

Essais sur les turbines à réaction, destinés à compléter les mesures de rendement

Test on reaction turbines designed to complete efficiency measurements

PAR G. WILLM

INGÉNIEUR A L'E.D.F. (PRODUCTION HYDRAULIQUE, DIVISION TECHNIQUE GÉNÉRALE)

Le rendement d'une turbine hydraulique, lorsqu'il peut être mesuré in situ dans de bonnes conditions, constitue un indiscutable critère de qualité. Mais d'autres catégories de mesures peuvent contribuer à la bonne connaissance du mode de fonctionnement de la machine; ce sont en particulier celles qui permettent de localiser les pertes les plus importantes ou d'en suivre l'évolution, ou de chiffrer les tendances à la cavitation ou aux charges critiques; mention toute particulière doit être faite de l'analyse tant des phénomènes complexes qui ont leur siège dans l'aspirateur que de la structure de l'écoulement à la sortie de la roue; l'intérêt de ces mesures est augmenté par le fait qu'elles sont constructives, en ce sens qu'elles sont susceptibles d'apporter des données pour l'amélioration éventuelle de la machine ainsi auscultée. Enfin, dans le cas de très basses chutes où la mesure du rendement devient imprécise, elles doivent pouvoir constituer, surtout en parallèle avec les essais sur modèle, un excellent test de secours.

When the efficiency of an hydraulic turbine can be measured on site and in good conditions we are afforded an undeniable criterion of its quality. But other kinds of measurements can also make useful contributions to a good knowledge of the way in which the turbine operates especially those by means of which it is possible to localize the larger losses, to follow their development or to calculate any tendencies to cavitation or to critical loads. Special mention has to be made of the analysis of the complex phenomena which take place in the draught tube as well as the flow structure at the outlet from the runner. These measurements are of great interest insofar as they are constructive in the sense that they may provide data enabling to improve a machine tested in this way. Finally, for very low head installations where efficiency measurements become inaccurate, such measurements especially when used at the same time as model tests, should constitute excellent check tests.

Depuis quelques années, notre service d'essais a entrepris de compléter les mesures de rendement sur les turbines à réaction par un certain nombre d'autres essais portant sur des caractéristiques de la turbine différentes du rendement proprement dit.

Ces essais complémentaires sont :

- a) Les mesures des pertes aux labyrinthes;
- b) Les mesures des phénomènes vibratoires qui prennent naissance soit en régime permanent pour une charge bien définie de la machine, soit en régime transitoire au moment en particulier de déclenchements et de la fermeture rapide;
- c) L'exploration de l'écoulement sur un ou plusieurs rayons de l'aspirateur, aussi près que possible de la sortie de la roue.

Je serai très bref sur la question du contrôle des pertes aux labyrinthes qui a déjà été évoquée par M. FONTAINE dans une communication aux Journées de l'Hydraulique de juin 1948. Nous pratiquons de temps à autre des mesures de pertes aux labyrinthes, elles sont relativement aisées (mesure du débit et de l'échauffement de l'eau de fuite). Cependant, un gros inconvénient réside dans le fait que seuls jusqu'à présent les labyrinthes supérieurs peuvent être ainsi contrôlés. Les jeux et le débit de fuite du labyrinthe inférieur ne sont pas mesurables; si la disposition est identique à celle du labyrinthe supérieur, il faut faire au moins un acte de foi en ce qui concerne les jeux, et je pourrai citer des cas où cet acte de foi était pour le moins inopportun : dans une turbine des Alpes-Maritimes par exemple, les pertes du labyrinthe supérieur se montraient minimales (environ 1 %); cepen-

dant, on constatait pour cette machine une perte de 4 à 5 points de rendement par rapport à l'état neuf. Le démontage fit apparaître qu'effectivement le labyrinthe inférieur était érodé au point qu'on pouvait lui imputer à peu près la totalité de la baisse de rendement.

La deuxième catégorie d'essais que nous pratiquons de plus en plus fréquemment est la mesure et l'enregistrement des phénomènes vibratoires d'origine hydraulique. Ces phénomènes peuvent prendre naissance dans deux cas bien différents :

- Au cours du fonctionnement normal de la turbine, on les désigne alors habituellement sous le nom de charges critiques;
- Au cours de régimes transitoires, par exemple pendant un déclenchement.

Jusqu'à présent, les phénomènes de cet ordre ne faisaient l'objet que d'observations subjectives : bruit par exemple ou ébranlements communiqués au bâti de la machine, perceptibles par apposition de la main, etc.

Inutile de faire remarquer que ces moyens sont plutôt rudimentaires, et le renseignement obtenu ainsi sans rapport avec l'importance du phénomène; c'est se montrer en effet par trop anthropomorphiste que d'admettre une souffrance parallèle de la turbine et de l'oreille de l'hydraulicien : certaines vibrations à faible fréquence peuvent fatiguer la machine, quoique inaudibles, et inversement, il est difficile de juger de l'effet de la cavitation sur une roue par le bruit intense qui prend naissance à la refermeture des bulles dans l'aspirateur.

Nous mesurons donc les phénomènes vibratoires au moyen de « capteurs de pression », qui

sont constitués par un petit cylindre en duralumin sur lequel est collée une jauge extensométrique et à l'intérieur duquel est appliquée la pression, soit de la conduite forcée, soit de l'aspirateur. En ce qui concerne l'aspirateur, nous en disposons souvent deux ou trois, à 90° ou 120°, pour mettre en évidence des phénomènes rotatoires particuliers et bien organisés qui se produisent à certaines charges et se traduisent par un effort radial sur l'aspirateur, tournant avec une période de l'ordre de la seconde, et qui parfois ébranlent les scelllements du tube de l'aspirateur. Enfin, les efforts mécaniques engendrés dans le bâti de la machine sont détectés au moyen de jauges extensométriques montées de façon à mesurer les déformations de certaines pièces du bâti, le croisillon par exemple.

Enfin, dans certains cas, nous utilisons un « capteur dynamique de pression » spécial, susceptible d'être introduit dans l'aspirateur, et qui mesure localement et en valeur instantanée les pulsations de pression totale. En effet, si les fréquences sont élevées, il est nécessaire d'éviter les tuyaux de liaison qui peuvent être à l'origine d'un amortissement du phénomène observé. Dans notre appareil, la prise dynamique de pression est ménagée directement sur le tube du capteur extensométrique, le tout étant fixé à l'extrémité de la canne de prospection dans laquelle passent les conducteurs des jauges. Un capteur différentiel basé sur le même principe est actuellement en cours de réalisation; il permettra de connaître les valeurs instantanées de la vitesse.

