Etude comparative des turbines Kaplan et Dériaz

A comparative study of the Kaplan and Dériaz turbines

PAR P. DÉRIAZ

INGÉNIEUR MÉCANICIEN, DIPLOMÉ (ZURICH),

CHEF DU BUREAU DE CONSTRUCTION ET D'ÉTUDE DES TURBINES HYDRAULIQUES. ENGLISH ELECTRIC C^o LTD

Bref résumé historique du développement de la turbine Dériaz et de ses applications.

Considérations hydrauliques et mécaniques comparant la turbine Kaplan à la turbine Dériaz.

Avantages de cette dernière en amélioration du rendement; en réduction du facteur de cavitation; en réduction des dimensions de la centrale et de la capacité du pont; en réduction de la vitesse d'emballlement conduisant à une génératrice plus économique; en réduction des accroissements de débit en survitesse conduisant à une économie d'excavation du tunnel aval, pour une centrale souterraine.

Résultats d'essais comparatifs en modèle réduit équipé alternativement avec roue Kaplan et avec roue Dériaz dans la même bêche spirale, mêmes dispositifs distributeur et aspirateur, et construites pour des conditions identiques d'opération.

Brief review of historical development of the Dériaz turbine and its applications.

Hydraulic and mechanical considerations when comparing the Kaplan and the Dériaz turbines. Advantages of the latter in increased efficiency, in reduction of cavitation factor, in reduction of size of power house and size of crane, in reduction of runaway speed which leads to a more economical generator, and in reduction of excessive flow at overspeeds, leading to reduction in tailrace tunnel excavation for an underground station.

Comparative test results on a model turbine fitted with a Kaplan runner and alternatively with a Dériaz runner in identical spiral casing, guide apparatus and draft tube and designed for the same operating conditions.

Le présent mémoire a été présenté pour la première fois à l'occasion des fêtes du « Jubilé d'Or » de l'Indian Institute of Science, à Bangalore, en novembre 1959.

La turbine Dériaz a été réalisée à la suite d'études et de travaux de mise au point ayant pour objet de créer une turbine fonctionnant sous des chutes de plus de 60 mètres et possédant une caractéristique de rendement/charge d'allure « aplatie », tout en présentant la stabilité de fonctionnement aux ouvertures partielles des Kaplan classiques. On sait que l'utilisation d'une turbine Kaplan devient extrêmement difficile à des chutes au-delà de 60 mètres, tant du

point de vue hydraulique que mécanique; ce problème a été résolu au moyen d'une roue à écoulement mixte et à pales au pas variable. L'historique de ce travail a été publié [1].

Cette nouvelle réalisation fut mise en exploitation pour la première fois à la station de pompage et de production d'énergie Sir Adam Beck, Niagara, de l'Hydro-Electric Power Commission of Ontario, dans laquelle les groupes doivent fonctionner tant comme pompes que comme turbines. La centrale comporte 6 groupes avec une capacité de pompage globale de 330 000 HP sous une charge de 27,50 m (voir fig. 1 et 2). Ces groupes sont en exploitation depuis juillet 1957, fonctionnant suivant des programmes hebdomadaires complets, avec des inversions de fonc-

FIG. 1. — Pompes-turbines réversibles, pour la centrale de "Sir Adam Beck", Niagara, station de pompage et de production d'énergie de l'Hydro-Electric Power Commission of Ontario.

Puissance de la turbine : 46 000 B.H.P. — Puissance d'entrée de la pompe : 52 500 B.H.P.
Vitesse : 92,4 tr/mn. — Chute : 12 à 27,50 mètres.

tionnement chaque jour et chaque nuit. Trois turbines Dériaz, d'une puissance unitaire de 110 000 HP, sont actuellement en construction pour une centrale espagnole. Ces machines sont réversibles, pouvant également fonctionner comme pompes, sous une charge maximale de 73 m (voir fig. 3).

