortie, permettant de réaliser aussi simplement que possible une turbine à deux chutes de vitesse. Plus loin, dans un chapitre séparé, nous décrirons la turbine radiale à réaction du type Ljungstrom à deux sens de rotation et à grand nombre de couronnes dont la construction est très spéciale et qui a rencontré un grand succès.

§5. ETUDE DES TAMBOURS.

Dans les premières turbines à réaction, les vitesses périphériques ne dépassaient pas, à l'extrémité de l'aubage, une valeur de l'ordre de 150 m/sec. et partant, la construction représentée fig.20 en une pièce forgée tirée d'un lingot avec le piston d'équilibrage et le bout d'arbre, pouvait être envisagée. A l'extrémité opposée, un plateau mis à chaud et venu de forge avec l'autre bout d'arbre, complétait le rotor.

Avec les vitesses périphériques croissantes auxquelles on a été conduit pour les unités de plus en plus puissantes (revoir à ce sujet la notion de R') tournant à des vitesses angulaires de 3.000 t/m., la construction en une seule pièce, s'est trouvée en défaut, et on a eu recours au rotor forgé d'un seul diamètre (fig.21) avec fixation d'une couronne c rapportée à chaud pour réaliser le tambour de diamètre maximum.

Dans cette construction, comme on le voit, on utilise à la haute pression une roue d'action à une ou deux chutes de vitesses et le piston d'équilibrage p est rapporté à chaud et réuni axialement au tambour par goujons.

Pour des vitesses périphériques plus élevées, 180 m. pour fixer les idées; la dernière partie du tambour a dû être remplacée par des dis-

ques calés à chaud jointifs sur le rotor constitué par l'arbre lui-même dont le renflement au milieu est suffisant pour porter l'aubage à réaction de moyen diamètre. (Fig.22).

Dans ce type représenté par la fig.22, la détente initiale s'opère d'abord dans une roue d'action double réalisant deux chutes de vitesse. Pour alléger la partie mobile et établir une communication entre la face de gauche du piston d'équilibrage, on a ménagé dans la partie centrale du rotor, une série de trous i d'assez grand diamètre, répartis sur la circonférence.

Cette solution qui convient pour les grandes puissances à 1500 tours par minute manque d'homogénéité dans la conception; elle conduit à des changements de diamètre du stator qui ne permettent pas d'assurer d'une façon parfaite la continuité du flux dans le sens axial sur toute l'étendue du rotor, point essentiel si l'on veut assurer comme le prescrit la théorie, la récupération de la vitesse à la sortie de chacun des aubages moteurs. La disposition de la fig.23 obvie à ces inconvénients.

Pour les grandes vitesses angulaires et les grandes vitesses périphériques qui peuvent être admises si l'on poursuit la réalisation de la turbine limite, la solution indiquée fig.24 représente un progrès puisque les éléments qui constituent le tambour sont des disques sans ouverture au centre assemblés par soudure et formant par leur juxtaposition un véritable tambour dont le profil est calculé de manière à obtenir avec un stator alésé en deux troncs de cône ab et bc , la progressivité de la hauteur de l'aubage nécessaire pour assurer la continuité du débit sans changer les angles des aubes.

Dans cette construction, la dernière roue d'une part et le piston d'équilibrage d'autre part, sont venus de forge avec le bout d'arbre correspondant. La roue d de plus grand diamètre est la roue d'action par laquelle débute la détente.

Cette détente initiale est rendue nécessaire pour amener la vapeur à une pression suffisamment basse à l'entrée du piston d'équilibrage dans les turbines de moyenne puissance en tout cas.

Une des difficultés que présentait la construction des turbines à

réaction, à grande vitesse périphérique dans les dernières roues, résultait de la nécessité de caler les roues à chaud sur un tambour de diamètre relativement très grand; les tensions développées au moyeu par la tension initiale de pose et par la tension résultant de l'action de la force centrifuge tendaient en effet, à dépasser des valeurs admissibles.

La construction adoptée dans le dernier système que nous venons de décrire, écarte évidemment cette difficulté.

§ 6. ETUDE DES BOURRAGES, DES ETANCHEITES INTERNES
ET DU PISTON D'EQUILIBRAGE.

Le problème du bourrage dans les turbines à vapeur est de première importance et il ne peut se résoudre tout compte fait que sous la forme du joint en labyrinthe, à moins d'utiliser, lorsqu'il s'agit de faible pression le principe du piston hydraulique.

Avec le principe du joint en labyrinthe (fig.25), la perte au bourrage peut-être réduite de plus en plus, à mesure que l'on accroît le nombre de chicanes, mais elle ne peut jamais être rendue nulle. En effet, son fonctionnement est basé sur la perte de charge créée par les changements de direction et de vitesse successifs imposés à la vapeur; on admet qu'après chaque changement de direction à angle droit, le tourbillonnement dans la chambre de détente qui succède au rétrécissement, absorbe toute l'énergie cinétique acquise par détente au point le plus rétréci de l'écoulement.

Appelons j le jeu minimum que l'on puisse tolérer sans réduire la sécurité de fonctionnement; soit r le rayon moyen du joint en labyrinthe. Nous pouvons écrire, G étant le poids débité:

$$G = \frac{2\pi rj}{v'} k_2 \sqrt{2gv'(p_1 - p')} = \frac{2\pi rj}{v''} k_2 \sqrt{2gv''(p' - p'')} \quad (1)$$

Cette formule est déduite de l'équation générale lorsqu'on y fait $v=cte$, hypothèse que l'on peut admettre étant donné la faible différence de pression de part et d'autre d'un joint.

k_2 dans cette formule désigne un coefficient qui tient compte de ce que la vitesse est plus faible que la vitesse théorique calculée au moyen

de la formule théorique. Comme la continuité exige que la quantité de vapeur débitée soit la même aux différents joints, nous pourrions déduire de la relation ci-dessus:

$$\frac{p_1 - p'}{v'} = \frac{p' - p''}{v''} = \dots = \frac{G^2}{2g.k_2^2(2\pi rj)^2} \quad (2)$$

Entre p' et v' , p'' et v'' , il existe une relation que nous pouvons traduire par la formule:

$$pv = C$$

Pour les gaz parfaits, cette relation serait rigoureuse puisque nous avons affaire ici à un laminage, c'est-à-dire à une transformation dans laquelle le travail extérieur fourni est nul. Pour la vapeur, cette relation n'est qu'approximative, mais on peut admettre qu'elle traduit suffisamment la réalité, étant donné le degré d'approximation que l'on peut attendre d'un tel calcul.

D'où la transformation de l'égalité ci-dessus:

$$(p_1 - p')p' = (p' - p'')p'' = \dots = \frac{G^2 \times C}{2gk_2^2(2\pi rj)^2} \quad (3)$$

ou en remplaçant $p_1 p'$ par p_1^2 , $p' p''$ par p''^2 , ce qui peut se faire, étant donné les faibles différences tolérées par chute, la relation:

$$p_1^2 - p'^2 = p'^2 - p''^2 = \dots = \frac{G^2 \times C}{2gk_2^2(2\pi rj)^2} \quad (4)$$

En additionnant membre à membre les n égalités qui découlent de cette relation, il viendra:

$$p_1^2 - p_n^2 = n \frac{G^2 \times C}{2gk_2^2(2\pi rj)^2} \quad (5)$$

D'où on pourra tirer la valeur de G , connaissant le jeu j et le nombre de chicanes n pour réduire G à une valeur donnée. Cette relation s'applique aussi bien aux bourrages qu'aux joints en labyrinthe des pistons d'équilibrage dont nous parlerons dans la suite.

Supposons comme exemple un piston de 700 mm. de diamètre avec un jeu $j = 0,1$ mm. la section de fuite sera de $220 \times 10^{-6} m^2$; avec $n = 30$, $p_1 = 15,5$ kg/cm² $p_n = 0,06$ kgs.cm²

$$v_1 = 0,2 \text{ m}^3/\text{kg} ; k_2 = 0,7 ; C = 15,5 \times 0,2 \times 10^4$$

$$G = 0,7 \times 220 \times 10^{-6} \times 4,43 \sqrt{\frac{240 \times 10^3}{30 \times 15,5 \times 0,2 \cdot 10^4}} \times 3600 = 395 \text{ kg/heure}$$

En négligeant p_n^2 vis-à-vis de p_1^2 lorsque la différence des pressions est grande comme c'est le cas dans l'exemple traité ci-dessus, la formule se simplifie:

$$G_2 = k_2 (2\pi r j) \sqrt{2g \frac{p_1}{v_1}} \sqrt{\frac{1}{n}} \quad (6)$$

On voit ainsi que le poids perdu par fuite diminue, à jeu j égal, inversement proportionnellement à la racine carrée du nombre n de chicanes.

Cette question du principe et des bases du calcul d'un joint en labyrinthe étant réglée, entrons dans quelques détails de construction.

Au point de vue de la disposition des chicanes, deux dispositions sont possibles:

la première qui prévoit un jeu axial; (fig.26 planche 1)

la seconde qui prévoit un jeu radial; (fig.27 planche 1).

Dans les turbines à réaction dont le rotor est constitué par un long tambour aux extrémités duquel règne la pression du condenseur, la première disposition est adoptée pour le bourrage placé du côté de la butée, la seconde est adoptée pour le côté opposé; c'est qu'en effet, il y a lieu de prévoir une différence de dilatation entre le rotor et le stator et dans ces conditions, il ne pourrait subsister en marche des jeux axiaux de l'ordre de 0,1 mm., que pour le bourrage voisin de la butée dont le réglage au moment du montage permet de faire descendre la distance entre la partie fixe et la partie mobile, à une aussi faible valeur.

Pour le bourrage opposé, le jeu est prévu suivant le rayon, et si l'arbre est calculé pour tourner en dessous de la vitesse critique, ce jeu peut-être ramené à une valeur très faible, de l'ordre de 0,1 mm. Bien entendu il faut prévoir le contact possible entre le rotor et le stator, et c'est pour cela que les secteurs en laiton glissés à frottement dur dans les rainures appropriées pour constituer la partie fixe, sont amincies très fortement de façon qu'en cas de contact, l'enlèvement de la matière ne donne lieu qu'à un échauffement local relativement faible, et que l'usure se produisant, le contact cesse rapidement d'exister.

On arrive ainsi à la solution représentée fig.26 et fig.27 pour les deux extrémités d'une turbine à réaction.

L'ensemble des camelures est divisé en 3 parties: la partie qui s'étend de l'intérieur jusqu'au canal d'amenée de la vapeur d'obturation, la partie qui s'étend de ce canal au canal de ventilation, et un groupe de quelques camelures destinées à empêcher que la vapeur qui s'écoule vers la cheminée n'ait tendance à suivre l'arbre jusqu'au palier.

La vapeur d'obturation amenée par le canal à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique, s'écoule dans les deux sens opposés vers l'intérieur où règne la pression du condenseur et vers la cheminée au pied de laquelle règne une pression légèrement inférieure à la pression atmosphérique. Cette vapeur a pour effet de supprimer toute rentrée d'air au condenseur.

Lorsque le bourrage doit fonctionner avec un arbre tournant au dessus de la vitesse critique, la disposition que nous venons de décrire n'est plus acceptable puisque à chacune des mises en marche, la vibration momentanée qui se produit, suffirait à détruire le joint ou, tout au moins, à amener une usure telle que les jeux radiaux finiraient par être portés à des valeurs inadmissibles. On a recours alors à des camelures mobiles dans le plan radial.

La fig.28 planche 1, représente l'ensemble d'un bourrage de cette espèce constitué par une série d'anneaux en 4 pièces coulissant dans les rainures formées par l'empilage d'anneaux fixés dans une enveloppe qui forme la boîte à bourrage proprement dite; ces pièces introduites par rotation dans les rainures (la boîte étant toujours en deux pièces) sont tenues en place par un ressort à boudin enveloppant la couronne extérieure dont les extrémités sont accrochées à des goupilles appropriées, fixées aussi près que possible du plan de séparation des deux demi-coquilles.

Au moment du passage de l'arbre à la vitesse critique, on conçoit qu'avec cette construction, les bagues soient amenées à se déplacer dans leur plan, en exerçant sur le rotor une pression trop faible pour pouvoir donner lieu à une usure ou à un grippage appréciable. Bien entendu, des précautions doivent être prises au passage de la vitesse critique pour que

l'accélération soit telle à ce moment, que la perturbation ne dure qu'un instant.

Lorsque le bourrage est utilisé dans une turbine d'action, côté haute pression, le canal circulaire qui servait à l'alimentation en vapeur "d'obturation", est utilisé pour soustraire la fuite qui vient de l'intérieur et l'envoyer dans un des étages où règne une pression peu supérieure à la pression atmosphérique. De cette façon, on réduit la pression sur la partie du labyrinthe qui va du canal d'extraction à la cheminée de ventilation et ainsi, on réduit la fuite extérieure à une valeur très faible.

On peut concevoir pour les petites turbines dont les arbres sont de petits diamètres, un bourrage utilisant, au lieu de chicanes en labyrinthe, des bagues en graphite enveloppant l'arbre. (Fig.29). Ces bagues sont alésées à un diamètre supérieur de 0,1 ou 0,2 mm. au diamètre de la buselure placée sur l'arbre à l'endroit du bourrage, et pèsent de leur poids, qui est faible, sur l'arbre. Le bourrage dessiné s'applique à un arbre de grand diamètre et l'on a eu soin de placer sur l'arbre, une buselure en acier cimenté et trempé de façon à protéger l'arbre contre toute usure.

En somme, ces bourrages fonctionnent aussi par étranglement et par chutes de pression successives dans les espaces compris entre les différentes bagues annulaires, mais avec la disposition des bagues en graphite, on peut réduire le jeu radial plus aisément et tolérer un déplacement de l'arbre par rapport au stator, beaucoup plus grand.

Cette solution n'est plus utilisée aujourd'hui pour les grands diamètres, en raison des inconvénients qu'elle présente lorsque la vitesse périphérique est très élevée (échauffement, usure importante de la buselure rapportée sur l'arbre).

Il ne reste qu'un mot à dire des bourrages hydrauliques qui peuvent être utilisés en vue d'éviter toute fuite vers l'extérieur (il s'agit d'un bourrage côté haute pression) toute rentrée d'air vers l'intérieur s'il s'agit d'un bourrage côté basse-pression.

Celui-ci est constitué par un disque calé sur l'arbre tenant dans

une chambre annulaire dans laquelle on introduit de l'eau par le conduit T lorsque le rotor est en vitesse. Par suite de l'entraînement de l'eau, celle-ci exerce une pression sur la paroi que l'on peut évaluer en fonction du rayon extérieur et intérieur de l'anneau d'eau ainsi formé. (Fig.30).