Voici quelques exemples d'enregistrements :

- La figure 1 montre une charge critique observée pendant une prise de charge sur une machine des Alpes. Les pulsations repré-

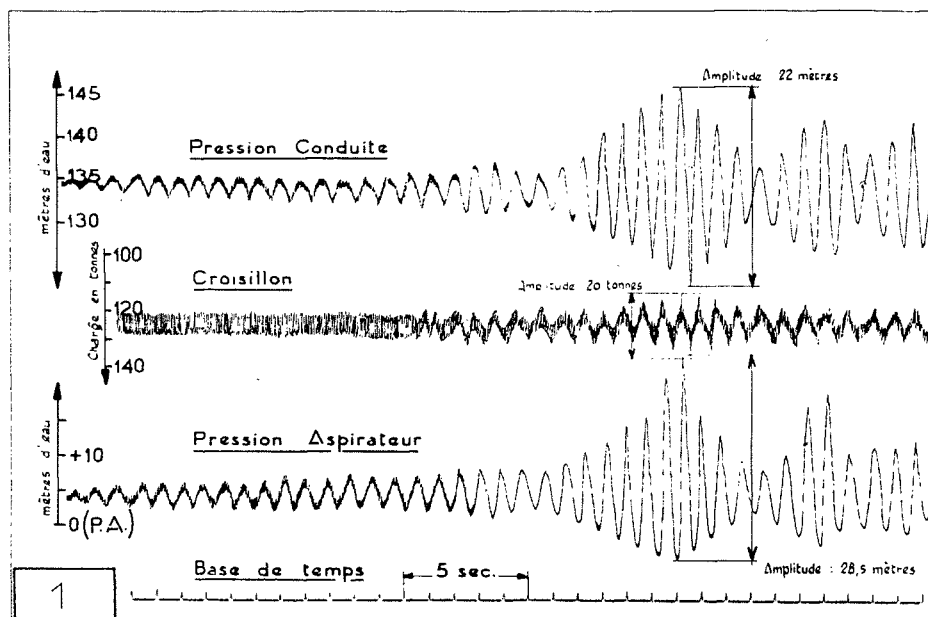


FIG. 1

sentent une amplitude de 22 mètres dans la conduite forcée et 28 mètres dans l'aspirateur (chute nette : 130 m). On constate la naissance de la charge critique à 9/10^e d'ouverture.

— La figure 2 montre un régime différent qui peut prendre naissance en régime perma-

mènes de fréquence voisine. Inutile de préciser qu'à ces charges, le bâti du groupe vibre de façon très sensible; à noter également que les fréquences ont varié sensiblement à l'occasion de la mise en jeu de dispositifs amortisseurs.

— La figure 3 montre les vibrations qui pren-

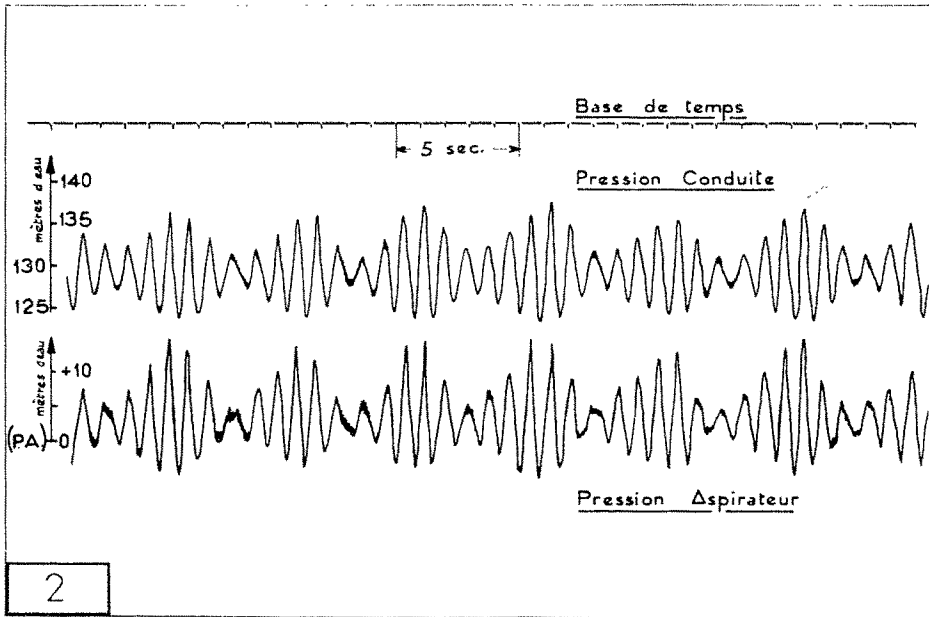


FIG. 2

nent lorsque la charge ci-dessus est prise brusquement (le régulateur est hors de cause en l'occurrence). Ce phénomène de modulation est très curieux et évoque bien l'idée d'interférences entre deux phéno-

ment parfois naissance dans la turbine au moment des déclenchements. Ces vibrations de fréquence assez élevée semblent être en relation avec le fait que les roues de faible n_s coupent sponta-

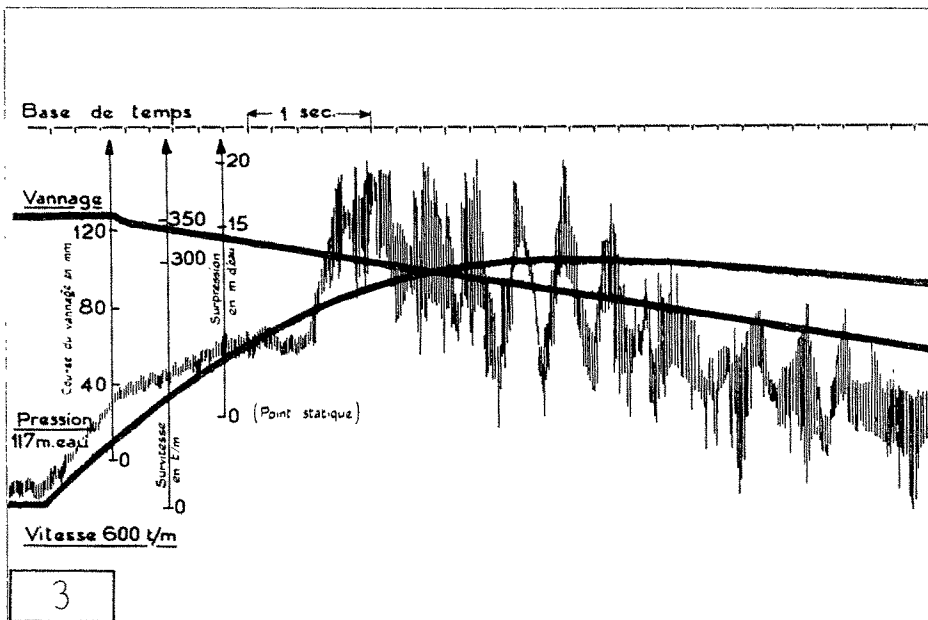


FIG. 3

nément et plus ou moins énergiquement leur débit quand elles partent en sur-vitesse après un déclenchement. Cependant, la cause déterminante nous en paraît obscure.