D'une étude détaillée, l'auteur a pu conclure que, pour des chutes dépassant 36 m, les turbines Dériaz à écoulement mixte présentent des avantages marqués sur la turbine Kaplan à écoulement axial. Pour des chutes inférieures à 36 m, la vitesse supérieure de la Kaplan et, par suite, la génératrice à meilleur marché, militent en faveur de cette dernière.

Afin de démontrer les avantages de la turbine Dériaz, le reste du présent article présente les résultats de l'étude effectuée récemment, dans laquelle fut comparée une turbine Dériaz à une turbine Kaplan, pour une installation donnée. Les caractéristiques d'étude des deux machines sont les mêmes:

- Puissance: 30 000 B.H.P.
- Chute: 55 m.
- Vitesse: 300 tr/mn.
- Vitesse spécifique: $n_s=350$ (unités métriques).

Les coupes transversales des deux turbines sont montrées dans les figures 4 et 5; on voit que le diamètre du cercle de vannage (1) est le même dans les deux cas, bien que la hauteur des directrices soit légèrement plus grande dans le cas de la Kaplan (2).

Dans le cas particulier, les axes des pales de la Dériaz sont inclinés à 30° par rapport à l'horizontale, alors que l'angle de ces axes adopté pour Niagara était de 45° (fig. 1). Il a été nécessaire de changer cet angle afin de l'adapter à la vitesse spécifique plus élevée de la turbine considérée dans le cas présent.

Nous examinerons maintenant les avantages relatifs des deux conceptions montrées dans les figures 4 et 5, des points de vue hydraulique et mécanique.

FIG. 2.
Levage, en position
de montage,
d'une roue de
turbine-pompe Dériaz,
à la centrale de
" Sir Adam Beck ",
Niagara.

FIG. 3. — Pompes-turbines réversibles pour Valdecanas (Espagne).
Puissance de la turbine : 110 000 B.H.P. — Chute : 73 m. — Puissance d'entrée de la
pompe : 82 000 à 110 000 B.H.P. — Hauteur : 50 à 72,50 m. — Vitesse : 150 tr/mn.

Fig. 4. — Turbine à écoulement mixte et pales orientables (Dériaz).
Puissance : 30 000 B.H.P. Chute : 55 m Vitesse : 300 tr/mn

(1) Cercle de vannage, diamètre : 3,29 m;	(5) Joint hydraulique;
(2) Hauteur des directrices;	(6) Arbre de rotation du servomoteur;
(3) Pales de la roue réglables autour de l'axe (4), qui est incliné par rapport à l'axe de l'arbre;	(7) Levier de commande des pales;
(ΔR_1) Etendue radiale du bord d'entrée de la pale;	(8) Glissière;
(D_{21}) Diamètre du moyeu à la sortie de la pale de roue;	(10) Servomoteur à ailettes mobiles;
	(14) Mécanisme d'asservissement du régulateur.

CONSIDÉRATIONS HYDRAULIQUES

1° En comparant les profils hydrauliques des figures 4 et 5, on voit que celui de la figure 4 est plus « profilé », présentant un passage plus direct du vannage à l'aspirateur. Etant donné que le moyeu de la roue de la figure 4 est beaucoup plus court que celui de la figure 5, le périmètre mouillé se trouve diminué, avec une diminution correspondante des pertes par frottement.

2° La chute de 55 m, élevée pour une machine

Kaplan, exige une vitesse spécifique relativement faible. L'étendue radiale de la pale ΔR_1 devrait donc être faible. Ceci est facilement réalisable sur la Dériaz sans augmenter les vitesses d'écoulement, car le rayon moyen à l'entrée des pales est plus grand. Dans le cas considéré, l'étendue radiale ΔR_1 de la pale de la Dériaz est de 8 % plus petite que sur la Kaplan. On notera également qu'alors que les deux machines ont la même aire de sortie de la roue, l'aire d'entrée

FIG. 5. — Turbine à écoulement axial et pales orientables (Kaplan).