Par suite de la surpression $p_x - p_a$ les anneaux n'ont pas même épaisseur, et l'on peut évaluer la différence des rayons $r_x - r_a$ qui doit s'établir pour obtenir l'équilibre. En désignant par p la pression à la périphérie, nous pouvons écrire, v étant le volume spécifique de l'eau:

$$v(p_1 - p_x) = \frac{1}{2g} (u_1^2 - u_x^2)$$

$$v(p_1 - p_a) = \frac{1}{2g} (u_1^2 - u_a^2)$$

d'où

$$v(p_x - p_a) = \frac{1}{2g} (u_x^2 - u_a^2)$$

équation qui fait connaître r_x , r_a étant connu.

Pour ce qui concerne le choix du diamètre $2r_x$ du disque du bourrage on devra, par mesure de sécurité, le prendre sensiblement plus grand que $2r_x$. On comprendra que le système ne soit applicable que pour des valeurs relativement faibles de $(p_x - p_a)$. Lorsqu'il s'agit d'un bourrage côté basse pression, le rayon r_x est plus faible que r_a , le calcul de la différence restant le même. L'avantage du système, c'est qu'il réalise une étanchéité absolue; l'inconvénient, c'est qu'il ne joue son rôle que quand le rotor atteint sa vitesse normale. L'eau ne peut-être par conséquent introduite qu'après la mise en marche. Il est donc nécessaire de disposer d'un bourrage ordinaire complémentaire suffisant pour empêcher les rentrées d'air pendant la période de mise en marche.

REMARQUE: Pour assurer l'étanchéité relative des diaphragmes dans les turbines d'action on utilise des bagues en 4 pièces groupées deux par deux dans chacune des moitiés du stator à la manière des bagues d'un bourrage décrit ci-dessus.

On trouvera le dessin représentant en détail cette disposition dans l'ouvrage sur les Turbo-machines, dans le fascicule consacré au turbo-compresseurs.

§ 7. ETUDE DU PISTON D'EQUILIBRAGE.

La disposition classique consiste à utiliser le labyrinthe avec des jeux axiaux suivant le dispositif fig.25 et à multiplier suffisamment le nombre de chicanes pour réduire la fuite à une valeur admissible (1 à 2% dans les turbines de puissance moyenne, 2 à 3% dans les turbines de petite puissance).

Cette solution suppose que la butée peut être réglée avec une haute précision et de telle façon que le jeu axial dans la butée elle-même reste faible ; les choses doivent aussi être disposées pour que la différence de dilatation entre le stator et le rotor ait pour effet d'accentuer le jeu et non de le réduire.

L'adoption d'un jeu radial au lieu d'un jeu axial aurait l'avantage d'éviter, qu'en cas d'avarie à la butée, le contact ne puisse s'établir entre la partie fixe et la partie mobile; comme il est difficile de réduire le jeu radial à une valeur aussi faible que le jeu axial qui, lui, est réglable, la solution est toutefois plus désavantageuse du point de vue des fuites. Elle ne peut guère se concevoir d'ailleurs, que si le tambour tourné au dessous de la vitesse critique, car le recours aux bagues flottantes et déformables dont nous avons parlé plus haut, ne peut guère se concevoir que pour des diamètres relativement faibles. Une disposition qui a été adoptée avec succès pour augmenter la sécurité de fonctionnement est la disposition représentée fig.31, du piston d'équilibrage automatique.

Dans cette disposition les canelures du grand piston sont disposées de façon que tout déplacement vers la droite de la partie mobile, crée une ouverture grandissante de la section située à la périphérie, tandis que cette ouverture va se rétrécissant, au contraire, à la périphérie du tambour de petit diamètre.

De cette façon, la pression va rapidement diminuant sur la face S du piston rétablissant ainsi l'équilibre qui avait été rompu au moment du déplacement vers la droite.

On peut ainsi assurer à toutes les charges un équilibrage parfait sans le secours de la butée, tout en ne tolérant qu'un déplacement axial de quelques dixièmes de millimètre. La butée dans ce cas, ne sert qu'à maintenir le rotor en place à quelques dixièmes de mm.près, pendant la mise en régime de vitesse.

§ 8. LES ACCOUPLEMENTS

Normalement, l'accouplement est constitué par deux plateaux à griffes reliés par une buselure rainurée enveloppant exactement les griffes des deux plateaux. (Fig.32).

De cette manière, les déplacements axiaux des deux rotors sont indépendants l'un de l'autre, et la vitesse critique de l'un n'influence pas la vitesse critique de l'autre, les déformations par flexion restant non solidaires.

Cela suppose toutefois que le montage est fait de façon que les deux plateaux se trouvent parallèles, sinon les légers déplacements relatifs entre le manchon et les griffes des deux plateaux qui ne sont plus en alignement horizontal, peut donner lieu à des grippements tels que le blocage dans le sens axial se produise.

Malgré les précautions plus grandes à prendre dans le calcul des arbres lorsque les plateaux d'accouplement sont boulonnés (puisque de ce fait les arbres se comportent comme s'ils étaient d'une seule pièce reposant sur trois ou quatre appuis) on a recours généralement aujourd'hui à ce mode de liaison. Les plateaux peuvent être venus de forge avec les arbres ou bien rapportés sur l'arbre par un manchonnement conique et cale fixe tenue en place au moyen d'écrous noyés dans le plateau. (Fig.33).

§ 9. LES PALIERS ET LA BUTEE.

Les paliers sont nécessairement à graissage forcé; nous disons nécessairement parce que la quantité de chaleur provenant des frottements et de la conduction à travers l'arbre dépasse de beaucoup ce qui pourrait être dissipé par rayonnement et par convection par le palier lui-même; force est donc de faire débiter à travers le coussinet une certaine quantité d'huile réfrigérée au préalable dans un échangeur de chaleur tubulaire, pour maintenir une température de régime qui ne dépasse pas 60°, pour fixer les idées.

L'huile est distribuée aux différents paliers par une conduite spéciale alimentée par une pompe à huile du type volumogène à roue dentée, en

raison de la très grande sécurité de fonctionnement qu'un tel système peut donner; elle est fournie sous une pression de l'ordre de 2 kgs. effectifs et dans les grandes unités, la pompe d'alimentation des paliers est distincte de la pompe qui alimente le servo-moteur à huile du régulateur, L'huile qui arrive dans le plan médian du coussinet (fig.34) par un canal circulaire approprié sort par les extrémités et retombe dans le palier d'où elle est reconduite dans le réfrigérant.

Le coussinet est généralement à rotule de façon à mettre l'arbre dans les conditions de sollicitation correspondant strictement au calcul au point de vue de la vitesse critique. La rotule est rodée et graissée par le conduit d'arrivée de l'huile.

Le corps du palier est rendu aussi court que possible en hauteur, de façon que la dénivellation qui pourrait résulter de la différence entre la dilatation dans le sens vertical du palier et du corps compté à partir des pattes d'attache, soit négligeable. La bride formant chapeau qui tient en place le coussinet est boulonnée à part, et le couvercle extérieur fixé au corps du palier proprement dit, ne sert que d'enveloppe à tout l'ensemble coussinet et accouplement, lorsque l'on se trouve du côté commande, coussinet, butée et engrenage d'attaque du régulateur lorsqu'on se trouve du côté opposé.

Un détail essentiel est celui qui se rapporte à l'étanchéité du palier il faut que le joint horizontal entre le corps et le couvercle ne laisse passer aucune trace d'huile; il faut aussi et surtout que l'huile qui sort latéralement du coussinet ne puisse suivre l'arbre au delà du couvercle.

On y parvient en créant des chicanes multiples qui jouent le rôle de coupe huile, et que la fig.35 fait connaître d'un façon plus précise.

Pour ce qui est de la butée, on peut dire qu'aujourd'hui elle est construite invariablement sur le principe de la butée Mitchell, avec blochets orientables. Les blochets s'appuyent par l'intermédiaire de billes sur des secteurs glissant suivant un arc de cercle dans une rainure en queue d'hironde; ces secteurs qui reçoivent les pressions latérales par l'intermédiaire des billes s'écartent ou se rapprochent suivant la réaction qu'ils reçoivent de façon qu'automatiquement tous les blochets se mettent

à l'alignement dans le plan du plateau. Les secteurs sont donc à glissement doux dans deux plateaux fixés de part et d'autre du plateau mobile; ces plateaux prennent la forme extérieure d'une portion de sphère de façon à pouvoir s'orienter suivant la direction perpendiculaire à l'axe de l'arbre.

Le plateau mobile de butée est généralement venu de forge avec l'arbre; lorsque la butée est en bout d'arbre, il peut être rapporté soit en le glissant sur le bout d'arbre aminci, soit en le boulonnant sur le bout d'arbre non aminci. La fig.36 donne une disposition en bout d'arbre avec plateau rapporté.

Pour ce qui concerne le calcul des proportions et des dimensions du coussinet, de même que pour la détermination de la quantité de chaleur à enlever par seconde, nous renvoyons au cours spécial sur la matière. (Éléments de machines, cours spécial à la section des mécaniciens).

§ 10. L'ENVELOPPE.

L'enveloppe est toujours coupée en deux par un plan horizontal passant par l'axe pour permettre le démontage du rotor. Le joint horizontal est généralement rodé et les brides de grande épaisseur sont serrées à bloc au moyen d'un grand nombre de boulons disposés aussi près que possible l'un de l'autre sur tout le pourtour.

Dans la construction des turbines d'action, on adopte généralement la disposition de la fig.37, de façon à permettre l'alésage au tour à plateau horizontal. La calotte d'échappement est coulée séparément et rapportée sur un emboîtement de centrage, tourné dans l'enveloppe proprement dite.

La vapeur est amenée en tête par le conduit en forme de tore venu de fonte avec l'enveloppe. Dans le plan horizontal, on prévoit au débouché du trou un joint circulaire encastré pour faciliter l'obtention de l'étanchéité à cet endroit. Généralement, un conduit est prévu qui entoure l'enveloppe à la hauteur du deuxième ou du troisième aubage fixe pour assurer l'entrée de la vapeur de surcharge.

En ce qui concerne le conduit d'échappement qui se termine par une

ouverture circulaire, quelques fois par une ouverture rectangulaire, on cherche à réaliser des sections progressivement croissantes depuis la section supérieure jusqu'à la section d'échappement.

Pour faciliter l'écoulement et éviter que le flux arrivant de la partie supérieure ne vienne contrarier celui sortant de la partie inférieure de la roue, on a prévu un cloisonnement vertical de bout en bout, et un déflecteur horizontal aboutissant à une paroi verticale qui partage, avec le premier cloisonnement, la section de sortie en quatre parties égales. (Fig.38).

Lorsqu'il s'agit de pièces de très grandes dimensions, ces cloisons ne sont pas venues de fonte avec la pièce proprement dite, mais réalisées par des parois en tôle fixées à des nervures très courtes règnant le long des parois.

Pour ce qui regarde les pattes d'attache, on peut dire qu'il est logique de les placer de part et d'autre du tuyau d'échappement immédiatement au dessus de la bride horizontale, puisque c'est à cet endroit que la température est la plus faible et la plus voisine de celle des paliers et qu'ainsi on n'a pas à craindre des différences de dilatation appréciables en hauteur entre les supports de l'enveloppe et les supports des coussinets.

A l'avant, le palier est rattaché à l'enveloppe par une collerette alésée en même temps que celle-ci, de façon à établir une liaison axiale entre le palier qui porte la butée, et l'enveloppe.

Lorsqu'il s'agit d'enveloppe du corps H.P dont le tuyau d'échappement est relativement réduit, il est logique d'utiliser pour supporter l'enveloppe, les paliers auxquels viennent s'attacher deux collerettes analogues à celle que nous venons de décrire, à la fois à l'avant et à l'arrière: on dégage ainsi la partie à haute température du corps proprement dit de tout contact direct avec le bâti.

Dans la construction des turbines à réaction proprement dite du type à tambour fig.38, on adopte généralement la construction de l'enveloppe complète en deux pièces séparées par un joint horizontal. On simplifie ainsi la construction au point de vue mécanique, mais on rend nécessaire l'utilisation pour l'alésage d'un alésoir spécial dont l'outil peut être conduit

de l'extérieur avec une grande précision, de façon à pouvoir exécuter le parachèvement et le rainurage de l'enveloppe.

§ 11. ETUDE DU BATI ET DES LIAISONS AVEC LE CONDENSEUR.

Le bâti est généralement constitué par deux longerons en U, renversés, reliés transversalement dans l'axe des paliers par des poutres de même section venues de fonte avec ceux-ci. Ces longerons s'étendent sur toute la longueur de la turbine et de l'alternateur que celle-ci commande.

Ce bâti s'appuie sur les fondations ou sur des poutrelles reposant sur des massifs de maçonnerie isolés lorsque la disposition des accessoires (sécheur de vapeur, vanne d'introduction en tête de la turbine, condenseur, filtre à air pour l'alternateur) exige un emplacement plus grand que celui représenté par la projection horizontale de la surface occupée par le groupe proprement dit.

Il arrive que l'on remplace le bâti par des caissons isolés s'appuyant sur les poutrelles lors du montage définitif; l'inconvénient de cette disposition c'est que le réglage des positions relatives des différentes parties s'il est effectué à l'usine lors du montage provisoire, doit être recommencé lors du montage définitif à la centrale. Avec un bâti complet, au contraire, des broches de repérage sont placées avant le démontage au plancher de l'atelier et ainsi le montage définitif en est grandement facilité.

Une difficulté résulte de la nécessité d'a surer la libre dilatation du corps de la turbine par rapport au bâti, et du corps par rapport au condenseur.

Pour ce qui concerne la libre dilatation axiale, il suffit de fixer la machine au bâti côté condenseur et de laisser les boulons de fixation des pattes du palier côté butée sans serrage énergétique. On peut même aller jusqu'à engager les pattes d'attache du palier de tête entre glissières qui laissent absolument libre le déplacement axial du stator (fig.39).

Pour ce qui concerne la libre dilatation du tuyau d'échappement, on peut avoir recours:

- 1/- à un bourrage permettant au tuyau de coulisser dans la tubulure reliée au corps du condenseur, solution assez compliquée et qui exige le maintien d'un joint hydraulique pour empêcher toute rentrée d'air;
- 2/- à un soufflet en tôle qui peut se déformer sous un effort relativement faible (fig.39);
- 3/- à des ressorts qui soutiennent le condenseur et sont réglés pour que l'action de traction du condenseur sur le tuyau d'échappement soit faible, celui-ci étant rempli d'eau; lorsque le condenseur est vide d'eau, les ressorts exercent alors un effort vers le haut égal au poids de l'eau absente, mais cet effort ne dépasse pas une valeur admissible (fig.40).

Pour ce qui concerne les tuyaux d'amenée de vapeur à la soupape d'introduction et aux conduits de surcharge, les courbes de dilatation sont prévues dans le but de réduire au minimum les efforts de poussée sur le corps de la turbine.

Ces précautions sont indispensables pour éviter toute déformation du corps, si faible soit-elle, qui aurait pour effet de déformer le centrage parfait de l'arbre et du rotor, avec le stator, que l'on s'est efforcé de réaliser au parachèvement et au montage de la façon la plus rigoureuse possible.

§12. LA TURBINE LJUNGSTROM.