- La figure 4 montre des à-coups de l'ordre de + 25 et — 50 tonnes sur la pivoterie d'une grosse machine du Massif Central équipée d'une pointe perforée Fontaine-Peyrin. Sans la pointe perforée, les à-coups étaient de + 80 et — 50 tonnes. La charge moyenne supportée par la pivoterie est de l'ordre de 800 tonnes.

La plupart de ces phénomènes vibratoires paraissent justiciables de l'aération : soit qu'ils

ainsi que nous avons atténué de plus de 50 % de très importantes pulsations de pression dans la conduite et l'aspirateur d'une turbine en disposant dans l'aspirateur un volume compressible. Cette technique constitue d'ailleurs une sorte de synthèse du tube amortisseur de coup de bélier de M. REMENERIAS et de la pointe perforée Fontaine-Peyrin.

Enfin, la troisième catégorie de mesures consiste en l'exploration de l'écoulement à peu de distance en aval de la roue; la méthode a été imaginée par M. FONTAINE et a été appliquée pour les premières fois par lui-même et M. CAMPMAS; elle a fait l'objet sous leur signature d'une publication dans *la Houille Blanche*, en avril 1952.

Je ne reviendrai que très sommairement sur

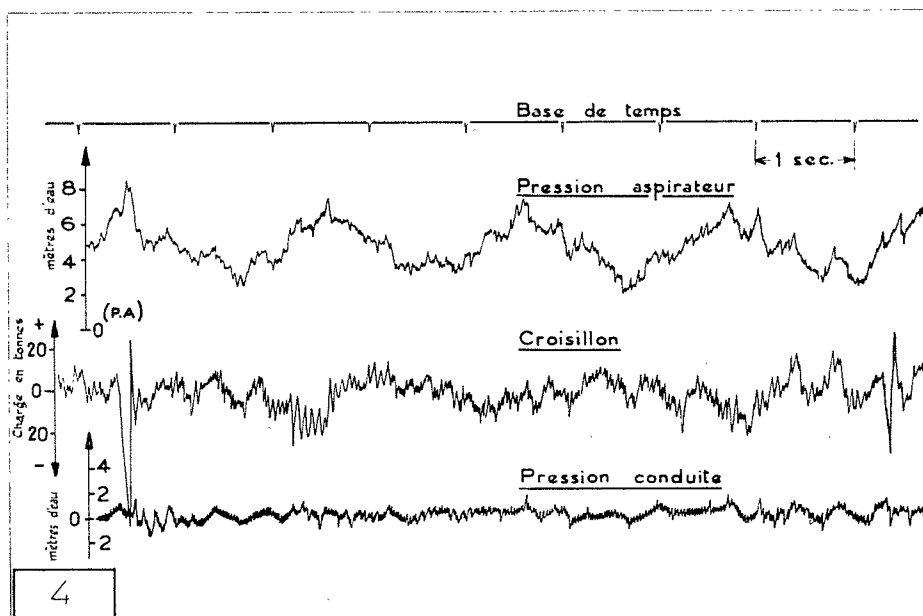


FIG. 4

soient liés à des cavitations qui disparaissent parce que l'aération diminue la dépression dans l'aspirateur, soit par suite simplement de l'effet amortisseur des bulles d'air qui se trouvent en permanence entraînées dans l'écoulement; mais introduire de l'air dans un aspirateur au point de diminuer de façon sensible le vide, conduit à diminuer le rendement, et en fait, il semble bien que l'air soit souvent introduit sans modération, ou pour le moins en excès — c'est pourquoi il est important de régler l'introduction d'air sous contrôle des vibrations; d'une façon générale, on ne peut valablement effectuer un réglage d'un dispositif amortisseur quelconque qu'en fonction des phénomènes vibratoires, et plus précisément de leurs répercussions hydrauliques ou mécaniques sur la conduite forcée et la pivoterie de la machine. C'est en procédant

le principe de la mesure et de l'exploitation des résultats en rappelant qu'on utilise un tube de Pitot associé à des manomètres; le tube peut se déplacer dans l'aspirateur le long d'un ou plusieurs rayons; il est orientable pour permettre la mesure de l'angle de l'écoulement. L'aspect de l'appareil peut se modifier beaucoup, depuis la simple sonde jusqu'au modèle perfectionné, équipé d'un servo-moteur hydraulique pour sa commande, susceptible d'explorer sur deux mètres de rayon et pesant plus de 100 kg. En fait, la construction de ces appareils soulève certaines difficultés mécaniques; ils sont soumis à des efforts extrêmement violents qui arrivent parfois à tordre leur tige d'acier de 30 mm de diamètre. Cet appareil permet de connaître les vitesses en grandeur et direction en chaque point d'un ou plusieurs rayons ainsi que les pressions; à par-

tir de ces données, on peut calculer l'énergie résiduelle à la sortie de la roue, énergie évidemment perdue dans l'aspirateur.

Il est intéressant de constater que l'expérimentation se révèle fidèle, et relativement précise malgré les fluctuations de pression souvent importantes que l'on constate et qui exigent un amortissement correct. Par ailleurs, la prise dynamique est sensible au carré de la vitesse, de sorte que, en régime pulsatoire, la moyenne de la racine des V^2 est supérieure à V moyen. Effectivement, les débits que l'on peut calculer en partant de ces mesures sont généralement surestimés. Cependant, on recherche une énergie qui s'exprime justement en V^2 : si donc les mesures de vitesse ou de débit peuvent être par ce procédé faussées par les fluctuations, les mesures d'énergie peuvent par contre être réputées correctes.

Un nombre assez important d'essais sur différents types de machines nous permet de dégager peu à peu un certain nombre de relations entre les grandeurs ainsi mesurées, leur répartition, et le fonctionnement de la machine. Je pense que M. CAMPMAS pourra bientôt exposer ici le résultat de la très intéressante étude qu'il poursuit dans ce sens; pour ne pas déflorer son sujet, je me bornerai à indiquer que l'on trouve, en règle générale, des vitesses très variables suivant le rayon de l'aspirateur; de ce fait, le $V^2/2g$ moyen est sensiblement plus important que le $V_m^2/2g$ (qui, lui, varie peu d'une turbine à une autre). Les valeurs élevées du $V_m^2/2g$, et encore plus importantes du $V^2/2g$ local, ont un double inconvénient: l'énergie que représente cet excédent de vitesse n'est que très incomplètement récupérable par l'aspirateur, et d'autre part, la

dépression moyenne sous la roue croît avec le $V^2/2g$ moyen.

Ce qui peut s'exprimer en disant que l'énergie résiduelle et la dépression à la sortie de la roue tendent vers un minimum quand la vitesse est régulièrement répartie; inversement, les cavitations à forte charge et les courbes de rendement très tombantes (sinon revenant sur elles-mêmes) trahissent en règle générale une mauvaise répartition pour ces charges.