Puissance : 30 000 B.H.P. Chute : 55 m Vitesse : 300 tr/mn

(1) Cercle de vannage, diamètre 3,29 m;	(7) Levier de commande des pales;
(2) Hauteur des directrices;	(8) Bielle double de commande des pales;
(3) Pales de la roue réglables suivant l'axe (4), qui est perpendiculaire à l'axe de l'arbre;	(9) Course du servomoteur;
(ΔR_1) Etendue radiale du bord d'entrée de la pale;	(10) Servomoteur;
(D_{2i}) Diamètre du moyeu à la sortie de la pale de roue;	(11) Place disponible pour position en variante du servomoteur;
(5) Diamètre du presse-étoupe de l'arbre;	(12) Piston du servomoteur;
(6) Tige de commande;	(13) Diamètre hors tout du servomoteur.

Diagrammes comparés des vitesses pour les roues Dériaz (a) et Kaplan (b) et pour une ligne d'écoulement moyenne.

- u_1 = vitesse périphérique de la roue, à l'entrée.
- u_2 = vitesse périphérique de la roue, à la sortie.
- w_1 = vitesse d'écoulement relative à la roue, à l'entrée.
- w_2 = vitesse d'écoulement relative à la roue, à la sortie.
- c_1 = vitesse d'écoulement absolue, à l'entrée.
- c_2 = vitesse d'écoulement absolue, à la sortie.

de la Dériaz, par contre, est de 27 % plus grande que sur la Kaplan. On obtient ainsi de faibles vitesses d'entrée, ce qui est favorable.

La figure 6 montre les triangles des vitesses d'entrée et de sortie pour le profil de pale moyen dans les machines Dériaz et Kaplan.

Etant donné la vitesse périphérique u_1 plus élevée de la Dériaz et la vitesse d'écoulement d'entrée c_1 plus faible, les vecteurs de vitesse relative à l'entrée et à la sortie w_1 et w_2 sont presque parallèles, c'est-à-dire que les angles d'entrée et de sortie des pales β_1 et β_2 sont égaux. Sur la Kaplan, w_1 et w_2 sont divergents, comme on le voit d'après les triangles, et β_2 est plus petit que β_1 . Lorsque la pale tourne, les angles d'entrée et de sortie des pales varient simultanément de la même quantité. Ces angles restent donc parallèles sur la Dériaz, alors qu'ils restent divergents sur la Kaplan. Etant donné que les conditions d'écoulement exigent que β_1 et β_2 tendent vers zéro lorsque l'écoulement devient égal à zéro, la roue de la Dériaz reste en conformité avec les exigences hydrauliques, quel que soit l'angle des pales. Il en résulte que, aux très faibles charges, cette machine possède un rendement plus élevé que la Kaplan.

3° Le diamètre moyen à la sortie de la Dériaz est plus petit que sur la Kaplan, pour la même aire de sortie. Ceci résulte du plus faible diamètre de son moyeu à la sortie des pales (D_2 , voir fig. 4 et 5). La vitesse périphérique u_2 , et, par suite, la vitesse relative d'écoulement w_2 se trouvent ainsi réduites, ce qui améliore le coefficient de cavitation.

4° Le coefficient de cavitation se trouve éga-

FIG. 7. — Chutes sous lesquelles peuvent fonctionner les pompes et turbines à simple étage.

lement amélioré par le fait que les angles β_1 et β_2 sont égaux. Ceci veut dire que la zone de pression absolue minimale ne se trouve plus sur le côté convexe de la pale, comme sur la Kaplan (chose nécessaire à cause de la déviation de β_1 à β_2), mais qu'elle est située plus loin vers l'aval, à la sortie de la roue.

5° Aux vitesses anormalement élevées, la disposition à écoulement mixte tend à diminuer le débit. Ce phénomène est bien connu sur les turbines Francis à faible vitesse spécifique, et conduit à une vitesse d'emballement plus faible que sur la Kaplan, sur laquelle l'écoulement axial provoque des survitesses et des débits considérables en régime d'emballement. Grâce à cette réduction de la vitesse d'emballement, la génératrice correspondant à la machine à écoulement mixte revient à meilleur marché.