Toutes les turbines que nous avons décrites jusqu'à présent, et tous les éléments de construction que nous en avons donnés, se rapportent à des turbines axiales, c'est à dire des turbines dans lesquelles le courant de vapeur est constitué par des trajectoires hélicoïdes enveloppant le rotor.

La turbine Ljungström utilise non seulement la disposition radiale, celle où la vapeur suit un mouvement général du centre du rotor vers la périphérie, mais encore applique un principe non encore décrit, celui de la double rotation. Avec cette disposition, les couronnes d'aubes concentriques sont toutes mobiles, les unes rattachées au plateau de droite par exemple tournant en sens inverse de celles rattachées au plateau de gauche.

De cette façon, il n'existe plus de distributeur à proprement parler, l'une quelconque des couronnes mobiles joue le rôle de distributeur pour la couronne suivante.

Avant de décrire les éléments constitutifs d'un ensemble d'une remarquable originalité, il convient de montrer qu'avec l'utilisation de la double rotation tout se passe au point de vue de l'évolution de la vapeur comme si la turbine était constituée par une moitié de couronnes fixes jouant le rôle de distributeur par rapport à l'autre moitié de couronnes mobiles, à la condition toutefois que ces couronnes mobiles prennent une vitesse tangentielle double. En d'autres termes si l'on compare la turbine radiale à simple rotation à la turbine radiale à double rotation, chacun des rotors tournent en sens inverse l'un de l'autre avec une vitesse périphérique égale, on voit que l'on obtient le même rendement avec cette dernière qu'avec la première en n'utilisant qu'une vitesse de rotation moitié moindre.

Pour faire comprendre clairement cette conclusion il suffit de se reporter aux deux figures (41 et 42), l'une dont les triangles des vitesses d'entrée et de sortie pour le cas ordinaire de la simple rotation, l'autre correspondant à l'hypothèse où les deux aubages se déplaçant en sens inverse l'une de l'autre, avec une vitesse tangentielle $u'_1 = u'_2 = \frac{u}{2}$.

Pour ce dernier cas, en effet, nous devons désigner par ω_1 la vitesse à la sortie de l'aubage mobile que nous supposons égale à la vitesse c_1 dans le premier aubage. Pour obtenir la vitesse absolue de sortie c_1 nous devons combiner ω_1 avec u'_1 ; si nous désirons connaître la vitesse relative d'entrée de la vapeur dans l'aubage mobile suivant, nous aurons à décomposer c_1 en deux composantes dont l'une sera $u'_1 = \frac{u}{2}$; la vitesse cherchée ω'_1 sera donc représentée par le même vecteur que la vitesse relative d'entrée ω_1 , dans le cas de la simple rotation envisagé fig.41.

En raisonnant de la même manière pour les triangles des vitesses à la sortie; on verra que l'on arrive à retrouver pour vecteur représentant la vitesse d'entrée dans l'aubage fixe suivant, celui qui représen-

tait la vitesse absolue c_2 dans le cas de la simple rotation. Tout cela bien entendu quand on admet que la vitesse tangentielle dans le cas de la double rotation est égale à la moitié de la vitesse tangentielle adoptée pour la simple rotation.

La difficulté de profiter de cet avantage pour des puissances élevées résulte de ce que la section de sortie de la dernière couronne, même quand on adopte une largeur maximum compatible avec la résistance à la flexion de l'aubage, est insuffisante, la vitesse périphérique étant limitée par la résistance des anneaux libres soumis à la force centrifuge, c'est à dire à 120 ou 130 m/sec.

Pour remédier à ce défaut dans le cas de l'application du principe aux grandes puissances, il a fallu renoncer à la double rotation pour le dernier aubage qui devient un aubage dédoublé du type axial, porté par chacun des plateaux (fig.43).

Pour pouvoir profiter de l'avantage que nous venons de faire ressortir du principe de la double rotation, l'inventeur a dû faire une mise au point de détails de construction et de fabrication qui confond le mécanicien non initié à pareille école.

Nous allons indiquer rapidement quelques vues de ces détails de construction.

A) DISPOSITION GENERALE.

La disposition générale de la turbine est donnée par la fig.43 qui représente une coupe verticale passant par l'axe de rotation $o_1 o_2$; les couronnes sont rattachées à deux disques en porte-à-faux sur les arbres o_1 et o_2 qui sont portés par les paliers des deux alternateurs marchant en parallèle et couplés pour tourner en sens inverse l'un de l'autre.

Les moyeux des disques g_1, g_2 sont creux, de façon à permettre à la vapeur d'arriver au centre; ils sont bloqués sur des portées coniques ménagées dans deux plateaux qui viennent se boulonner sur les arbres proprement dits.

A première vue, les plateaux portant les couronnes d'aubes auraient pu être constitués d'une seule pièce. Il n'en est rien, les contraintes ther-

miques qui se seraient développées dans ceux-ci par suite des variations de température suivant le rayon allant de 350 à 400°, au centre, à 45° à la périphérie n'auraient pu être tolérées. De là, l'exécution en 2 et dans certains cas, en 3 parties rattachées les unes aux autres par un dispositif ingénieux de libre dilatation que nous décrirons à propos de la conception de l'aubage.

Une difficulté analogue se serait présentée si l'on avait envisagé de rendre solidaire les couronnes du disque; les déformations de l'anneau sous l'action de la température et de la force centrifuge en peuvent évidemment coïncider, sans contraintes excessives, avec les déformations du disque qui le porte. De là, de nouveau l'introduction du joint de libre dilatation auquel nous venons de faire allusion.

B) AUBAGES.

Les aubes étirées au profil approprié sont enrobées aux deux extrémités par un apport au chalumeau d'acier mis en fusion. Cet apport constitue finalement une couronne dont le parachèvement en queue d'aronde permet de rendre cet aubage solidaire des deux couronnes en acier à haute résistance. Dans l'une de ces couronnes, on pratique une rainure latérale en forme de tore (fig.44).

C'est dans cette rainure que vient s'insérer le joint de liaison constitué d'un tronc de cône très mince limité par deux couronnes en forme de tore.

Pour le sertissage des tores, on rend solidaire du tronc de cône la couronne d'une part et le disque d'autre part. Ainsi les déformations de l'anneau et du disque sont rendues à peu près indépendantes.

Pour assurer l'étanchéité de couronne à couronne, on a serti dans des rainures pratiquées dans les anneaux latéraux limitant l'aubage, des bandes d'acier très minces qui se redressant par l'action de la force centrifuge et viennent en quelque sorte toucher la couronne extérieure voisine; on peut par le procédé, limiter le jeu à quelques centièmes de millimètres.

C) EQUILIBRAGE.

Nous venons de voir les dispositions remarquablement étudiées pour assurer l'étanchéité et la libre dilatation. Les difficultés ne se limitent pas à cela: il faut, en effet, assurer l'équilibre des poussées axiales sur les deux plateaux et il faut même que cet équilibre se fasse automatiquement sans quoi, avec les variations de charge, les pressions latérales variaient dans de trop grandes limites pour qu'il soit possible d'absorber les poussées résiduelles par deux butées appropriées.

La fig.45 fait comprendre le système de l'automatisme: des plateaux sont rattachés d'une part aux deux disques toujours par l'intermédiaire de couronnes tronconiques de dilatation, et d'autre part à l'enveloppe.

Chacun de ces plateaux portent des couronnes fortement amincies aux extrémités, s'engageant dans des rainures du plateau opposé et de telle façon qu'un déplacement relatif des deux plateaux dans le sens axial, ait pour effet d'amener un passage relativement libre de la vapeur à la partie inférieure et une obturation plus complète à la partie extérieure ou inversement. On conçoit dans ces conditions que si par suite d'un changement de régime, le rotor de gauche tend à déplacer vers la droite, la vapeur admise à l'entrée de l'espace libre entre les deux plateaux ne trouvant qu'une issue plus faible à la sortie, exercera une pression plus grande sur la surface annulaire comprise entre les deux groupes de chicanes et de cette façon, rétablira automatiquement l'équilibre.

D) BOURRAGES.

Une difficulté non moins grande que les précédentes, se présente dans la conception des bourrages qui doivent être conçus de manière à réduire au strict minimum la longueur du porte-à-faux à une valeur suffisamment faible pour que la vitesse critique reste en dessus du nombre de tours adopté. Pour cela, il faut réduire la longueur du bourrage à une valeur très faible tout en conservant une bonne étanchéité sous la différence de pression correspondant à la pression effective totale d'alimentation.

L'inventeur a résolu de nouveau ce problème par une disposition ori-

ginale que le dessin de la fig.46 fait connaître et qui permet de concentrer une centaine de changements de direction de la vapeur sur une longueur axiale de 65 à 70 mm.

E) MONTAGES.

Des dispositions ont été prises pour permettre par un réglage à chaud des paliers, de faire coïncider mathématiquement les centres des deux groupes de couronnes. Pour que ce réglage ne soit pas détruit par des réactions de la tubulure du condenseur sur le corps de la turbine, celle-ci est posée avec ses deux alternateurs sur la tubulure même des condenseurs qui servira en quelque sorte de fondation aux stators. Des tirants sont prévus pour soutenir les extrémités des alternateurs et reporter les charges qui seraient par trop en porte-à-faux sur les extrémités de l'enveloppe du condenseur.

On peut se rendre compte par cette description du nombre de difficultés de conception et de fabrication qu'il a fallu résoudre pour arriver à faire de cette turbine une machine viable.

Grâce à une réalisation impeccable, les constructeurs suédois sont parvenus à donner à cette machine une sécurité de marche équivalente à celle des autres types, et par une perfection accrue dans la fabrication des profils et dans la réalisation des étanchéités, à obtenir des consommations égales et dans certains cas, meilleures que celles garanties par la concurrence.

*

FASCICULE II

Les Turbines spéciales

§ 1. LA TURBINE A CONTREPRESSION.

Les turbines à contrepression trouvent leur application dans les installations faisant usage d'une quantité importante de vapeur à faible pression (1,5 à 3 kgs/cm²absolu) pour le chauffage ou tout autre usage industriel.

Ces turbines sont préférées aux machines à piston parce qu'elles abandonnent la vapeur dans un état d'absolue pureté, aucun graissage interne n'étant nécessaire pour assurer leur bon fonctionnement; cela résulte de ce que aucun contact ne peut exister dans ce genre de machines, entre la partie mobile et la partie fixe, en dehors des paliers supportant le rotor.

Avec les machines à piston, on doit recourir à un séparateur d'huile placé à l'échappement, alors que ce genre d'appareil ne peut conduire à une purification parfaite et que le moindre entraînement d'huile dans les appareils de chauffage produit une diminution de la conductibilité des parois et, partant, des inconvénients qui, dans certains cas, constituent pour l'installation un vice rédhibitoire.

Ceci explique pourquoi la turbine, malgré un rendement plus faible, (tout au moins pour les petites unités) que celui de la machine à piston utilisée comme machine à contrepression, est préférée aujourd'hui à ces dernières, dès qu'il s'agit de puissances supérieures à une centaine de chevaux.

La turbine à contrepression ne présente, ni au point de vue des dispositions d'ensemble, ni au point de vue de la détermination de ses dimensions, aucune particularité essentielle.

Généralement, elle est construite avec un petit nombre de roues, quelquefois avec une seule roue Curtis. Lorsqu'il s'agit d'une turbine à

réaction, elle ne comprend qu'une roue à deux chutes de vitesse suivie d'un tambour d'un seul diamètre. Les turbines à réaction paraissent mieux appropriées que les turbines d'action pour ce genre d'application particulièrement lorsque la contrepression doit pouvoir varier d'une manière importante, leur rendement moyen restant alors plus élevé.

Pour se rendre compte du bénéfice que procure l'utilisation d'une turbine à contrepression, il faut poser le problème de la manière suivante:

Etant donné que l'on a besoin de Q kgs. de vapeur de chauffage à la pression de 1,5 kg. ou 2 kgs/cm². absolu d'une part et de N_e chevaux vapeur de force motrice d'autre part, déterminer s'il ne serait pas possible par le choix d'une turbine à contrepression fonctionnant avec une pression suffisamment élevée de produire cette puissance de N_e chevaux avec la vapeur vive, en utilisant la vapeur à l'échappement pour assurer l'alimentation du circuit de chauffage.

Désignons par λ la quantité de chaleur totale contenue dans 1 kg de vapeur à la pression d'alimentation p du circuit de chauffage; désignons par q la quantité de chaleur contenue dans l'eau sortant des appareils de chauffage. La quantité de chaleur y calories qu'exigent les appareils de chauffage est donc égale à

$$y = Q (\lambda - q) \quad (7)$$

Désignons par λ' la quantité de chaleur disponible à l'entrée de la turbine à contrepression, la pression et la température ayant été choisies dans certaines limites, de manière à pouvoir produire les N_e chevaux demandés par l'usine.

Si η représente le rendement de cette turbine, H' la quantité de chaleur disponible dans la détente adiabatique depuis la pression choisie jusqu'à la pression de contrepression, nous pouvons déterminer la quantité de chaleur Q' à fournir en écrivant:

$$Q'(\lambda' - H'\eta - q) = y \quad (8)$$

Il est à remarquer toutefois que si la pression et la température doivent

être choisies très élevées, la température à la sortie restera supérieure à la température de saturation, ce qui entraînera la nécessité d'utiliser une injection d'eau dans la vapeur d'échappement pour désurchauffer celle-ci car les appareils de chauffage exigent d'être alimentés avec de la vapeur saturée pour que l'efficacité de la surface de chauffe soit portée à son maximum.