A signaler enfin que la distribution des vitesses dans l'aspirateur varie suivant la charge dans de grandes proportions, et bien souvent malheureusement tend à être la plus mauvaise aux fortes charges.

Voici quelques exemples d'écoulement à la sortie de roues Francis :

— Fig. 5, un écoulement satisfaisant à charge optimum dans l'aspirateur d'une grosse Francis de 66 m de chute : l'énergie perdue, qui a les dimensions d'une hauteur de chute, est, dans ces conditions, de 0,9 % ; c'est le chiffre qui exprime la perte de rendement dans l'aspirateur. A pleine charge, cette perte atteint 3,8 %, ce qui reste encore satisfaisant.

— L'autre exemple (fig. 6) montre un mauvais écoulement à la sortie de la roue d'une turbine des Pyrénées : l'énergie perdue atteint, en valeur relative, 11 % à pleine charge.

De la constatation d'un écoulement défectueux à l'idée de l'améliorer, il n'y a qu'un pas qui a été franchi pour la première fois par M. FONTAINE lorsqu'il a procédé à la modification de la sortie des aubages d'une Francis du Massif Cen-

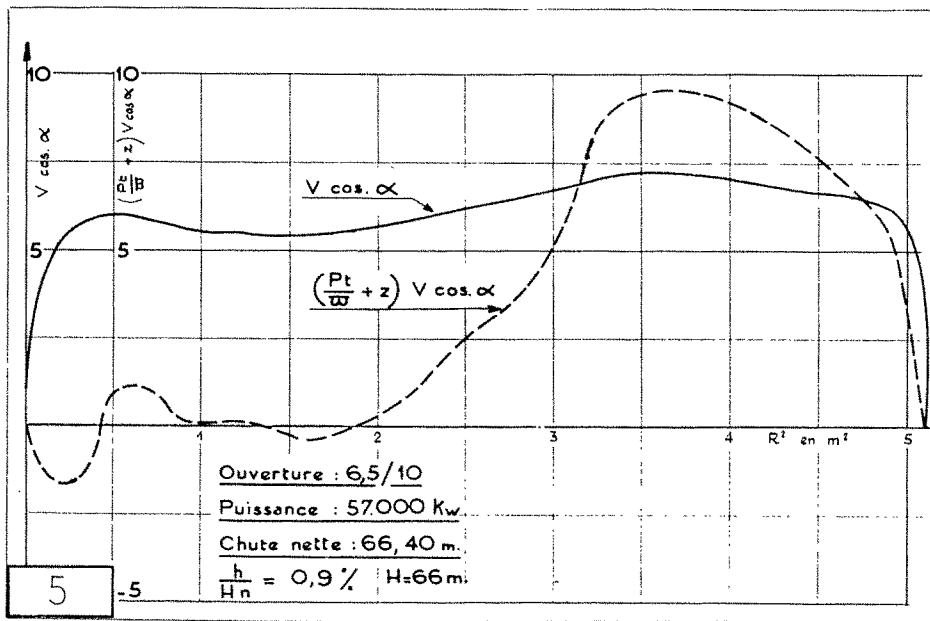


FIG. 5

tral. Il est certain que les retailles qui étaient opérées auparavant sans connaissance de la répartition de l'écoulement ne pouvaient être que très empiriques; elles ne tendaient d'ailleurs le plus souvent qu'à gagner de la puissance et ne pouvaient prétendre améliorer un rendement. Par contre, connaissant l'écoulement aux différentes charges, on sait mieux définir les modifications à y apporter en vue d'un résultat déterminé. On peut ainsi rechercher un déplacement de la colline, une augmentation de la puissance,

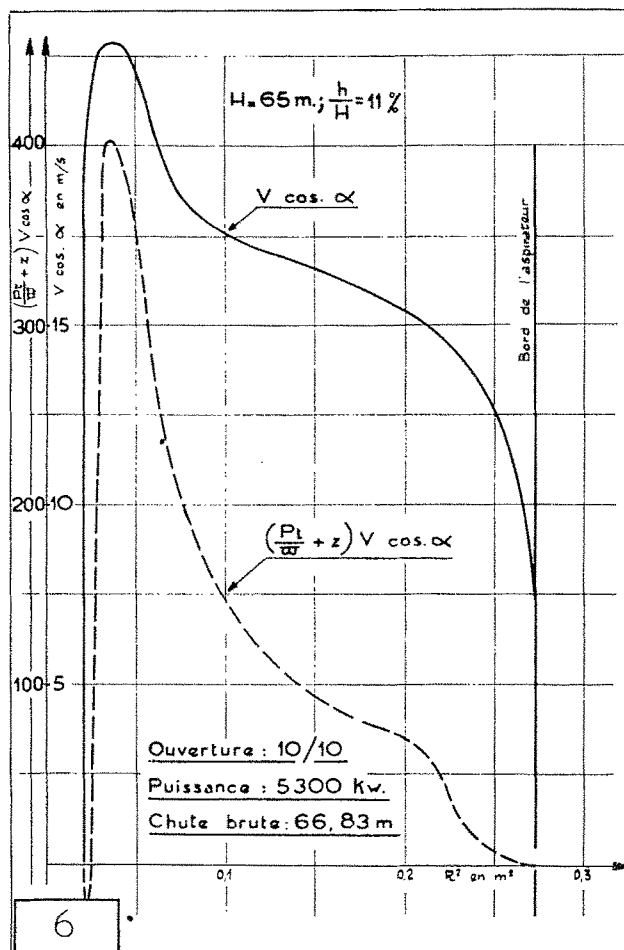


FIG. 6

ou une amélioration du rendement par diminution de l'énergie résiduelle à une charge définie — qui ne sera pas la charge optimum, pour laquelle il y a peu à gagner en général, mais une charge proche du maximum.

Tout ceci présuppose que l'écoulement est correct à l'entrée, et effectivement, tout porte à croire que la détermination des conditions d'entrée est moins sujette à erreur que celles de sortie. De ce fait même, il est bon, en particulier, de ne pas trop modifier la relation débit/ouverture ou de ne pas trop déplacer la colline, et il ne faut pas s'attendre à retrouver complè-

tement en gain de rendement global le gain que l'on a pu obtenir sur l'énergie résiduelle : c'est ainsi qu'à Saint-Geniez, M. FONTAINE a obtenu un gain de 5 % à charge nominale sur le rendement, alors que le gain sur l'énergie résiduelle atteignait 8 % pour la même puissance.