6° Grâce à son diamètre de moyeu plus grand à l'entrée des pales, la roue Dériaz produit une poussée hydraulique moins élevée que la Kaplan. Ceci est dû au grand diamètre du joint d'étanchéité (5) sur le moyeu (fig. 4) supérieur au faible diamètre du presse-étoupe de l'arbre de la Kaplan (fig. 5). L'espace entre le joint (5) et le presse-étoupe de l'arbre, sur la Dériaz, est en communication avec le canal de fuite.

7° Avec la chute relativement élevée que nous considérons, il est essentiel que le moyeu soit de forme sphérique afin d'éviter des jeux entre la pale et le moyeu pendant les rotations. Sur la Kaplan, ce moyeu sphérique provoque une nette modification de la direction des lignes d'écoulement dans la zone de basse pression, ce qui produit un risque de cavitation complémentaire. Grâce aux dimensions plus grandes du moyeu Dériaz, le rayon sphérique est plus grand et le changement de direction est moins net; de plus, ce changement a lieu bien à l'amont de la zone de basse pression, éliminant ainsi le risque de cavitation au moyeu.

8° Lors du fonctionnement en pompe, le modèle à écoulement mixte peut refouler à une hauteur beaucoup plus élevée que la machine à écoulement axial, comme on peut le voir à partir

de la figure 7. Cette figure a été publiée dans l'article présenté par l'auteur au Congrès mondial de l'Energie (World Power Conference) de 1958 [3], mais elle a été retouchée depuis lors en fonction des études récentes. Ces dernières ont montré qu'il est possible d'étendre l'utilisation des machines à écoulement mixte à des chutes beaucoup plus élevées qu'on ne l'avait pensé au départ. Les zones pointillées de la figure 7 sont les zones d'extension de chute que l'on considère comme utilisables pour le fonctionnement tant en turbine qu'en pompage.

FIG. 8. — Vue perspective de la roue Kaplan.

CONSIDÉRATIONS MÉCANIQUES

1° Une chute importante nécessite un plus grand nombre de pales possédant des pivots relativement larges, de façon à pouvoir résister aux

forces hydrauliques. Dans la présente étude, on a prévu 10 pales pour la Dériaz, alors que la Kaplan n'en comporte que 8. Ceci ne présente

Fig. 9. — Timonnerie spéciale pour système Kaplan.

- (1) Axes des tourillons des pales;
- (2) Levier de commande;
- (3) Bielle double;
- (4) Levier de renvoi à angle droit;
- (5) Pivot fixe pour le levier (4);
- (6) Bielle double.

Fig. 10. — Vue perspective de la roue Dériaz de la fig. 4

aucune difficulté, étant données les plus grandes dimensions du moyeu.

2° La position inclinée des pivots des pales fait que la force centrifuge F provenant de la pale (voir fig. 4) produit un moment $F.e$ qui s'oppose à celui de la pression hydraulique résultante $P.i$. Il s'ensuit que le plus grand palier de pivot, soumis à des charges importantes, est partiellement allégé. Dans la présente étude, cet allègement atteint 43 % sur le plus grand des paliers et 13 % sur le plus petit.

Dans la version Kaplan de la figure 5, il ne se produit aucune réduction correspondante des charges sur le palier, car la force centrifuge s'exerce selon le même axe que celui du pivot de la pale.

3° Pour les chutes élevées considérées, le mécanisme de commande classique des turbines Kaplan (voir fig. 5 et 8) devient très difficile à loger:

- a) Il y a très peu de place disponible entre les gros paliers des pivots, et les leviers de commande (7) qui sont situés entre ces paliers deviennent extrêmement courts, à moins que l'on n'augmente le diamètre du moyeu beaucoup plus qu'il n'est à désirer du point de vue hydraulique.
- b) Parce que le levier (7) est court, il en résulte des forces élevées sur les bielles de liaison (8), et un raccourcissement des courses (9) de la tige de commande (6) et du piston du servomoteur.