La puissance disponible N'_e pourra se calculer par la relation:

$$N'_e = \frac{Q'H'}{635} \eta \quad (9)$$

Supposons que par le choix de p' et de t' qui fixent H' et par le choix de la turbine, qui fixe η , nous trouvons moyen de réaliser l'équilibre:

$$N'_e = N_e$$

Nous nous trouvons dans la situation la plus favorable, celle où la puissance nécessaire aura pu être produite pour un nombre de calories égal à:

$$X = y' - y \quad (10)$$

y' désignant la quantité de chaleur à fournir pour obtenir Q' kg de vapeur à la pression p' à la température t' , la température de retour étant t et la quantité de chaleur par kg d'eau, correspondante étant q .

$$y' = Q' (\lambda' - q) \quad (11)$$

En vertu des relations ci-dessus, X pourra s'écrire

$$X = Q \left[\frac{\lambda' - q}{\lambda' - H'\eta - q} - 1 \right] (\lambda - q) \quad (12)$$

Si nous avions dû produire le N_e chevaux avec une turbine ordinaire à condensation dont le rendement aurait pu atteindre η' , la consommation de cette turbine en calories alimentée à la même pression p' et à la même température t' aurait atteint:

$$Z = \frac{635 N_e}{\eta'(\lambda' - \lambda\eta)} (\lambda' - q')$$

soit en remplaçant N'_e par la valeur calculée ci-dessus:

$$Z = \frac{H'\eta}{\eta'(\lambda' - \lambda\eta)} \frac{(\lambda' - q')(\lambda' - q)}{(\lambda' - q)} \times Q' = \frac{H'\eta}{\eta'(\lambda' - \lambda\eta)} \frac{\lambda' - q'}{\lambda' - q} y' \quad (13)$$

Le bénéfice peut donc se chiffrer en calories par

$$(y + Z) - (y + X) = Z - X$$

et le bénéfice % par

$$\frac{Z - X}{Z + y}$$

Premier exemple:

$p' = 35 \text{ kgs/cm}^2 \quad t' = 400^\circ \quad p = 2 \text{ kgs/cm}^2$

température de retour $40^\circ \quad q = 40$

quantité de vapeur à l'heure $Q = 5000 \text{ kg}$ soit:

$y = 5000(643 - 40) = 301500 \text{ calories/heure}$

$\eta = 0,65 \quad \eta' = 0,73 \quad q' = 25$

$y = (770 - 150 \times 0,65 - 40)Q' = 632,5 Q'$

D'où:

$Q' = 4780$

$X = y \left[\frac{770 - 40}{770 - 150 \times 0,65 - 40} - 1 \right] = \left[\frac{730}{632} - 1 \right] \times y$

$X = 0,152 y = 45800$

$Z = \frac{150 \times 0,65}{0,73(770 - 493)} \times \frac{770 - 25}{770 - 40} \times y' = 0,483 \times 1,03 \times y' = 1.734.200$

Bénéfice:

$Z - X = 1.688.400$

Bénéfice %:

$\frac{1.688.400}{1.734.200 + 3015000} = 0,35$

Puissance disponible $N_e = 735 \text{ chevaux.}$

Deuxième exemple:

$p' = 13 \text{ kg/cm}^2 \quad t' = 300 \quad p = 2 \text{ kg/cm}^2$

température de retour $40^\circ \quad q = 40$

quantité de vapeur à l'heure $Q = 5000 \text{ kg}$ soit

$y = 5000(643 - 40) = 3.015.000$

$\eta = 0,65 \quad \eta' = 0,73 \quad q' = 25$

$y = (7275 - 93 \times 0,65 - 40)Q' = 6273 Q'$

D'où

$Q' = 4800$

$X = y \left[\frac{727 - 40}{727 - 93 \times 0,65 - 40} - 1 \right] = 0,098 y = 29500$

$Z = \frac{93 \times 0,65}{0,73(7275 - 604,5)} \times \frac{727 - 25}{727 - 40} \times y' = 0,333 \times 1,022 \times y'$

$y' = 3.294.600 \quad Z = 1.120.000$

Bénéfice:

$Z - X = 1.090.600$

Bénéfice %

$\frac{1.090.600}{1.020.000 + 3015000} = 0,265$

Puissance disponible $N_e = 457 \text{ chevaux.}$

On voit que le bénéfice % varie entre 0,26 et 0,35 en calories. Le bénéfice en charbon est sensiblement du même ordre et il y a lieu d'ajouter que le bénéfice en francs et centimes est certainement supérieur, puisque les frais d'installation du système comprenant la turbine à condensation, sont certainement plus élevés, de même que les frais d'exploitation.

Toute la question est donc de réaliser un rapport assez constant entre la demande de vapeur de chauffage et la demande de puissance, et même de maintenir ce rapport assez voisin de l'unité.

Dans une fabrication comme celle du sucre, le cas est particulièrement favorable, la demande de vapeur et la demande de puissance motrice étant liées intimement l'une à l'autre. Le problème se pose exclusivement dans ce cas, d'équilibrer l'ensemble de façon que l'égalité subsiste constamment. On y arrive en améliorant les procédés de fabrication d'une part, en augmentant la pression et la température d'alimentation de la turbine à contrepression d'autre part, de façon à réduire ainsi la consommation de celle-ci.

Lorsque la demande de vapeur et de force motrice ne varient pas simultanément, on peut avoir recours à la turbine à soutirage dont nous allons dire un mot.

§ 2. LA TURBINE A SOUTIRAGE.

On entend par là une turbine dont le corps H.P. est séparé du corps B.P., ou tout au moins dans lequel les roues H.P. constituent un groupe

séparés des roues B.P., de telle manière qu'entre les deux groupes, on puisse soustraire à une pression constante 1,5 à 2,5 kgs/cm² absolu la quantité de vapeur nécessaire au circuit de chauffage. La différence entre la quantité de vapeur alimentant la turbine H.P. et la quantité de vapeur consommée pour le chauffage, passe au corps B.P. et de là, au condenseur.

Cette solution exige un organe régulateur de pression en amont de la turbine B.P. et une régulation spéciale de l'ensemble. Il existe des installations où la vapeur utilisée pour le chauffage doit comporter des circuits à deux pressions différentes; on peut alors grouper les roues de la H.P. pour faire le soutirage en deux endroits appropriés.

Nous n'envisageons pas ici sous le nom de turbine à soutirage, la turbine comportant plusieurs soustractions de vapeur destinée au réchauffage de l'eau d'alimentation; cette solution qui conduit comme nous le montrerons dans un dernier chapitre, à un rendement thermique élevé, est adoptée aujourd'hui dans les grosses unités à haute pression, en vue de pousser jusqu'à la dernière limite, l'économie dans la production de l'énergie motrice.

§ 3. LA TURBINE A BASSE PRESSION.

A l'origine, la turbine à basse pression mise en avant par Rateau, était destinée à utiliser la vapeur des machines à échappement libre, dans des usines comportant à la fois des machines à marche intermittente, des machines réversibles et le plus souvent, une série de petits groupes disséminés dans l'usine, toutes ces petites machines à piston s'accommodant mal de la condensation.

La solution d'une condensation centrale pour l'ensemble de ces machines a conduit la plupart du temps à des mécomptes graves et à un effet utile discutable, en raison de l'importance des tuyauteries et des pertes de charge observées dans celles-ci, sans compter la difficulté d'assurer leur étanchéité parfaite dans laquelle il devient impossible de conserver un vide suffisant. Le problème de l'amélioration de la consommation dans les installations anciennes existant il y a une trentaine d'années, se posait

donc d'une manière particulièrement intéressante et la solution de diriger toutes les vapeurs perdues dans un accumulateur à la pression atmosphérique, de façon à rendre cette vapeur utilisable dans une turbine entre la pression atmosphérique et le vide du condenseur, apparaissait comme très avantageuse.

La quantité de vapeur pouvant toutefois être variable, le rôle de l'accumulateur devenait fondamental dans cette solution et pour suppléer momentanément à une insuffisance de l'accumulateur, la turbine devait être généralement munie d'un corps H.P. relié au corps de B.P., s'alimentant directement à la conduite de vapeur partant des chaudières. La régulation avec une telle disposition devient, on le conçoit, un problème assez compliqué, car il s'agit d'obtenir automatiquement une action du régulateur sur l'entrée de vapeur fraîche du corps H.P. dès que la pression à l'accumulateur vient à tomber en dessous d'une pression limite, et il doit faire en sorte que pendant cette période la turbine s'alimente à la fois aux deux vapeurs et dans la proportion voulue pour que la pression cesse de descendre à l'accumulateur.

L'accumulateur à l'origine était constitué par un réservoir rempli de riblons de fonte qui condensait la vapeur en s'échauffant jusqu'à la température de saturation: dès qu'une baisse de pression se faisait sentir, la fonte cédait sa chaleur à l'eau pour la vaporiser, sa température étant momentanément supérieure à la température de saturation nouvelle.

On s'est aperçu rapidement que l'eau pouvait jouer le rôle de la fonte et avantageusement, puisque la chaleur spécifique de celle-ci est inférieure à celle de l'eau. L'accumulateur dans ce cas devient un simple réservoir cylindrique de grand diamètre horizontal à l'origine, dont les 3/4 ou les 4/5 du volume par exemple, sont occupés par l'eau; la vapeur d'échappement arrivant dans ce réservoir est dirigée par des conduits appropriés plongeant dans la masse et assurant une activité d'échange considérable.

Une telle installation est nécessairement coûteuse, mais l'importance de l'énergie recueillie ainsi est considérable, et paye largement le capital engagé.

Le succès de cette solution a été toutefois s'atténuant à mesure que l'électrification s'est généralisée et que les machines à piston à marche intermittente, ont été remplacées par des moteurs électriques.

L'utilisation des turbines à basse pression a été préconisée également pour améliorer le fonctionnement des machines à piston, celles-ci ayant un rendement thermodynamique assez élevé, lorsqu'elles fonctionnent au dessus de la pression atmosphérique (0,80 par exemple) alors que la turbine à B.P. utilise mieux et plus complètement l'énergie disponible en dessous de la pression atmosphérique.

Cette solution a trouvé son emploi à bord de navires que l'on voulait moderniser en accroissant la puissance disponible: les machines à piston étant utilisées avec un degré de détente moindre fournissaient ainsi une puissance plus grande, et la vapeur d'échappement abandonnée à 1 kg ou 1,5 kg au sortir des cylindres, était dirigée dans une turbine de basse pression attaquant une troisième hélice, la puissance globale devenait non seulement plus élevée, mais le rendement d'ensemble nettement meilleur.

Dans les installations fixes, cette solution hybride n'a jamais rencontré le succès. Mais l'industrie a profité de l'invention de l'accumulateur pour certaines applications spéciales: lorsque la demande de vapeur est très variable, il peut y avoir intérêt d'accumuler de la vapeur à assez haute pression pour la restituer à la turbine au moment des pointes. L'intérêt de cette solution est particulièrement marqué dans les centrales qui sont destinées à fournir à peu près exclusivement l'énergie pour l'éclairage, parce que dans ce cas, les pointes sont particulièrement importantes.

La turbine utilisée à cette fin est conçue de façon à recevoir à la fois au corps H.P. de la vapeur des chaudières et de la vapeur généralement à plus basse pression des accumulateurs; les deux flux se réunissant pour pénétrer dans le corps B.P.

De nouveau se présente le problème de la régulation. Celle-ci doit assurer la marche avec vapeur à haute pression fournie directement par les chaudières tant que la pression reste au dessus d'une valeur admise (1/2 kg en dessous de la pression du timbre), mais à partir du moment où cette

pression tombe au dessous de la limite admise, le régulateur doit commander l'entrée simultanée de la vapeur accumulée et de la vapeur à haute pression dans la proportion voulue pour que la pression cesse de diminuer aux chaudières, l'admission de la vapeur accumulée ne prenant fin que quand la pression est remontée au dessus du 1/2 kg toléré.

L'ensemble doit être pourvu au surplus d'un dispositif qui coupe la charge lorsque la pression à l'accumulateur est tombée par suite d'un prélèvement prolongé en dessous de 3 ou 4 kgs cm².

§ 4. LA TURBINE UTILISÉE SUR LA LOCOMOTIVE.

On a été amené tout naturellement à se poser le problème de la turbine destinée à actionner la locomotive, bien que la turbine présente trois défauts majeurs pour une telle application:

- 1) Elle ne peut pas fonctionner économiquement sans condensation.
- 2) Elle n'est pas réversible.
- 3) Son rendement est intimement lié à sa vitesse de rotation.

Il résulte de là que la turbine se présentait à priori comme ayant peu de chances de triompher de sa rivale: la machine à piston.

Des essais ont été tentés quand même, en Suisse et en Suède particulièrement, mais il semble bien que ces réalisations se soient révélées dans la pratique de l'exploitation, comme peu intéressantes.

Toutes les réalisations comportaient un appareil de condensation par surface et partant une pompe de circulation et une pompe à air; l'absence de vapeur d'échappement pour le tirage conduisait en outre les constructeurs à compliquer le système d'un ventilateur de tirage placé à la cheminée.

Pour assurer la condensation continue, force était de prévoir un circuit de réfrigération de l'eau de circulation placé sur le tender, et cet appareil devenait relativement lourd et encombrant.

L'économie réalisée sur le combustible et sur l'eau d'alimentation qui permettait de diminuer le poids mort au départ, ne conduisait malheureusement pas, en raison de cette nécessité de la réfrigération, à une dimi-

nution du volume et du poids du tender et finalement, de l'ensemble. En fin de compte, l'économie sur la consommation n'entraînait pas une économie réelle, compte tenu des frais d'exploitation, car ceux-ci comprennent:

- 1) L'amortissement et l'intérêt du capital engagé.
- 2) Les frais d'entretien et de conduite.
- 3) Le combustible et l'huile.

Si ce dernier poste peut-être sensiblement amélioré par l'emploi de la turbine, le premier est, par contre, fortement aggravé.

Nous n'avons fait allusion, jusqu'à présent qu'au premier des défauts majeurs: la nécessité d'employer le condenseur par surface.

Pour ce qui est des deux autres défauts signalés plus haut, disons que l'on pare au premier en employant une turbine de marche arrière généralement plus courte et plus simple (puisqu'elle n'a pas besoin d'être aussi économique) faisant corps avec la turbine principale et de telle façon qu'elle tourne dans le vide du condenseur quand la turbine principale est en action. Pour ce qui est du second défaut: rendement variable avec la vitesse périphérique, il n'y a aucun remède étant donné que tout changement de vitesse ne peut se concevoir dans une locomotive de grande puissance. On en est donc réduit à n'employer la locomotive à turbine que pour les longs parcours sur des profils peu accentués permettant une vitesse relativement constante.

Si nous entrons à présent dans la question de réalisation, nous dirons que l'on peut envisager deux solutions:

- 1) La solution entièrement mécanique.
- 2) La solution électrique.

Cette dernière est évidemment fort coûteuse et conduit à un poids mort considérable puisqu'elle constitue somme toute une sorte de centrale roulante avec sa condensation, son réfrigérant, ses pompes de circulation, de vide, d'alimentation. Elle n'a été réalisée qu'en Amérique et sans succès.

La solution mécanique est plus simple mais comporte un train réducteur de vitesse par engrenages qui la rend plus délicate, surtout que l'on peut envisager que l'attaque d'un seul essieu, et que le renvoi d'une partie du couple moteur aux autres essieux, ne peut se faire que par bielles d'ac-

couplement.

Tout revient dans cette solution mécanique à choisir judicieusement l'emplacement de la turbine et du condenseur.

Dans le type Winterthur mis au point avec la collaboration de Brown Boveri & Co, pour la condensation et de Escher Wyss & Co, pour la turbine, le constructeur s'est appliqué à changer le moins possible les formes et les détails de construction de la chaudière et du châssis.

L'emplacement de la turbine a été fixé sur le bogie avant, de façon à la rendre bien accessible; son axe était orienté perpendiculairement à l'axe de la locomotive et par un train double d'engrenage, la commande était faite au premier essieu moteur. Le condenseur avait sa place dans l'axe même, sous la chaudière, de façon à réduire au minimum la tuyauterie d'échappement faisant communiquer l'enveloppe de la turbine avec le corps du condenseur par surface. Les pompes étaient placées sur le tender avec le circuit de réfrigération par ruissellement.