Il est certain que ces explorations et le travail de retaille qui peut suivre présente d'autant plus d'intérêt que la chute est plus faible, le rôle de l'aspirateur prenant une importance croissante. Par ailleurs, nous avons procédé jusqu'à présent à des prospections sur une quinzaine d'aspirateurs de Francis, la conclusion est qu'il n'existe pas d'écoulement parfait. Le meilleur que nous avons rencontré est encore celui qui a été projeté tout à l'heure, avec une énergie résiduelle de 0,9 %. Cependant, ce serait beaucoup dire que toutes les turbines soient justiciables de retaille : il faut encore que cette énergie résiduelle soit suffisamment importante en valeur relative pour qu'on puisse raisonnablement escompter un gain à pleine charge par exemple, sans risques de pertes à une charge intermédiaire.

Il est cependant un cas où l'étude de l'écoulement peut être entreprise sur une turbine de chute relativement élevée, même si son rendement paraît satisfaisant : c'est dans le cas de cavitation. Il est bien évident que la cavitation s'amorcera plus facilement — toutes choses égales d'ailleurs — que la dépression dans l'aspirateur est plus élevée. La figure 6 est relative à une turbine présentant une forte usure par cavitation. Outre la mauvaise répartition des vitesses, l'exploration a montré que le vide à peu près complet régnait dans cet aspirateur; en particulier au centre, on constate non pas la torche habituelle, mais une zone qui paraît vide. Le $V^2/2g$ atteint à pleine charge 16,70 m en moyenne et 28 m au maximum, au lieu de 7 m si les vitesses étaient régulièrement réparties. On peut escompter ici, de l'amélioration de l'écoulement, non seulement un gain de rendement à forte charge, mais également une diminution substantielle des phénomènes de cavitation. Sur une autre turbine des Alpes dont le rendement est par ailleurs satisfaisant, une cavitation importante est également imputable à une mauvaise répartition des vitesses; l'exploration qui vient d'être faite constituera pour le turbinier un renseignement précieux qui doit l'aider pour l'élaboration d'une nouvelle roue.

Il faut observer, au sujet de la pression dans l'aspirateur, que celle-ci n'est pas constante dans la section : en particulier, la rotation de l'eau qui se produit à toutes les charges sauf une (en sens inverse de la roue aux fortes charges, dans le même sens aux faibles charges) introduit par suite de la force centrifuge des gradients de pression. Par ailleurs, près de la sortie des aubages, les courbures des filets dans un plan

contenant l'axe ne sont pas négligeables, et peuvent entraîner d'autres gradients. Quoiqu'il en soit, la pression au bord de l'aspirateur est en règle générale plus importante qu'au centre; la seule façon de connaître la pression réelle est l'exploration telle que nous la pratiquons.

Enfin, si une mauvaise répartition des vitesses peut être une cause déterminante de cavitation, inversement, la cavitation doit être à l'origine de mauvaises répartitions de vitesses; en effet, la zone cavitée joue localement vis-à-vis de l'écoulement le même rôle qu'une modification du tracé des aubages; quand on voit avec quelle sensibilité réagit l'écoulement à toute modification des conditions de sortie des aubes, on peut penser que certaines instabilités, qui se traduisent par des vibrations ou des pulsations de pression, ont une telle origine.

Il est un domaine qui nous est tout à fait étranger, mais dans lequel on peut penser que la méthode de l'exploration de l'écoulement à la sortie de la roue pourrait rendre des services, c'est dans l'étude des modèles: soit pour chercher expérimentalement la répartition optimale, soit pour contrôler que la répartition de la turbine réelle est semblable à celle du modèle.

En effet, on ne peut pas supposer que certaines répartitions défectueuses aient été voulues: ou bien la turbine n'est pas conforme au modèle, ou a été mal interpolée, ou bien le modèle était lui-même imparfait. Il en est de même de la cavitation générale que présentent certaines turbines, et qui n'est pas surprenante quand on considère le caractère empirique des coefficients de cavitation d'une part, et d'autre part, les mauvaises répartitions réelles auxquelles je viens de faire allusion. Je ne sais pas si un modèle a jamais été mis au point simultanément sous contrôle de l'écoulement et en similitude de Froude; il nous semble que de telles expériences doivent être riches d'enseignements.

Il est une dernière catégorie de mesures que je cite un peu pour mémoire, quoique son importance ne soit, de loin, pas négligeable: c'est le contrôle piézométrique des débits. Ces contrôles sont en principe tarés à l'occasion d'une mesure de débit, mais on peut les utiliser non tarés pour un contrôle relatif. Le problème est d'assurer et de vérifier leur fidélité dans le temps: nous utilisons en principe trois contrôles indépendants qui se recoupent éventuellement: en ce qui concerne les organes déprimogènes, nos préférences vont au convergent dont la loi est quadratique. Nous utilisons aussi depuis peu des prises de pression sur les bâches, type Winter Kennedy; la loi de la dépression présente un exposant du débit en règle générale inférieur à 2, ce qui est un léger inconvénient; en outre, cette loi n'est pas définie pour des débits faibles,

par exemple inférieure à la demi-charge. D'une façon générale, la précision de ces contrôles est relativement faible, la dispersion atteint facilement $\pm 1\%$. Nous cherchons à augmenter leur fidélité en ménageant autour des prises de pression de larges zones inoxydables, rapportées ou shoopisées; enfin, dans le cas des futures installations, en particulier celles comportant de larges bâches en béton, nous espérons profiter de la similitude des écoulements pour appliquer à la turbine réelle le tarage qui aura pu être effectué sur le modèle.

L'ensemble des mesures que je viens de décrire brièvement complète heureusement les mesures de rendement; elles pourraient servir à définir un certain nombre de critères portant sur les caractères hydrauliques principaux d'une turbine à réaction; une turbine fonctionnant correctement devrait ainsi présenter les qualités suivantes:

- a) un bon rendement,
- b) des pertes résiduelles faibles,
- c) absence de cavitation systématique,
- d) absence de charges critiques et de phénomènes vibratoires.

Les qualités sous *a* et *b* paraissent complémentaires, mais ce n'est pas totalement vrai: des pertes résiduelles faibles peuvent s'accompagner d'un mauvais rendement imputables à une mauvaise entrée, par exemple, ou à des pertes importantes aux labyrinthes. De toute façon, le rendement à lui seul ne constitue qu'un renseignement fragmentaire, en ce sens qu'il ne fournit en aucun cas une indication sur l'origine ou la localisation des pertes.