La figure 9 montre une disposition employée parfois sur les Kaplan afin de réduire la limitation des dimensions du levier. Ici, le levier (2) est plus grand que ne le permettrait l'espace des axes des pales (1). Il faut alors prévoir

Fig. 11

Servomoteur à ailettes. Coupe selon AA de la figure 4.

- (1) Corps du servomoteur;
- (2) Ailette mobile du rotor;
- (3) Ailette fixe;
- (4) Chambre de gauche;
- (5) Chambre de droite;
- (6) Arbre de commande;
- (9) Course de l'ailette (2)

FIG. 12. — Mécanisme de transmission entre le servomoteur à ailettes et les tourillons des pales de la roue.

- (6) Arbre de rotation du servomoteur, coaxial avec l'arbre de la turbine;
- (7) Levier de commande des pales de la roue;
- (8) Glissière, pivotant sur (14);
- (14) Axe monté sur le croisillon (15);
- (15) Croisillon claveté sur (6).

FIG. 13. — Vue du mécanisme des pales, à Niagara, montrant les extrémités bifurquées des leviers, avec les glissières lorsque les pales sont en position fermée.

un levier de renvoi d'angle (4) à pivot fixe (5) et deux biellettes doubles (3) et (6).

L'ensemble de ce mécanisme doit être logé dans l'espace réduit à l'intérieur du moyeu. Plus il y a d'axes et de paliers pouvant avoir du jeu, moins précis sera le réglage de position des pales de la roue. Compte tenu de la bonne finition et de la précision des profils, nécessaires pour les pales Kaplan, l'introduction de dispositifs permettant éventuellement une inégalité de positions angulaires des pales semblerait être à déconseiller.

Ces difficultés sont éliminées de la manière suivante sur la Dériaz, représentée par les figures 4 et 10:

- a) A mi-course, les leviers (7) sont dans le plan radial des pivots des pales, ce qui permet ainsi de les loger sans difficulté. Ils peuvent donc être plus longs, malgré le fait que les pales sont plus nombreuses.
- b) Il n'y a pas de biellettes du genre (8) des figures 5 et 8. La transmission s'effectue directement par la glissière (8) des figures 4 et 10.

4° Le servomoteur des pales de la roue est l'élément le plus différent sur les Dériaz et sur les Kaplan (voir fig. 4 et 5). Sur la Kaplan, la course (9) du servomoteur est axiale par rapport à l'arbre de turbine. On peut normalement disposer le servomoteur sur l'arbre au point (10) où aucune réduction de diamètre n'existe.

Sur beaucoup de machines Kaplan, le servomoteur peut être situé à la position montrée par (10) sur la fig. 8 et repérée par (11) sur la fig. 5, c'est-à-dire à l'intérieur du moyeu, ce qui évite la longue et lourde tige de piston (6). Ceci n'est pas possible pour les hautes chutes, puisque le diamètre (13) est plus grand que l'espace disponible (11). Une manière de résoudre cette difficulté est d'augmenter la pression de l'huile du régulateur afin de permettre de réduire le déplacement volumétrique du servomoteur; cette pression peut atteindre 28 kg/cm², mais ceci n'est pas courant. Une autre méthode consiste à installer un servomoteur double « en tandem » dans l'espace au-dessous du diamètre (11) dans le moyeu, ce qui est un travail très compliqué.

La figure 4 montre la machine Dériaz avec un servomoteur (10) à ailettes mobiles. La figure 11 montre la coupe A.A. de cette disposition, où l'on voit 4 ailettes fixes (3) attachées au corps (1) et 4 ailettes mobiles (2) montées sur l'arbre de commande (6). Ces ailettes délimitent 8 compartiments, dont 4 (à gauche) produisent un mouvement dans un sens lorsqu'on les remplit, alors que les 4 autres (à droite) communiquent avec l'évacuation, et vice-versa.