Dans le type Lijungström, l'inventeur s'est efforcé de se dégager de toute influence antérieure, modifiant profondément les dispositions essentielles de la chaudière en la munissant d'un réchauffeur d'eau et d'un réchauffeur d'air. La turbine est placée entre le châssis de la locomotive et celui du tender. Malgré la valeur exceptionnelle de l'inventeur, il semble bien que la solution se soit montrée défavorable au point de vue financier, car son application ne s'est pas étendue.

En résumé, tous les efforts faits par les mécaniciens appuyés par des sacrifices d'argent considérables, sont restés sans suite.

Cela tient à la nature particulière du problème d'exploitation. La durée d'utilisation à charge normale de la locomotive dans une exploitation bien conduite, compte tenu du temps employé à l'entretien, aux révisions et à la mise à feu, est si réduite que les économies de combustible, même avec des différences de consommation spécifiques par cheval du simple au double, ne se traduisent pas par une différence suffisamment grande sur les frais totaux d'exploitation.

A présent que l'exploitation semble entrer dans une autre voie, l'emploi d'automotrices Diesel pour le service à voyageur, une solution précé-

nisée par un ingénieur belge M. Mottet, peut triompher de certains inconvénients signalés plus haut.

Etant donné que la puissance moyenne reste de l'ordre de 300 ou 400 chevaux dans une automotrice simple, on peut envisager la turbine fonctionnant avec réducteur de vitesse et changement de vitesse, munie d'un volant tournant à la vitesse de rotation de la turbine. Celui-ci est capable d'emmagasiner dans les périodes de freinage et d'arrêt pendant lesquelles la turbine est débrayée, une quantité d'énergie considérable qui viendra servir d'appoint au moment du démarrage pour doubler ou tripler le couple moteur.

La turbine, dans ces conditions, ne possède qu'un seul sens de rotation et l'on prévoit un changement de marche par engrenages. Naturellement, avec des vitesses de rotation élevées, il faut utiliser un réducteur de vitesse du type planétaire par exemple, à trois ou quatre vitesses de façon à faire osciller la vitesse tangentielle de la turbine en deçà et au delà de celle qui conduit au rendement optimum.

La possibilité d'accumuler l'énergie produite par la turbine dans les périodes de freinage pendant lesquelles la turbine est débrayée, permet de régulariser la demande de vapeur à la chaudière de façon à ne faire débiter à celle-ci que la quantité correspondant sensiblement à la moyenne de la puissance demandée.

L'utilisation du volant dans la période de démarrage permet de doubler et même de tripler le couple normal fourni par la turbine, et, partant, d'obtenir des accélérations considérables capables de conduire à des vitesses commerciales élevées, but essentiel poursuivi dans l'exploitation par automotrices.

Dans ce système, la condensation de la vapeur dans des radiateurs n'a d'autre but que de permettre une réutilisation de l'eau provenant de la vapeur condensée, comme eau d'alimentation. Cette eau étant parfaitement pure, un des problèmes importants de l'exploitation est réalisé, celui de permettre l'alimentation des chaudières avec de l'eau ne contenant aucun sel en solution. L'emploi du vide à la turbine n'est pas exclu, mais sa réalisation serait de nature à compliquer le problème par la nécessité

d'introduire une pompe à vide et une pompe de circulation.

On peut admettre que sous cette forme l'automotrice à turbine peut être appelée à entrer en concurrence avec l'automotrice Diesel de moyenne puissance réservée aux trains de banlieue. Mais dès à présent, il semble que l'avenir soit à ce dernier moteur utilisant la transmission mécanique.

§ 5. LES TURBINES MARINES.

L'application des turbines à la propulsion des navires date de l'invention même de la turbine par Parsons dont le but était en tout premier lieu, de résoudre cet important problème posé par l'accroissement continu des tonnages et des puissances des navires construits il y a une trentaine d'années.

Deux difficultés se présentent résultant:

- 1) de l'absence de réversibilité de la turbine,
- 2) de la nécessité d'adapter le nombre de tours de la turbine relativement grand, au nombre de tours de l'hélice relativement faible.

Pour les navires de très grand tonnage à marche rapide, l'attaque directe se révèle comme possible, mais il faut adopter des diamètres de tambours excessivement grands qui alourdissent l'appareil moteur et font perdre les avantages que l'on attendait de la turbine: la diminution de poids et d'encombrement.

Le grand progrès dans ce domaine est venu de l'emploi d'engrenages réducteurs capables de ramener la vitesse de plusieurs milliers de tours par minute à 120 ou 200 tours suivant le cas.

La réalisation de roues dentées taillées avec suffisamment de précision pour permettre d'utiliser de grandes vitesses tangentielles sans amorcer des vibrations et des sifflements inadmissibles, a constitué un des grands progrès de la technique dans ces vingt dernières années.

Entre le moment de l'application à la marine, de la turbine et le moment de réalisation du réducteur par engrenages suffisamment parfaits, des tentatives avaient été faites pour utiliser la transmission hydraulique: une pompe centrifuge commandée par la turbine envoyait le fluide sous

pression dans la turbine hydraulique calée sur l'arbre de l'hélice, les dispositions étant prises pour faire jouer partiellement au diffuseur de la pompe le rôle de distributeur de la turbine (Système Fottinger). Malgré toutes les recherches faites pour améliorer les tracés des roues et du diffuseur, cette solution s'est toujours révélée comme étant d'un rendement trop faible pour qu'elle puisse s'imposer.

La transmission électrique est évidemment une solution idéale, mais trop coûteuse et trop lourde; elle a été reprise pour la construction d'un très puissant paquebot vraisemblablement pour permettre l'exploitation de celui-ci à vitesse réduite sans devoir tolérer une diminution du rendement des turbines dont la valeur est liée intimement à la vitesse périphérique.

Cette solution électrique a été adoptée depuis longtemps sur les navires de guerre qui doivent assurer la possibilité d'une marche à vitesse très réduite (marche de croisière) avec une consommation réduite. Lorsqu'on a recours à l'attaque directe ou par engrenages dans la propulsion des navires de guerre, on prévoit des combinaisons de tuyauteries qui permettent de faire travailler en tension plusieurs corps de turbines qui sont utilisées normalement en parallèle.

Avec l'attaque mécanique directe ou par engrenages, la disposition classique est celle qui comporte 4 hélices:
2 attaquées par les turbines de haute et moyenne pression travaillant sur le même axe,
2 attaquées par les turbines à basse pression reliées directement par le haut aux condenseurs par surface placées latéralement. (Fig.47).

La turbine de marche arrière plus courte est placée sur l'axe de la turbine B.P. de façon que ses roues tournent dans le vide du condenseur pendant la période de fonctionnement normal. Ces turbines de marche arrière sont plus simples et ne comprennent qu'un petit nombre d'étages, car on ne leur demande qu'une seule chose: fournir un couple moteur de l'ordre de la moitié du couple moteur normal de marche avant, avec une consommation égale à celle des turbines principales.

Il importe au point de vue du bon fonctionnement de la turbine de marche arrière que la soupape d'alimentation soit absolument étanche, car

l'existence de vapeur à assez haute densité dans les premiers aubages, aurait pour effet de provoquer par brassage, une élévation dangereuse de la température.

Un des premiers grands paquebots équipés avec des turbines a été le Mauretania faisant 25 noeuds à l'allure de 190 t/m. aux hélices. La puissance totale était de 68.000 chevaux répartie sur 4 hélices, deux commandées par les turbines de B.P., deux commandées par les turbines de H.P. toutes quatre à attaque directe à 190 t/m.

La vitesse de 190 t/m est extrêmement faible pour les turbines; pour avoir des vitesses périphériques suffisantes, il avait fallu adopter des diamètres de tambours de:

2400 mm. à la H.P. fonctionnant entre 11,6 kgs et 1,5 kg.
3600 mm. à la B.P. fonctionnant entre 1,4 kg. et 0,07 kg/cm²

La longueur du tambour de H.P. atteignait entre paliers 7500 mm. et celle du tambour de B.P. 5600 mm., le poids de la turbine B.P. avec son arbre de 900 mm. de diamètre atteignait 126 tonnes.

On conçoit qu'un tel ensemble n'amenait pas une réduction notable ni du poids, ni de l'encombrement - sauf en hauteur - mais elle permettait d'accroître la puissance disponible, les plus grands navires avec machines à piston, ne dépassant guère 40.000 chevaux (10.000 chevaux par machine).

De plus, il a été possible avec des turbines à 2000 t/m ou 2500 t/m et réduction à 150 t/m. de porter la puissance globale à des valeurs exceptionnelles

150.000 et même 200.000 chevaux.

§ 6. LES TURBINES AVEC REDUCTEUR DE VITESSE.

Nous dirons quelques mots ici des réducteurs de vitesse employés d'ailleurs depuis une dizaine d'années couramment et avec succès pour les turbines fixes de faible ou de moyenne puissance (500 à 2500 chevaux pour fixer les idées) de façon à pouvoir réaliser le nombre de tours qui conduit à la turbine limite.

On peut envisager deux solutions: la turbine à simple ou à double réduction.

Les deux schémas ci-contre montrent les dispositions possibles pour un cargo à une seule hélice.

1ère disposition. Les axes des rotors de H.P. et de B.P. commandent la même roue dentée calée sur l'arbre de l'hélice au moyen chacun de deux pignons taillés suivant la denture hélicoïdale dédoublée. (Fig.48).

2ème disposition. Les axes des 3 rotors H.P. M.P. et B.P. attaquent par pignons dédoublés deux roues dentées dont les axes portent à leur tour des pignons attaquant la grande roue dentée calée sur l'axe de l'hélice (Fig.49).

Avec la double réduction, il est possible d'atteindre des rapports de vitesse de 3500 à 75 pour fixer les idées, soit des rapports par couple de 6 à 7. Avec la simple réduction on ne dépasse en aucun cas le rapport 10.

Le dessin de la fig.50 donne la disposition ramenée dans le plan de projection des roues dentées pour une double réduction de 3382 t/m à 75 t/m.

Les grandes roues sont construites en acier coulé avec moyeu fretté et couronnes en acier spécial forgé rapportées à chaud.

Les pignons sont venus de forge avec l'arbre, ils sont dédoublés de façon à pouvoir tailler la denture hélicoïdale en chevron.

L'axe de petit diamètre à 3382 t/m, est creux et l'arbre de commande le traverse de façon à attaquer par plateau boulonné, l'autre extrémité: par cette disposition, on arrive à donner une élasticité suffisante de torsion à l'axe de commande pour atténuer les efforts de surcharge sur la denture, résultant des accélérations ou des décélérations réalisées dans les manoeuvres. On évite également par ce moyen un effort dangereux sur les paliers du réducteur, résultant d'un mauvais alignement des paliers de la turbine, en introduisant des possibilités de déformation de l'arbre de commande dont le diamètre a été ramené au minimum en le calculant pour résister exclusivement au couple de torsion.

Les difficultés rencontrées dans la fabrication des roues dentées de

grand diamètre tournant à grande vitesse périphérique, viennent de ce que tout défaut de centrage de pas ou de profilage de la denture se traduit par des phénomènes d'accélération et de décélération pendant la durée d'engrènement d'une dent, phénomènes qui provoquent des vibrations et des chocs se traduisant en fin de compte aux grandes vitesses périphériques, par un ronflement ou un sifflement puissant, extrêmement désagréable.

C'est donc par une mise au point des moyens de mesure et de vérification du centrage des roues, de la valeur du pas et de la forme des profils que l'on est parvenu à corriger les défauts des machines - outils chargés d'usiner les couronnes puis de tailler les dentures; cette mise au point n'a pu se faire que dans un temps très long et par approximations successives.

Il ne suffit pas pour obtenir un bon fonctionnement d'avoir affaire à des roues pratiquement parfaites, il faut encore qu'un montage rigoureux assure le parallélisme des axes et la distance d'entre axes qui avait été prévue dans le tracé.

La boîte qui porte les paliers et renferme les roues dentées, est généralement pour les grandes dimensions en acier coulé, construite avec de solides nervures de façon à réaliser une liaison très rigide des supports; cette boîte doit être entièrement étanche de façon à pouvoir réaliser un graissage abondant de la denture au moyen de jets répartis sur toute la largeur des dents.

L'étude des tracés des profils est faite avec le plus grand soin et de telle façon que l'on puisse adopter l'arc d'engrènement aussi grand que possible; le taillage se fait généralement au hob mais aussi, comme c'est le cas dans les engrenages Maag, à la machine à mortaiser avec rectification ultérieure après traitement de l'acier, par meule à plateau, utilisant le rattrapage automatique de l'usure de celle-ci.

L'angle d'inclinaison des dentures hélicoïdales (en sens inverse pour les pignons dédoublés en chevron) est de l'ordre de 35 à 40°.

Avec toutes les précautions que l'on prend actuellement dans cette technique de taillage des roues dentées, on peut atteindre des vitesses périphériques de l'ordre de 40 m/sec. avec un sifflement insignifiant.

La nature des matériaux joue un grand rôle dans la durée des roues dentées, mais il convient aussi de ne pas dépasser une certaine pression par unité de largeur de la roue.

Lorsque cette pression est trop élevée, non seulement l'usure s'accélère, mais il arrive que les surpressions locales provoquent de véritables éclatements de la manière qui donne aux flancs des dents l'aspect d'une surface piquée.

On conçoit l'importance du montage au point de vue de la répartition de la pression le long des génératrices; de même la rigidité à la flexion doit être telle que le parallélisme subsiste pratiquement malgré les efforts appliqués.

La question de la rigidité à la torsion se pose également car la répartition plus ou moins uniforme du couple transmis le long de la dent doit être assurée aussi parfaitement que possible.

*

FASCICULE III

Etude de la Turbine à gaz

§ I. HISTORIQUE.

La solution industrielle de ce problème qui a retenu l'attention des techniciens depuis plus de 35 ans, a paru un moment sur le point d'être trouvée grâce aux efforts persévérants d'un ingénieur allemand Holzwarth qui avait su réunir à la fois des moyens financiers exceptionnels et des compétences de premier ordre dans une collaboration avec la filiale allemande de la Société Brown Boveri & C°, puis plus tard avec la puissante firme métallurgique Thyssen & C°, de Mulheim.

Les recherches se poursuivent de 1908 à 1928 pour aboutir à cette époque à la réalisation de plusieurs unités de 1000 et 5000 chevaux capables d'assurer un service industriel. Malheureusement, et malgré tous les efforts financiers accomplis, les résultats au point de vue du rendement furent jugés insuffisants pour rendre victorieuse la lutte de la turbine à gaz avec le moteur à gaz à piston; le rendement thermique limite de 0,22 atteint, au lieu de 0,33 fourni par ce dernier, rendait tout espoir impossible. Non seulement le rendement d'ensemble était insuffisant mais comme nous le verrons par la suite, la solution conduisait à un groupe très complexe, très coûteux de réalisation, demandant des frais d'entretien importants, probablement supérieurs à ceux du moteur à gaz de grande puissance.

On peut donc dire que dans l'état actuel de la technique, il n'existe et ne peut exister une solution satisfaisante.