Cependant, on observera une heureuse coïncidence: c'est que le caractère sous « *b* » est d'autant plus important en valeur relative que la chute est plus faible, alors qu'inversement, la mesure du rendement devient en basse chute très difficile, et l'opération très onéreuse. Je ne développerai pas ce point qui, pour les spécialistes, est un lieu commun. Je rappellerai simplement que, jusqu'à présent tout au moins, seules les mesures aux moulinets sont possibles, et que les difficultés commencent avec l'existence de pertuis larges et courts, et d'écoulements composants non parallèles. L'emploi de moulinets composants ne paraît pas apporter de solution définitive et la définition correcte de la hauteur de chute représente une difficulté supplémentaire. Finalement, l'incertitude sur le rendement est telle que l'on arrive à cette situation paradoxale que les résultats sont contestés quand ils diffèrent de ceux qui étaient escomptés, que ce soit d'ailleurs en plus ou en moins. Bref, le rendement qui constitue un critère de bon

fonctionnement excellent pour des chutes moyennes et élevées, c'est-à-dire quand il peut être défini avec une précision de l'ordre de 1 % — ou même plus, en particulier dans le cas d'application de la méthode thermométrique, — devient une opération à la fois très onéreuse, inefficace et insuffisante quand il s'agit de très basses chutes.

Il s'est déjà dessiné un mouvement en faveur de l'abandon des mesures directes de rendement dans ces cas défavorables; aux U.S.A., en particulier; en France même, M. CHAMAYOU a ici même exprimé sans détours son point de vue sur cette question au sujet de la micro centrale de Castet. Faut-il se passer délibérément dans ces cas de la notion même de rendement? Nous ne le croyons pas; la connaissance du rendement est importante, car elle constitue un élément nécessaire pour la bonne utilisation de l'eau : connaître le rendement, c'est augmenter le potentiel d'utilisation des usines, c'est produire des kilowatts supplémentaires.

Il existe deux palliatifs à cette carence : on peut dans certains cas se contenter d'un rendement relatif au moyen d'un contrôle piézométrique non taré, c'est sur cette base en particulier que l'on peut établir la conjugaison d'une Kaplan.

Enfin, on peut se référer aux rendements donnés par le constructeur, et mesurés sur modèles. Il faut bien avouer une certaine réticence en France vis-à-vis de cette méthode, non pas, bien sûr, par méfiance vis-à-vis du constructeur, mais bien par méfiance des machines elles-mêmes. Il suffit de voir les divergences souvent constatées entre rendements réels et garantis, les collines décalées, la localisation parfois inattendue des pertes, les énergies résiduelles excessives liées à une mauvaise sortie de roue, pour perdre la foi dans les similitudes effectives entre roues et modèles et la rigueur des formules de transposition.

La meilleure, si ce n'est la seule façon de contrôler la similitude hydraulique entre le modèle et la turbine industrielle, est de vérifier la similitude des conditions de l'écoulement sous la roue. Je crois que deux turbines ne peuvent réellement être déclarées semblables que si, en plus des conditions apparentes de similitude, on constate à la sortie de la roue la même répartition des

vitesses, en grandeur et en angle, et la même pression; alors, il devient pleinement justifié d'adopter pour la turbine réelle le rendement trouvé sur le modèle; seul le problème des majorations reste encore un peu flou, on peut penser que certaines difficultés d'application des formules de transposition résident dans le fait que l'on ignore s'il y a similitude entre les pertes dans l'aspirateur sur modèle et en grandeur.

C'est donc dans le domaine des Kaplans et des marémotrices que cette technique peut trouver son maximum d'intérêt, et nous pensons en particulier que c'est dans ce sens que doivent s'orienter les essais de réception de ces catégories de machines — à condition toutefois que, dès la construction, les dispositions nécessaires aient été prévues : en effet, la mise en place et la manœuvre du Pitot encombrant exigent que des accès ou des dégagements aient été aménagés dans le gros œuvre. Nous nous préoccupons dès maintenant de ce problème, qui, pris à temps, ne présente pas de difficultés. Par ailleurs, il semble qu'il existe des divergences non négligeables d'une station à une autre : tel modèle accusant un certain rendement sur une station, en accuse un légèrement différent sur une autre. A ce titre, il est essentiel de disposer d'une station impartiale dont « l'équation personnelle » soit bien connue : on sait qu'une telle installation est projetée à Chatou par le Service des Etudes et Recherches Hydrauliques d'Electricité de France.

Je viens de vous présenter plus de projets que de résultats à proprement parler. En fait, comme je l'ai dit tout à l'heure, nous avons en cours actuellement une étude qui laisse déjà prévoir de nombreux enseignements et qui doit être encore étoffée par les résultats d'un certain nombre de mesures complémentaires; mais aujourd'hui, mon dessein était d'insister plus sur les possibilités que sur l'acquit; l'application de certaines techniques, en particulier celle relative à la prospection des écoulements dans l'aspirateur, gagne à être prévue longtemps à l'avance sur des usines qui sont encore à l'état de projets. Je pense que cet exposé peut être à l'origine de remarques ou d'objections susceptibles d'orienter ces techniques vers leur maximum d'efficacité.

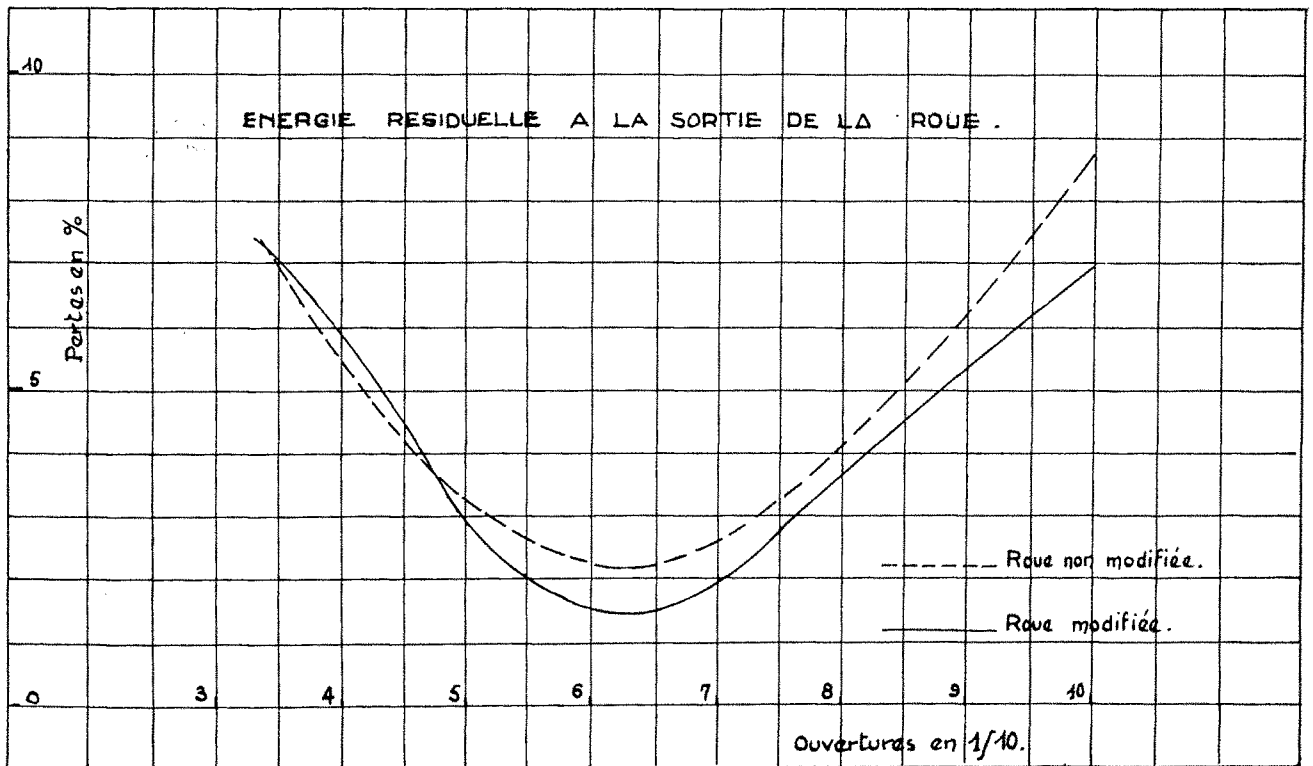
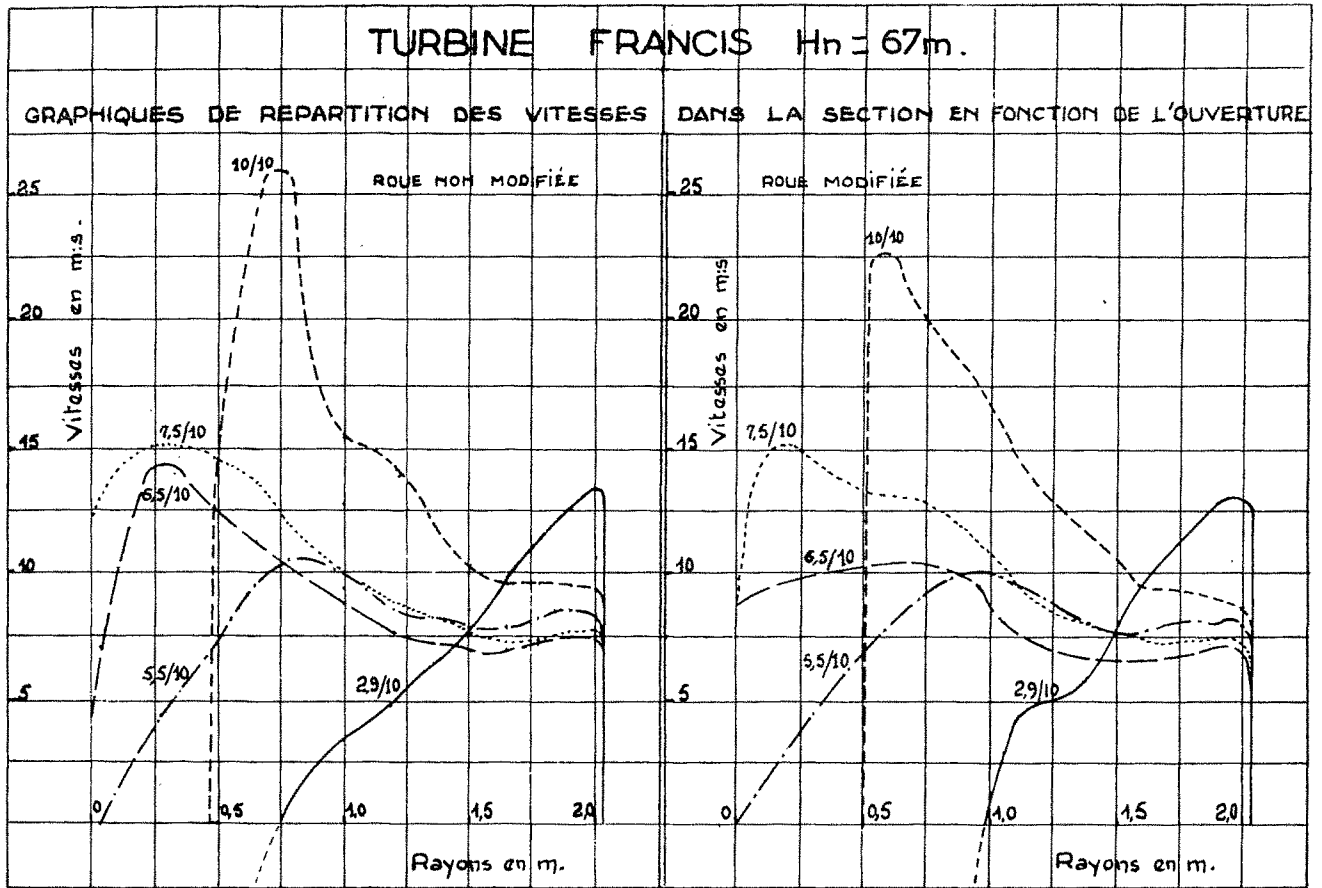
DISCUSSION

Président : M. BARRILLON

M. le Président pense qu'il faut encourager toutes les mesures sur les turbines, spécialement sur les répartitions de vitesses à la sortie. Mais la comparaison avec les modèles, nécessitant un réglage simultané des vitesses, des orientations et des pressions, lui paraît difficilement réalisable.

M. PEYRIN signale que depuis plusieurs mois le Labo-

ratoire de la SOGREAH de Grenoble travaille en collaboration avec le service de M. WILLM à l'introduction de certaines mesures sur modèles, d'une part pour essayer d'expliquer les divergences entre les calculs théoriques de similitudes et les résultats de mesures industrielles, d'autre part pour vérifier en particulier la similitude des courbes de vitesses de la machine industrielle et du



modèle. Des résultats seront acquis dans quelques mois; il existe actuellement encore des incertitudes dans la prédétermination sur modèle des rendements d'une machine, qui dépendent du rapport des dimensions, de la chute, des conditions de cavitation souvent imposées

localement, des rugosités, des particularités en dissemblance dans les aménages et dans les évacuations, dont il faudra chiffrer les effets.

Par exemple, à Ventavon, l'une des deux turbines verticales de 17.800 ch installées sur les fondations d'une

ancienne usine, donc avec des conditions de cavitation imposées, fait un bruit très important alors que les courbes des vitesses et des pressions à la sortie mesurées par le service de M. WILLM sont bonnes.

A Saint-Cricq, une autre machine, semblable à celle de Ventavon, au point de vue de la cavitation, des dimensions, de la chute, du tracé de roue et de l'aspirateur, fait également beaucoup de bruit. Mais, par contre, les mesures de vitesse qui ont été faites ont donné de mauvais résultats.

Voilà donc deux installations où le phénomène se produit, pour des raisons différentes.