Le fait que pour assurer la résistance de l'aubage mobile, il faut abaisser la température des gaz à l'entrée à moins de 500° et que pour cette température la résistance des aciers va diminuant très rapidement pour tomber à une valeur très faible de l'ordre de 10 kgs.mm², ne laisse aucun espoir pour l'avenir, car cette situation implique une roue unique pour la turbine, la détente en une fois jusqu'à la pression atmosphérique;

on est donc conduit à l'emploi des roues d'action de grand diamètre à deux chutes de vitesse dont le rendement indiqué, nous le savons, ne dépasse pas dans les meilleures conditions 0,65 surtout, si pour des raisons de sécurité les vitesses périphériques limites ne peuvent dépasser 180 m/sec. Refroidir l'aubage comme l'avait préconisé à l'origine Armangaud par une circulation interne d'eau, c'est s'exposer à des difficultés insurmontables de réalisation. C'est aussi aborder un problème industriel pratiquement impossible, vu la nécessité de n'employer que de l'eau parfaitement pure. Le refroidissement de l'aubage entraînerait d'ailleurs une perte si considérable que le rendement de la turbine en serait compromis. La solution la plus parfaite à ce point de vue consiste à utiliser un excès d'air de balayage des chambres d'explosion pour enlever à l'aubage une certaine quantité de calories par seconde de façon à réaliser une température moyenne largement inférieure à la température des gaz brûlés à la sortie des tuyères, c'est-à-dire la température atteinte après détente jusqu'à la pression atmosphérique.

On pourrait être tenté pour améliorer la situation au point de vue température, d'augmenter la détente en maintenant dans l'enveloppe une pression inférieure à la pression atmosphérique. Il suffirait pour cela d'utiliser un exhausteur placé à la sortie de l'enveloppe ou mieux à la sortie d'un faisceau tubulaire d'une chaudière à tubes de fumée qui serait chargé d'absorber la chaleur des gaz en les refroidissant à 150° par exemple. Malheureusement le mauvais rendement de la roue Curtis jointe à un rendement aussi mauvais du compresseur chargé de relever la pression des gaz sortant de la chaudière, rendent vaines toutes ces combinaisons.

Il est à peine besoin de faire ici le procès des procédés qui, pour réduire la température à l'entrée de l'aubage, recourent au système de la trompe. Par ce procédé on abaisse la vitesse et la température des gaz en les mélangeant à une forte proportion d'air. Malheureusement, le rendement très faible des trompes conduit fatalement à un rendement d'ensemble tout à fait insuffisant.

La conséquence de ce que nous venons d'exposer, c'est qu'il est impossible, dans l'état actuel de la technique, d'envisager la construction

de la turbine à gaz.

S'il est question de turbines à gaz dans l'industrie, c'est exclusivement de turbines fonctionnant avec des gaz d'échappement de moteurs à gaz ou mieux de moteurs à combustion genre Diesel, c'est-à-dire avec des gaz refroidis par la détente à la sortie du moteur à une valeur très inférieure à 500°, et utilisant l'énergie encore disponible au moment de l'échappement. L'échappement se faisant généralement à une pression de l'ordre de 2 à 3 kgs/cm². on peut voir fig.51 que grâce à la turbine, il est possible de transformer en énergie mécanique, une quantité relativement considérable d'énergie disponible par la détente complète jusqu'à la pression atmosphérique. Cette énergie, le moteur à piston ne saurait la transformer en énergie mécanique sans des artifices (le compoundage par exemple) qui rendrait l'effet utile d'une telle complication négligeable. Cette disposition de la turbine fonctionnant au gaz d'échappement est particulièrement appréciée dans le Diesel deux temps où elle permet d'attaquer directement la soufflante de balayage sans demander aucune puissance supplémentaire au Diesel lui-même.

Nous aborderons dans les deux paragraphes suivants, l'étude des deux cycles possibles, et les limites de rendement de chacun d'eux. Nous ferons cette étude en supposant que les gaz se comportent comme des gaz parfaits ayant une chaleur spécifique invariable avec la température. Il s'agit d'une hypothèse qui est loin d'être exacte aux températures élevées que la turbine met en jeu, mais les conclusions que nous établirons dans ce cas simple, seraient encore renforcées si nous passions à une étude plus complète.

52. CYCLE A COMBUSTION.

Ce cycle a été utilisé par Armangaud dans des essais effectués vers 1905. En vérité pour simplifier les essais, Armangaud n'avait essayé à cette époque que la turbine à pétrole. La pression dans la chambre de combustion était fournie par un compresseur centrifuge de 500 à 600 chevaux à 5,25 kgs.

Ce compresseur centrifuge construit par Rateau comportait trois corps à 8 ou 10 roues chacun et représentant un ensemble extrêmement important vis-à-vis de la turbine elle-même à une seule roue Curtis.

La chambre de combustion ainsi que la tuyère d'injection étaient revêtues intérieurement de carborandum. La chambre était refroidie dans l'épaisseur de la paroi par un serpentin vaporisant et surchauffant une certaine quantité d'eau qui venait se mêler aux gaz et se détendre dans la tuyère. On parvenait ainsi à abaisser la température des gaz aux environs de 550°. Le rendement de l'ensemble ne dépassait malheureusement 0,06.

Ce résultat décourageant provenait du faible rendement du compresseur et de la roue Curtis comme nous allons le montrer.

Le cycle utilisé comprenait une compression adiabatique du combustible et du comburant jusqu'à la pression p_2 , puis une combustion à pression p_2 constante faisant passer le mélange de T_2 à T_3 , suivie d'une détente adiabatique de p_2 à p_1 , avec un abaissement de température de T_3 à T_4 .

Le balayage à pression constante peut être remplacé pour fermer le cycle, par un refroidissement de T_4 à T_1 à pression p_1 constante. A la fin du cycle, on retrouve donc 1 kg de gaz brûlé à la même pression et à la même température que le kg de mélange frais de combustible et de comburant, dont on était parti pour commencer le cycle. Pendant la période de combustion, nous admettrons que nous avons fourni Q_1 calories dépendant de la charge; pendant l'évacuation à pression p_1 , nous supposons que nous avons soustrait Q_2 calories (Fig.52).

En vertu du principe de la conservation de l'énergie, on peut dire que le travail mécanique fourni par le cycle exprimé en calories est égal à:

$$A_C = Q_1 - Q_2$$

Par définition le rendement du cycle peut donc se calculer par la relation:

$$\eta = \frac{A_C}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1)$$

ou, puisque nous supposons les chaleurs spécifiques constantes pour les gaz brûlés comme pour les gaz constituant le mélange (le combustible et le comburant).

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Ce rapport peut encore s'écrire:

$$\eta = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_3} - \frac{T_1}{T_2} \times \frac{T_2}{T_3}}{1 - \frac{T_2}{T_3}} \quad (2)$$

Or le rapport $\frac{T_2}{T_3}$ peut se calculer en partant de la relation:

$$C = C_p(T_3 - T_2)(1 + K)$$

qui implique que la quantité de chaleur C produite par la combustion complète de 1 kg. de combustible ($C =$ pouvoir calorifique) donne lieu à une élévation de température à pression constante des produits de la combustion, telle que toute la quantité de chaleur soit absorbée par les produits de combustion.

(K dans cette relation indique le poids de l'air employé à la combustion de 1 kg. de combustible). On peut donc déduire de là:

$$\frac{T_3}{T_2} = 1 + \frac{C}{T_2 C_p (1 + K)} \quad (3)$$

le rapport $\frac{T_1}{T_2}$ de même que le rapport $\frac{T_4}{T_3}$ peuvent se déduire de la relation fournie par l'adiabatique:

$$p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma$$

Compte tenu de l'équation des gaz parfaits:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

on peut écrire:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

de même que:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

de là la relation:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \quad (4)$$

et

$$\eta = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5)$$

Le rendement thermique du cycle dépend donc exclusivement du rapport des pressions finale et initiale, de ce que l'on appelle généralement le taux de compression, ceci n'étant rigoureusement vrai que dans l'hypothèse où les gaz brûlés se comporteraient comme des gaz parfaits.

Pour ces rapports $\frac{p_2}{p_1}$

2 ; 4 ; 6 ; 8 ; 10

les rendements calculés sont respectivement de:

0,18; 0,33; 0,40; 0,45; 0,48

Malheureusement ce qui importe ce n'est pas le rendement thermique du cycle, mais le rendement thermique réel de l'ensemble turbine-compresseur.

Ce rendement par définition, c'est la rapport entre l'équivalent calorifique du travail effectivement disponible sur l'arbre $A\mathcal{C}_o$ par Kg. de combustible, et la quantité de chaleur disponible dans ce kg, que nous avons désigné par Q_1 .

Or nous pouvons écrire:

$$\eta_r = \frac{A\mathcal{C}_o}{Q_1} = \frac{A\mathcal{C}_o}{A\mathcal{C}} \times \frac{A\mathcal{C}}{Q_1} = \eta \times \eta_{th} \quad (6)$$

$A\mathcal{C}$ représentant le travail théoriquement disponible dans le cycle idéal, que nous avons défini plus haut. Le rendement thermique réel se présente donc comme le produit de deux rendements:

le rendement thermique dont nous avons établi la valeur ci-dessus η

le rendement thermodynamique η_{th} que nous allons évaluer.

Pour calculer η_{th} il nous faut introduire le rendement de compresseur que nous désignerons par η_c et le rapport k du travail disponible théoriquement dans la détente adiabatique d'un kg de fluide à la pression p_2 à la température T_3 , au travail absorbé théoriquement par la compression de 1 kg de ce fluide de p_1 à p_2 . Il est facile de voir en utilisant le diagramme entropique des gaz parfaits que ce rapport a pour valeur

$$k = \frac{H'}{H'_c} = \frac{T_3}{T_2} \quad (7)$$

Si en effet on passe (fig.53) de la pression p_1 , température T_1 , à la pression p_2 par compression adiabatique, on voit que la température absolue à la fin de la compression adiabatique sera T_2 et la quantité d'énergie mise en jeu dans la compression adiabatique sera représentée par:

$$H'_c = EC_p(T_2 - T_1) \quad (8)$$

On voit que:

$$k = \frac{H'}{H'_c} = \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1} = \frac{T_3}{T_2} \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - \frac{T_1}{T_2}} = \frac{T_3}{T_2} = 1 + \frac{C}{T_2 C_p (1 + k)}$$

en vertu des relations trouvées plus haut.

Ceci établi, nous pourrions évaluer le rendement thermodynamique η_{th} du cycle en écrivant:

$$\eta_{th} = \frac{\eta_t H' - \frac{H'_c}{\eta_c}}{H' - H'_c} = \frac{\eta_t k - \frac{1}{\eta_c}}{k - 1} \quad (9)$$

En partant de $C = 10.000$ calories pour le pétrole:

$$c_p = 0,24 \quad k = 20 \quad T_1 = 288$$

on pourra déterminer k pour les différents degrés de compression:

$\frac{p_2}{p_1} =$	2	4	6	8	10
$\frac{T_2}{T_1} =$	1,219	1,487	1,668	1,811	1,931
$k =$	6,67	5,64	5,14	4,8	4,57
$\eta_{th} =$	0,51	0,476	0,453	0,435	0,419

puis le rendement thermodynamique en adoptant pour rendement de la turbine 0,66 et pour le compresseur 0,66, chiffres que l'on peut considérer comme des valeurs maxima. En tenant compte des rendements thermiques établis plus haut, on voit que le rendement réel η_r en fonction du taux de compression peut s'évaluer comme suit:

$\frac{p_2}{p_1} =$	2	4	6	8	10
$\eta_r =$	0,092	0,157	0,182	0,196	0,200

Ces rendements qui sont très nettement inférieurs aux rendements obtenus avec un moteur à gaz fonctionnant avec le même degré de compression, sont 2 à 3 fois plus élevés encore que ceux que l'on peut réaliser effectivement dans la pratique.

Voyons en les raisons. Tout d'abord la température de combustion T_3 à laquelle on arrive ne pourrait être maintenue en permanence dans la chambre de combustion, compte tenu des matériaux dont on dispose: force est donc de refroidir celle-ci par une circulation d'eau de l'enveloppe, eau qui se vaporise et que l'on peut injecter dans l'aubage en vue de refroidir celui-ci à son tour. Pratiquement on ne peut dépasser une température de t_3 de l'ordre de 1450 degrés.

Voyons donc tout d'abord à quelle valeur théorique on est conduit pour T_3 .

La formule établie ci-dessus donne:

$$T_3 = kT_2 = k \frac{T_2}{T_1} \times T_1$$

On voit que pour:

$$T_1 = 273 + 15 = 288^\circ$$

$\frac{P_2}{P_1}$	2	4	6	8	10
$\frac{T_3}{T_1}$	8,12	8,39	8,57	8,71	8,83
T_3	2340	2415	2465	2510	2540

soit en degrés centigrades:

t_3	2067	2142	2192	2237	2267
-------	------	------	------	------	------

Pour ramener à 1450 ou 1723 de température absolue, la température limite, afin de rendre possible la conservation de la chambre de combustion, il faut en réduire l'énergie disponible dans le rapport:

$$\frac{1723}{2340} = 0,75$$

pour le plus petit degré de compression envisagé;

$$\frac{1723}{2540} = 0,68$$

pour le plus grand degré de compression.

Si nous nous reportons à la formule du rendement, nous voyons que nous aurions pu la mettre sous la forme:

$$\eta = \frac{\eta_t H' - H'_c / \eta_c}{EQ_1}$$

Si nous disons que H' est ramené à H'_1 ;

$$\eta_r = \frac{\eta_t H'_1 - \frac{H'_c}{\eta_c}}{EQ_1} = \frac{H'_c}{EQ_1} \left[\eta_t \frac{H'_1}{H'_c} - \frac{1}{\eta_c} \right]$$

Tenons compte des valeurs de $\frac{H'_1}{H'_c}$ ci-dessus, on peut voir que pour;

$\frac{P_2}{P_1} = 2$	$\frac{P_2}{P_1} = 10$
$\eta_r = 0,05$	$\eta_r = 0,073$
$\eta_r = 0,092$	$\eta_r = 0,200$

On voit ainsi que les pertes de chaleur par refroidissement de l'ordre de 25 à 30% à la chambre de combustion, abaissent le rendement dans des proportions considérables et expliquent les résultats obtenus dans la turbine Armangaud. En fait une légère amélioration est obtenue par l'utilisation de l'énergie de la vapeur fournie dans le serpentin qui entoure la chambre de combustion et qui vient se mélanger aux gaz brûlés, sortant de celle-ci. Lorsqu'on substitue à la compression adiabatique une compression isothermique, on réalise une diminution de la température de combustion et de ce fait on se trouve dans une situation plus favorable au point de vue de la chute du rendement, mais le rendement adiabatique du compresseur que nous avons pris égal à 0,66, devant être pris ici égal au rendement isothermique, soit 0,55, le rendement thermodynamique pour $P_2/P_1 = 4$ tombe à $\eta = 0,445$ contre 0,476.