M. WILLM explique qu'à Saint-Cricq les mauvaises répartitions de vitesses sont observées à fortes charges (rotation importante de l'eau dans l'aspirateur en sens inverse de la roue). Or, la turbine de Ventavon étant notablement surpuissante, l'alternateur limite la puissance de la turbine au régime optimum (rotation négligeable de l'eau à la sortie de la roue). Donc les régimes des deux turbines ne sont pas comparables.

M. PEYRIN admet le fait que les turbines citées ne sont pas utilisées de la même façon (encore qu'il soit possible de trouver des régimes qui devraient être identiques), mais croit qu'il faudra être prudent dans l'admission des mesures au Pitot comme un critérium absolument sûr, et suggère de faire d'abord toutes les modifications qui découleront de leur analyse sur les modèles, pour voir la modification qu'elles apportent aux caractéristiques traduites dans les courbes en collines, avant de prendre la décision d'apporter ces modifications aux turbines industrielles.

M. le Président conclut de cet échange de vues l'intérêt qu'il y aurait à ajouter au mémoire des courbes de répartition de vitesses aux différents régimes.

M. WILLM ajoutera quelques courbes supplémentaires dans la rédaction de cet exposé.

M. REMENIERAS demande à M. WILLM s'il ne serait pas possible de réduire les vibrations et les bruits constatés dans les aspirateurs de turbines en installant, suivant les génératrices de ces derniers, des tubes très déformables en caoutchouc ou des soufflets métalliques formant anti-bélier suivant le dispositif exposé dans sa communication intitulée : « Dispositif simple pour réduire la célérité des ondes élastiques dans les conduites en charge » (1). L'essentiel serait de réaliser en chaque point du système une compressibilité (ou plus exactement un dv/dp) suffisante compte tenu de la faible pression régnant dans l'aspirateur, pour que le dispositif anti-bélier soit efficace; à cet effet on pourra être conduit à relier les systèmes déformables à une capacité séparée, plus ou moins vide d'air.

M. WILLM répond qu'ayant pensé à l'étude de M. REMENIERAS il a obtenu un bon amortissement avec des chambres à air de scooter, mais celles-ci n'ont pas résisté à ce traitement et ont été remplacées par des tubes de caoutchouc de 80 mm de diamètre. Il a utilisé : — D'une part, au centre de la pointe, 18 éléments de 0,88 m de longueur tendus verticalement entre deux plateaux parallèles. La dépression régnant dans cette zone étant particulièrement forte, le bon fonctionnement de ces éléments exigeait dans les tubes un vide poussé qu'il a été difficile d'obtenir. Aussi leur efficacité a-t-elle été très faible.

— D'autre part, une longueur de 5,80 m de tube enroulé dans la partie supérieure de la pointe, contre la paroi, où la pression est sensiblement plus élevée. C'est à ce tube qu'il faut attribuer la presque totalité de l'amortissement obtenu, ce qui prouve qu'on peut avoir une très grande efficacité avec un dv/dp assez faible.

M. PEYRIN ajoute qu'il a obtenu à Chastang les mêmes effets d'amortissement que ceux dus aux tubes en

envoyant dans la pointe une émulsion préparée à l'avance, avec un hydrocompresseur. Ce procédé permet de n'envoyer que très peu d'air et donc de ne pas affecter le rendement de la turbine.

M. WILLM précise que ces bulles d'air restent beaucoup plus longtemps dans la pointe perforée que dans les autres régions de l'aspirateur.

M. DE SAINT-VAULRY, rappelant que M. WILLM a parlé tout à l'heure d'efforts tournants dans l'aspirateur, compare ce phénomène à ce qui se produit dans les pompes centrifuges ou les compresseurs axiaux ou radiaux pour des zones de fonctionnement à faible débit. On a en effet constaté que dans ces conditions certains canaux entre deux aubes n'avaient aucun débit, tandis que d'autres canaux débitaient presque normalement.

Il faut cependant remarquer que les canaux sans débit ne sont pas toujours les mêmes, mais qu'ils tournent par rapport à la roue et par rapport à l'espace à une vitesse qui est différente de celle de la roue.

Ce phénomène a été étudié à l'aide d'une méthode stroboscopique et d'un miroir tournant sur une pompe transparente et il est décrit dans les *Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule München*, Heft 4-1931. Une transcription de ce texte a paru dans *Transaction of the American Society of Mechanical Engineers*, Hydr., 54-8, de novembre 1932.

M. PEYRIN remarque que cet effort tourne à la cadence approximative de 1 tour par seconde, et, ce qui est assez curieux, quelle que soit la vitesse de rotation de la machine; le plus grand balancement constaté est, en moyenne, à 60 % de la charge des turbines.

M. WILLM indique qu'à l'usine du Poet de tels efforts tournants descellaient les cones d'aspiration; aussi a-t-on essayé une pointe Fontaine-Peyrin dont l'effet sera précisé par des mesures en cours d'exécution.

Mais les résultats de cette étude ne seront peut-être pas applicables aux pompes car il paraît actuellement très difficile d'établir une relation entre les phénomènes qui apparaissent dans la pompe et ceux qui ont été observés dans les turbines, ces derniers n'étant pas encore assez bien connus.

M. WILLM donnera à M. DE SAINT-VAULRY, sur sa demande, le nom du fournisseur des tuyaux de caoutchouc.

M. DE SAINT-VAULRY ajoute que le problème se pose également dans les cas de pompes à piston, qui ont un réservoir à air comprimé pour faire l'amortissement. D'habitude, l'accélération est supérieure à la pesanteur et l'eau finit par enlever l'air. Il faudrait donc, là, avoir également des tuyaux en caoutchouc.

M. REMENIERAS rappelle que les tuyaux de caoutchouc peuvent être remplacés par des tronçons fermés de tuyaux métalliques à soufflets analogues aux capsules manométriques : de telles capsules peuvent résister à 25 kg/cm² de pression et leur volume peut varier d'un quart pour une fluctuation de pression d'un kg/cm². Ces capsules ont donc une résistance mécanique considérable grâce à la résistance du métal qui les constitue, et au rayon de courbure très étudié des soufflets.

M. le Président conclut que la communication de M. WILLM a suscité un vif intérêt.

Pour répondre à un désir de M. le Président, nous signalons que deux exemples de la répartition des vitesses sur un rayon en fonction de la charge figurent dans l'article cité de MM. FONTAINE et CAMPMAS : « Sur la séparation des pertes dans une turbine Francis (*la Houille Blanche*, août 1952). Depuis, une vingtaine d'écoulements ont été analysés par ce procédé, en particulier par MM. CAMPMAS et SIMONNOT; nous en donnons ci-contre un exemple concernant l'un une roue d'origine, l'autre une roue légèrement modifiée d'une même turbine. L'amélioration obtenue est caractérisée par la comparaison des deux courbes des pertes dans l'aspirateur en fonction de l'ouverture.

(1) Voir *la Houille Blanche*, n° spécial A, 1952, p. 172.