Cette perte sur le rendement compense partiellement le bénéfice qu'on aurait pu réaliser sur la diminution des calories à enlever à l'enveloppe de la chambre de combustion.

On peut dire qu'il n'y a rien à espérer de la turbine à combustion.

§ 3. TURBINES A EXPLOSION.

Dans ce cycle (fig.54) on cherche à réduire au maximum le travail de compression en limitant la pression p_2 à la fin de la compression à une valeur de l'ordre de 2 kg à 2,5 kgs absolu. Le cycle comprend alors fig.4 une compression adiabatique de p_1 à p'_1 suivie d'une explosion, c'est à dire d'une combustion à volume constant.

Cette opération absorbe Q_1 calories par kg de mélange et porte la température de T_2 à T_3 et la pression de p'_1 à p_2 . La détente adiabatique qui suit, ramène la température de T_3 à T_4 et la pression de p_2 à p_1 .

Pour fermer le cycle, il faut supposer que l'on soustrait une quantité de chaleur Q_2 à pression constante telle que la température à la fin soit égale à la température de départ T_1 . Le volume des gaz serait ainsi ramené au volume initial v_1 si ces gaz se comportaient comme des gaz parfaits.

Le rendement du cycle s'exprimera ici encore par le rapport:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

et en remplaçant;

$$Q_1 \text{ par } C_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_2 \text{ par } C_p(T_4 - T_1)$$

$$\eta = 1 - \gamma \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \gamma \frac{\frac{T_4}{T_3} - \frac{T_1}{T_2} \times \frac{T_2}{T_3}}{1 - \frac{T_2}{T_3}} \quad (12)$$

On voit que ce rendement thermique est toutes choses égales plus petit avec le cycle à explosion qu'avec le cycle à combustion puisque si l'on compare les formules (9) et (12) on voit que ce dernier est fourni par une formule dans laquelle le second terme est multiplié par le coefficient γ 1,4.

Si ce cycle est préféré au cycle à combustion, c'est parce que le rendement thermique η_r réel qui est le produit du rendement thermique η par le rendement thermodynamique η_{th} ,

$$\eta_r = \eta \times \eta_{th}$$

se rapproche de la valeur;

$$\eta_r = \eta \times \eta_t$$

En effet, on peut négliger le travail de compression dans ce dernier type de turbine à gaz, c'est-à-dire faire dans la formule établie plus haut $k = \infty$, étant donné que le taux de compression ne dépasse généralement pas 2.

Cherchons tout d'abord à exprimer le rendement du cycle à explosion en fonction des pressions comme nous l'avons établi pour le cycle à combustion:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p'_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\eta = 1 - \gamma \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left[\frac{1 - \left(\frac{p_2}{p'_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \frac{T_2}{T_3}}{1 - \frac{T_2}{T_3}} \right] \quad (13)$$

Mise sous cette forme, il apparaît de façon incontestable que le rendement de la turbine à explosion est plus faible que celui de la turbine à combustion fonctionnant entre les mêmes pressions p_1 et p_2 puisque le terme entre parenthèse est plus grand que l'unité.

L'examen de la question sous cette forme est toutefois superficiel car il est possible de réaliser avec la turbine à explosion des rapports de pression p_2/p_1 beaucoup plus élevés que dans la turbine à combustion sans amener des températures inadmissibles dans la chambre d'explosion.

Il faut tout d'abord noter que la durée de contact des gaz portés à très haute température avec la paroi de la chambre est ramenée ici à une très petite fraction de seconde et que de ce fait les échanges avec la paroi, maintenue à une température relativement basse, restent faibles.

Pour ces raisons, il convient de chercher à exprimer le rendement en fonction du rapport de compression p'_1/p_1 et du rapport T_3/T_2 de la température à la fin de l'explosion à la température T_2 à la fin de la compression. Partons de la relation du rendement établie ci-dessus et mise

sous cette nouvelle forme:

$$\eta = 1 - \gamma \frac{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_1}{p_1'}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \times \frac{T_2}{T_3}}{1 - \frac{T_2}{T_3}}$$

Pour trouver le rapport $\frac{T_2}{T_3}$ nous pouvons utiliser la relation:

$$C = (1 + K) C_v (T_3 - T_2)$$

de laquelle on peut déduire:

$$\frac{T_3}{T_2} = 1 + \frac{C}{(1 + K) C_v T_2} = 1 + \frac{C}{(1 + K) C_v T_1 \left(\frac{p_1}{p_1'}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

En posant:

$$\frac{C}{(1 + K) C_v T_1} = a, \quad \frac{T_3}{T_1} = 1 + a \left(\frac{p_1}{p_1'}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

D'autre part, nous pourrions écrire:

$$\frac{p_1' v_2}{T_2} = \frac{p_2 v_2}{T_3}$$

D'où

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_2}{p_1'} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{p_1}{p_1'}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\frac{T_2}{T_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Partant de là:

$$\eta = 1 - \gamma \left(\frac{p_1}{p_1'}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \frac{\left(\frac{T_2}{T_3}\right)^{-\frac{1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

ou encore:

$$\eta = 1 - \gamma \frac{\left[1 + a \left(\frac{p_1}{p_1'}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]^{\frac{1}{\gamma}} - 1}{a}$$

En utilisant les données antérieurement admises pour le cycle de combustion:

$$T_1 = 273 + 15^\circ \quad C = 10.000 \quad a = 9,73 \quad C_v = 0,170 \quad K = 20$$

$$\eta_{th} = \eta_t = 0,60$$

(Nous adoptons ici 0,60 pour la turbine étant donné que le flux qui agit sur la roue est un flux à vitesse très variable).

On trouve pour:

$\frac{p_1'}{p}$	=	1	2	4
$\frac{T_3}{T_1}$	=	10,73	10,9	11,20
$\frac{p_2}{p_1}$	=	10,73	17,9	30
η	=	0,36	0,455	0,535
η_r	=	0,216	0,273	0,321

On voit que les rendements réels du cycle à explosion sont plus élevés même avec des taux de compression très faibles, que ceux réalisés dans le cycle à combustion avec des degrés de compression de 6 et de 8 même si l'on négligeait la perte par refroidissement de la chambre de combustion, dans ce dernier cycle. Comme nous avons vu que le rendement du cycle à combustion était influencé d'une manière décisive par la nécessité de refroidir la chambre de combustion, la conclusion très nette c'est que si un espoir avait été permis, c'est dans la turbine à explosion que devait se trouver la solution.

§ 3. DESCRIPTION DE LA TURBINE HOLZWARTH.

Nous terminerons ce chapitre en décrivant la turbine Holzwarth, la seule qui, à notre connaissance, ait fonctionné industriellement. (Fig.55).

Les chambres de combustion sont réparties sur la périphérie de la roue motrice: celle-ci est en porte-à-faux sur un long arbre porté par deux paliers soustraits le plus possible à l'action du rayonnement de ces chambres.

Chacune de celles-ci possède trois soupapes: une qui commande l'entrée de la tuyère et deux situées à l'entrée de la chambre de combustion, l'une pour l'admission du gaz, l'autre pour l'admission de l'air. Toutes deux sont manoeuvrées par des relais à huile, la soupape commandant l'entrée de la tuyère s'ouvrant automatiquement sous l'action de la

pression. Par le jeu de ces trois soupapes, les phases se succèdent dans chacune des chambres: admission d'air et de gaz en proportion appropriées, allumage et explosion de la charge, puis ouverture de la soupape d'alimentation de la tuyère, suivie d'une détente et d'un balayage par l'air frais. Le diagramme de la fig.56 montre les variations de pression en fonction du temps, qui règne dans la chambre de combustion; on voit qu'il se produit à la fin de la détente une dépression dans la chambre sous l'effet d'inertie de la colonne gazeuse.

La durée de la phase de détente est réglée par l'action de la soupape automatique dont la descente peut être freinée par un dash-pot.

La durée de cette détente est de l'ordre de 1/10 sec. Le temps qui s'écoule entre deux explosions successives est de l'ordre de 1 sec.5.

La pression atteinte au moment de l'ouverture de la soupape automatique est de l'ordre de 14 kg/cm², la pression à la fin de la compression de 2,5 kg absolu.

Pour réaliser la puissance demandée, il faut grouper un certain nombre de chambres d'explosion identiques (5 à 7) les explosions étant réglées dans chacune d'elles de façon que pour l'ensemble elles soient décalées de la même fraction de temps.

Grâce au balayage et à l'emploi d'une enveloppe d'eau entourant la chambre de combustion, la température des parois reste suffisamment basse pour que la conservation des sièges des soupapes, des soupapes elles-mêmes et de leur mécanisme de commande soit assurée.

L'inventeur évalue à 9% de la quantité totale disponible, la quantité de chaleur enlevée par l'eau de circulation. L'air de balayage enlève une autre quantité de chaleur dont on ne donne pas l'évaluation; non seulement il y a là une source de perte supplémentaire, mais l'écoulement de l'air à travers l'aubage de la roue à relativement faible vitesse, provoque des remous qui affaiblissent le rendement organique de la roue motrice.

Celle-ci est du type à deux chutes de vitesse dont le rendement indiqué ne pourrait dépasser dans les meilleures conditions 0,65 et qui est certainement moindre si l'on tient compte que pendant une partie de l'écoulement du fluide le rapport de la vitesse périphérique à la vitesse

d'injection est inférieure à la vitesse optimum de débit tandis qu'à la fin de la détente, cette valeur de x est très supérieure à cette valeur optimum. Ce qui sauve la situation à ce point de vue, c'est que 75% de l'énergie est utilisée entre la valeur de la vitesse maximum de 1400 m/sec et la vitesse de 1150 m/sec et que quand cette vitesse atteint 1000 m/sec, 90% de l'énergie totale ont été dépensés dans la tuyère. Ainsi 90% de l'énergie sont utilisés sur la roue avec des écarts dans la valeur de x qui ne dépassent pas plus ou moins 16%. Malgré cela on comprend que le rendement de 0,6 pour la roue fonctionnant avec un flux pulsant représente une valeur maximum, surtout si l'on tient compte que les effets de ventilation pendant la période de marche à vide, doivent être assez considérables et doivent amener une chute sensible du rendement organique.

Pour compenser les pertes par refroidissement interne et par remous dans l'aubage, l'inventeur a introduit une récupération de l'énergie des gaz à la sortie et de l'énergie calorifique emportée par la circulation dans l'enveloppe, en adjoignant à la turbine à gaz une turbine à vapeur alimentée par de la vapeur produite dans une chaudière tubulaire chauffée par l'enveloppe. Grâce à ce groupe de récupération, il a été possible de produire le travail pour la compression du combustible, et pour la compression du comburant destiné à la combustion et au balayage, au moyen des chaleurs récupérées.

En fin de compte le rendement thermique de l'ensemble - compte tenu de cette récupération - s'est élevé à 0,22 pour une unité de 5000 chevaux. Le calcul basé sur l'hypothèse des gaz parfaits pour le degré de compression égal à 2,5 employé dans cette turbine, conduisant à 0,285.

En tenant compte de la variabilité des chaleurs spécifiques des produits de la combustion avec la température, on aurait obtenu sensiblement moins; de plus, dans les calculs ci-dessus nous n'avons pas tenu compte des pertes de chaleur à la chambre d'explosion qui avaient été évaluées par l'inventeur à 10% environ.

On peut donc dire que le chiffre calculé compte tenu des différences remarquées ci-dessus, cadre en somme, avec la valeur observée.

Malgré tous les efforts de la technique, il n'a pas été possible d'améliorer sensiblement cet ensemble; dans ces conditions, le système s'est trouvé inutilisable au point de vue industriel, étant donné qu'il ne pouvait racheter son infériorité de rendement ni par la diminution des frais d'entretien et d'exploitation, ni par la diminution du prix de revient du groupe.

*

FASCICULE IV

Note au sujet des Turbines à haute pression, à soutirage et éventuellement, à resurchauffe

§ 1. CHOIX DES LIMITES DE PRESSION ET DE SURCHAUFFE.

A l'heure actuelle et bien que l'on puisse attendre d'une augmentation de température une amélioration du rendement thermique, on ne dépasse pas dans la pratique:

450°

et l'on s'en tient la plupart du temps à

425°

Ce fait est dû à l'abaissement considérable de la limite élastique des matériaux dont on dispose, avec la température. Les meilleurs aciers au chrome-nickel-molybdène prennent encore à 450° des allongements appréciables permanents après un certain temps (300 jours), lorsque les charges dépassent 10 kgs/cm². Lorsque la tension atteint 14 kgs/cm², il convient de ne pas dépasser 425°.

Cette remarque suffit pour faire comprendre comment, par raison de sécurité, on ne dépasse pas:

425°

Pour ce qui concerne la pression, la technique de la construction des chaudières permet d'atteindre 50 et même 100 kgs/cm² sans difficulté; ce qui peut donner lieu à des ennuis d'exploitation, ce sont les tuyauteries et robinetteries et il semble qu'aujourd'hui avec des matériaux appropriés et des joints éventuellement soudés, on arrive à des résultats d'exploitation satisfaisants.

Lorsque l'on choisit une pression très élevée, sans dépasser les 425° justifiés ci-dessus, on arrive à la fin de la détente à une proportion d'eau dans la vapeur qui tend à compromettre la viabilité de l'aubage des dernières roues, par suite de l'érosion produite par l'eau. Compte

tenu de cette remarque, on ne peut guère dépasser 50 à 60 kgs/cm², de façon à limiter à 12 ou 15% la proportion d'eau à la dernière roue.

Lorsqu'on veut aller au delà de cette pression de 55 kgs/cm² pour fixer les idées, il faut envisager la resurchauffe.

Celle-ci consiste à faire passer la vapeur, après détente, dans un premier corps de turbine, dans un réchauffeur qui ramène la vapeur à une température de 300° par exemple; de cette façon, à la fin de la détente dans le second corps, la vapeur ne contient plus qu'une proportion d'eau comparable à celle réalisée avec la turbine à 55 kgs/cm².

C'est la solution adoptée pour des pressions de l'ordre de 100 kgs/cm² (Turbine de la Ford Cy. à Détroit).

Cette surchauffe peut se faire par l'action de la vapeur vive dans un échangeur, ou par l'action des gaz de la chaudière sur un surchauffeur traversé par le flux allant du premier au second corps. Cette dernière solution implique des tuyauteries très développées et entraîne des pertes de charges importantes: aussi, a-t-on généralement recours à la première solution.

La solution industrielle du problème de la turbine à haute pression et à haut rendement, se présente donc de la manière suivante:

Température 400 - 425°

Pressions généralement adoptées en kg/cm².

35 55 110

se justifiant de la manière suivante.

35 parce que c'est la limite de la pression réalisable avec des chaudières de construction ordinaire, à ballonnets rivés.

55 parce que c'est la limite de la pression réalisable sans utilisation de la resurchauffe.

110 parce que c'est la limite accessible industriellement à l'heure actuelle lorsqu'on veut bien recourir à la resurchauffe.

Handwritten notes:
Il faut...
pour...

§ 2. RENDEMENT EN FONCTION DES ELEMENTS FONDAMENTAUX.

Compte tenu d'un rendement moyen de 0,83 à la turbine, les rendements thermiques à l'arbre de la turbine sont donnés par le diagramme ci-dessus, en supposant une pression au condenseur de 0,035 kgs/cm². (fig.57).

Ce diagramme doit être considéré comme donnant une limite de ce qui est accessible dans les meilleures conditions; le chiffre de 0,83 notamment, est élevé pour un ensemble à très haute pression.

Ce diagramme donne des chiffres correspondant à une installation avec soutirage, en admettant 3 soutirages et en limitant la température finale de réchauffage aux 0,65 environ de la température de vaporisation.

Le soutirage est capable de conduire à une économie limite de 8 à 10% quand on tient compte de tous les facteurs en cause.

En supposant un rendement de l'alternateur de 0,96, une perte de 3% pour les appareils auxiliaires (pompe de circulation, d'extraction d'air, d'extraction d'eau) les consommations en calories par kwh utile atteignent, en partant des rendements indiqués dans le diagramme:

Pression	Température	Turbine	Groupe	En calories par kwh.
35	425	0,357	0,332	2600
55	425	0,370	0,344	2510
110	425	0,382	0,356	2425

Les consommations en calories charbon, avec un rendement aux chaudières de 0,83 compte tenu des puissances absorbées par les services auxiliaires (ventilateurs, broyeurs) sont respectivement, en partant de charbon à 7200 calories le kg et à 150 frs. la tonne, on arrive aux chiffres de la dernière colonne:

Pression	Température	En calories par kwh.	En kg. par kwh.	En frs. par kwh.
35	425	3.135	0,435	0,065
55	425	3.025	0,420	0,063
110	425	2.925	0,407	0,061

Si on admet une consommation du Diesel de 252 grs. de gaz-oil à 10.500 calories, soit 2640 calories par kw., on voit que le moteur Diesel au point de vue thermique est supérieur, mais si on tient compte du prix d'achat et d'entretien pour les fortes puissances en tous cas, et du fait que le gaz-oil coute trois à quatre fois plus cher que le charbon à la tonne, on se rend compte de la supériorité de la turbine pour les grandes puissances.

A l'heure actuelle, on peut dire que la solution par turbine à vapeur reste la seule, si l'on envisage de grandes centrales dépassant 10.000 kw.

Les Diesel ne peuvent être regardés dans les grandes centrales thermiques et hydrauliques, que comme des unités de pointes.

§ 3. ETUDE DU BENEFICE FOURNI PAR LE SOUTIRAGE.

Nous donnons fig.58 le schéma de l'ensemble d'une installation à vapeur avec turbine à un seul soutirage.

Calculons le gain % que peut fournir cette application du soutirage, et pour cela, mettons nous dans le cas limite suivant.

La température à la sortie du réchauffeur de l'eau d'alimentation est égale à la température t de saturation de la vapeur soustraite à la turbine.

Ce gain % ainsi que nous allons le montrer, dépend de l'étage de la turbine où s'opère la soustraction.

La limite de réchauffage de l'eau d'alimentation est évidemment la température de saturation t de la vapeur fournie par la chaudière.

Nous prendrons comme variable indépendante pour tracer la courbe de rendement, le rapport de la différence $(t - t_1)$ (t_1 étant la température de l'eau condensée à la sortie du condenseur), à la différence $(t_s - t_1)$.

Désignons par:

C' la consommation en chaleur de la turbine sans soutirage.

C la consommation de la turbine avec soutirage.

Le bénéfice cherché y sera donné par l'égalité:

$$y = \frac{C' - C}{C'} = 1 - \frac{C}{C'} \quad (1)$$

Pour calculer la valeur de C et de C' , il faut poser les conditions dans lesquelles fonctionne l'installation:

pression de vaporisation p_0 , température de surchauffe t_0 .

pression d'échappement p_1 , température correspondante t_1 .

Traçons au diagramme de Mollier la courbe de la détente réelle de la vapeur depuis p_0 jusqu'en p_1 , en tenant compte du rendement des différents étages; soient λ_0 , λ et λ_1 les chaleurs totales de la vapeur à l'état correspondant, respectivement à l'admission à l'étage du soutirage et à la bride du condenseur; soient également q et q_1 les quantités de chaleur contenues dans l'eau aux températures t et t_1 , nous pourrons écrire:

$$C' = \frac{635}{\lambda_0 - \lambda_1} (\lambda_0 - q_1) \quad C = \frac{635}{(\lambda_0 - \lambda) + (1 - \alpha)(\lambda - \lambda_1)} (\lambda_0 - q) \quad (2)$$

α étant la quantité de vigueur soutirée exprimée en fraction de la vapeur admise.

Dans l'hypothèse où les pertes de chaleur son nulles et où la température de l'eau sortant du réchauffeur est égale à la température de saturation de la vapeur soutirée, nous aurons la relation, pour les échanges dans le réchauffeur:

$$\alpha Q(\lambda - q) = (1 - \alpha) Q(q - q_1) \quad (3)$$

d'où

$$\alpha = \frac{q - q_1}{\lambda - q_1} = \frac{t - t_1}{\lambda - t_1}$$

q et q₁ pouvant être remplacé par t et t₁.

Nous pouvons donc déterminer le bénéfice réalisé:

$$y = \lambda - \frac{1 - \alpha \frac{\lambda - t_1}{\lambda_0 - t_1}}{1 - \alpha \frac{\lambda - \lambda_1}{\lambda_0 - \lambda_1}}$$

Mise sous cette forme on voit que la valeur de y est nulle pour les deux valeurs limites:

puisque pour $t = t_1$ et $t = t_s$
 et pour $t = t_1$ on a $\alpha = 0$ et $\lambda = \lambda_1$
 et pour $t = t_s$ on a $\lambda = \lambda_0$

Les diagrammes de la fig.59 donnent les résultats du calcul pour les deux exemples suivants:

courbes 1)

$$p_0 = 35 \text{ kg/cm}^2 \quad t_0 = 400^\circ \quad p_1 = 0,04 \quad t_1 = 28^\circ$$

$$\lambda = 770 \text{ cal.} \quad \eta = 0,82 \quad \lambda_0 - \lambda_1 = 227$$

courbes 2)

$$p_0 = 50 \text{ kg/cm}^2 \quad t_0 = 450^\circ \quad p_1 = 0,04 \quad t_1 = 28^\circ$$

$$\lambda_0 = 793 \quad \eta = 0,80 \quad \lambda_0 - \lambda_1 = 242$$

On a porté en abscisses le rapport $\frac{t - t_1}{t_s - t_1}$ qui peut varier entre 0 et 1.

On voit que le maximum de gain dans les deux cas est d'environ 6% et est atteint pour une valeur de (t - t₁) égale à la moitié de (t_s - t₁) et que la valeur de α correspondant à ce maximum est d'environ 17%.

Telles sont les conclusions quand on envisage la turbine à un seul soutirage.

Le chiffre de 6% est une limite car en réalité la température de

réchauffage t reste de 8 à 10° inférieure à la température de saturation de la vapeur saturée et les échangeurs, quoique calorifugés, donnent lieu à des pertes de calories dont nous avons fait abstraction dans les calculs.

Dans les installations un peu importantes, on réalise généralement un plus grand nombre de soutirages.

Le gain en consommation croît avec le nombre de soutirages mais il tend vers une limite quand le nombre des soutirages tend vers l'infini.

Le calcul du gain de consommation dans le cas de plusieurs soutirages peut se faire en principe par la même voie, mais le problème n'est entièrement déterminé que dans le cas limite, d'un nombre de soutirages infini dans l'hypothèse où chacun des soutirages comporterait la soustraction d'une quantité infiniment petite de vapeur, ces soutirages s'effectuant d'une manière continue sur toute la longueur de la turbine.

On admet dans ce cas, que les quantités de vapeur soutirées sont égales et qu'il en est de même des calories utilisées.

En désignant par Q_c le débit qui passe au condenseur, dQ la quantité de vapeur soustraite et dλ les calories utilisées entre deux soutirages, on arrive à pouvoir écrire:

$$Q_c \times d\lambda + (Q_c + dQ)d\lambda + (Q_c + 2dQ)d\lambda + \dots$$

$$+ (Q_c + ndQ)d\lambda = 635 N_i.$$

N_i étant la puissance indiquée de la turbine; d'où:

$$\left[(1 + n)Q_c + (1 + 2 + \dots + n)dQ \right] d\lambda = 635 N_i.$$

ou

$$\left[(1 + n)Q_c + \frac{(1 + n)n}{2} dQ \right] = (1 + n) \left(Q_c + \frac{n}{2} dQ \right) d\lambda = 635 N_i.$$

Comme nous avons:

$$ndQ = Q - Q_c \quad \text{et} \quad \lambda_0 - \lambda_c = (n + 1)d\lambda$$

nous pourrions calculer la consommation par cheval indiqué C_i

$$C_i = \frac{Q(\lambda_0 - q)}{N_i} = \frac{Q(\lambda_0 - q) 635}{\frac{Q + Q_c}{2} (\lambda_0 - \lambda_c)}$$

ou encore:

$$C_1 = \frac{635}{\frac{1}{2} (1 + \frac{Q_c}{Q}) (\lambda_o - \lambda_c)} (\lambda_o - q)$$

Pour déterminer le rapport $\frac{Q_c}{Q}$, on écrira que la seule perte de chaleur de l'installation, est la chaleur emportée par l'eau de circulation du condenseur:

$$Q(\lambda_o - q) - Q_c (\lambda_c - q_c) = 635 N_1 = \frac{Q + Q_c}{2} (\lambda_o - \lambda_c).$$

d'où

$$\frac{Q_c}{Q} = \frac{\lambda_o - 2q + \lambda_c}{\lambda_o + \lambda_c - 2q_c}$$

On arrive facilement à

$$y = 1 - \frac{C}{C'} = 1 - \frac{\lambda_o + \lambda_c - 2t_c}{\lambda_o + \lambda_c - (t_c + t)} \frac{\lambda_o - t}{\lambda_o - t_c}$$

en confondant q avec t et q_c avec t_c.

La température de réchauffage t est ici égale à la température t de saturation de la vapeur à l'admission.

Dans l'exemple examiné précédemment d'une turbine à p_o = 50 kg/cm² t_s = 450° vide 0,04 kg/cm², nous aurons avec l'exemple d'un nombre de soutirage infini.

$$t_c = 28^\circ \quad t = 263^\circ \quad \lambda_o = 793 \quad \lambda_c = 551$$

$$y = 0,155$$

Dans la pratique, on se borne à 3 ou 4 soutirages et le gain de consommation % ne dépasse pas 0,07 à 0,08, tout d'abord parce que l'on ne réchauffe l'eau généralement qu'à 0,65 de température de saturation de la vapeur à l'admission, ensuite pour que l'écart entre la température de la vapeur soustraite et la température de l'eau sortant du réchauffeur, est toujours pratiquement de 8 à 10°, enfin parce que les pertes par rayonnement dans les réchauffeurs ne sont pas nulles, ni même négligeables.

Le bénéfice réel pour l'ensemble de l'installation est encore plus faible que ce qui a été indiqué dans le diagramme de la fig.57 pour trois soutirages parce que la température de l'eau d'alimentation étant augmentée

à l'entrée du réchauffeur d'eau d'alimentation, la température du gaz à la sortie de la chaudière après application du soutirage tendrait à être notamment accrue. Pour éviter qu'il en soit ainsi, on introduit dans l'installation du générateur de vapeur un réchauffeur d'air: les gaz sortant du réchauffeur d'eau, passent alors à travers un échangeur, qui a pour mission d'échauffer l'air admis au foyer. Les calories ainsi récupérées servent à élever la température de combustion au foyer, c'est-à-dire à augmenter l'efficacité de la surface de chauffe directe et à accroître la vaporisation par m² de celle-ci.

La température de sortie des gaz à la cheminée, tombe grâce au réchauffe-air à 150° environ, c'est-à-dire à une valeur sensiblement aussi basse que celle qui aurait été atteinte dans le cas d'une installation ne comportant qu'un réchauffeur d'eau mais recevant l'eau à une température voisine de t₁, c'est-à-dire dans l'hypothèse d'une installation sans soutirage.

En dehors de l'avantage d'une augmentation de rendement de l'ensemble, il faut encore tenir compte en faveur du soutirage de ce que la soustraction de αQ kg. dans le parcours de la vapeur à travers la turbine, aura pour effet de reculer la limite de la puissance de la turbine, puisque ce qui fixe cette limite, c'est le débit de vapeur à la dernière roue.

*

TABLE DES MATIERES.

— *** —

FASCICULE I.- Etude des principaux détails de construction	1
1. Etude de l'aubage mobile des turbines d'action	1
2. Etude de l'aubage fixe des turbines d'action	7
3. Etude de l'aubage mobile et de l'aubage fixe dans les turbines à réaction .	9
4. Etude de l'arbre et des disques	10
5. Etude des tambours	12
6. Etude des bourrages, des étanchéités internes et du piston d'équilibrage .	14
7. Etude du piston d'équilibrage	20
8. Les accouplements	21
9. Les paliers et la butée	21
10. L'enveloppe	23
11. Etude du bâti et des liaisons avec le condenseur	25
12. La turbine Ljungström	26
FASCICULE II.- Les turbines spéciales	33
1. La turbine à contrepression	33
2. La turbine à soutirage	37
3. La turbine à basse pression	38
4. La turbine utilisée sur la locomotive	41
5. Les turbines marines	45
6. Les turbines avec réducteur de vitesse	47
FASCICULE III.- Etude de la turbine à gaz	51
1. Historique	51
2. Cycle à combustion	53
3. Turbines à explosion	60
4. Description de la turbine Holzwarth	63
FASCICULE IV.- Note au sujet des turbines à haute pression, à soutirage et éven- tuellement, à resurchauffe	67
1. Choix des limites de pression et de surchauffe	67
2. Rendement en fonction des éléments fondamentaux	69
3. Etude du bénéfice fourni par le soutirage	70

*

ERRATA DE LA PREMIERE PARTIE.

— *** —

- Page 39: dans la formule donnant $(\frac{c_2}{c_1})^2$ remplacer $2x(1 + \psi) \psi (\cos \alpha_1 - x)$
par $2x(1 + \psi) \psi \cos \alpha_1$
- Page 44: 11^e ligne lire $\beta_2 = 180^\circ - \beta_1$ $\beta_2' = 180^\circ - \beta_1'$
12^e ligne lire $\alpha_1' = 180^\circ - \alpha_2$
- Page 46: formule 60, remplacer w_1 par w_2 et inversement.
formule 61, $\frac{w_2}{w_1} = \psi = \varphi \sqrt{2 - \frac{1}{\psi^2}}$
- Page 60: 3^e ligne $u_1 = \frac{u_{1 \max.}}{1,6}$
- Page 61: 6^e ligne, remplacer "Mais" par "D'ailleurs".
12^e ligne, lire: "Il faut pour réduire le plus possible le
prix de la turbine ...".

*