La hauteur du servomoteur (10) (voir fig. 4), peut être variée pour s'adapter à l'énergie néces-

saire à la commande des pales de la roue sans augmentation du diamètre global du corps du servomoteur. La course angulaire (9) de l'arbre (6) se voit d'après la figure 11. Son déplacement est transmis aux leviers (7) de la figure 10 par un mécanisme dont le détail est présenté dans la figure 12. Afin de rendre la présentation plus claire, on a omis le pivot de la pale, n'indiquant que son axe. De même, on a omis les axes (14) dans la vue en bout.

Le mécanisme est montré en position « mi-course », comme dans la figure 11. A mesure que l'arbre du servomoteur (6) change de position, les leviers (7) s'inclinent, comme on peut le voir sur la photographie de la figure 13, dans laquelle les leviers sont en position « pales fermées ».

La condition géométrique pour un fonctionnement correct est: l'axe médian de l'axe (14) et de sa glissière passe par le point (16) où l'axe du pivot des pales recoupe l'axe du servomoteur. Cette disposition est nouvelle et fait l'objet d'un brevet.

La fabrication du servomoteur à ailettes de la figure 11 est un peu plus complexe que celle d'un servomoteur cylindrique ordinaire, dont le piston se déplace dans le sens axial. Il en résulte cependant une simplification considérable à d'autres points de vue, ce qui le justifie entièrement du point de vue économique. Ce dispositif s'est montré complètement sûr en fonctionnement.

5° Lorsqu'on étudie une turbine Kaplan pour des hautes chutes, il est essentiel que l'enveloppe de la roue soit sphérique, *tant au-dessus qu'au-dessous* de l'axe de la pale, afin qu'il n'y ait qu'un faible jeu entre la pale et l'enveloppe. Il s'ensuit la nécessité de prévoir une partie supérieure amovible de l'enveloppe afin de permettre le démontage de la machine. La partie ombrée de la figure 5 indique la partie de l'enveloppe qui doit être amovible. Avec la roue Dériaz, cette difficulté se trouve éliminée. La surface sphérique se prolonge tout le long du bord extérieur des pales et cette pièce peut être scellée dans le béton une fois pour toutes puisqu'il n'est jamais nécessaire de la démonter par la suite.

6° La cavitation provoquée dans l'espace entre les extrémités des pales et l'enveloppe nécessite une attention toute particulière, surtout pour les hautes chutes. Pour une roue axiale (Kaplan), ce jeu est fixé lors de la fabrication et ne peut être varié par la suite à moins que l'on ne modifie les extrémités des pales.

Sur la machine à écoulement mixte (Dériaz), ce jeu est facilement réglable en calant la roue de telle manière que seul le jeu requis pour le fonctionnement subsiste. Ce réglage ne nécessite aucun démontage; il s'effectue en ajustant les semelles du palier de butée de l'arbre.

Il s'ensuit donc que la disposition à écoulement mixte convient beaucoup mieux aux chutes élevées que la disposition à écoulement axial.

7° Grâce au moyeu de roue plus court, et à

la génératrice plus légère, on peut installer un pont roulant plus bas et de puissance moins élevée avec la machine Dériaz, ce qui occasionne une très appréciable économie de frais de construction.

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Une étude comparative complète du fonctionnement des turbines Kaplan et Dériaz a été effectuée à la station d'essais du Service hydraulique de l'« English Electric Company », à Rugby, en vue d'examiner l'utilisation d'une turbine Dériaz pour une commande reçue du « North of Scotland Hydro-Electric Board ». Nous venons de recevoir les résultats de ces essais et nous les présentons sommairement ci-dessous.

coude d'aspirateur étaient les mêmes pour les deux essais.

La figure 14 montre la roue (Dériaz) du modèle d'essai avec le mécanisme de vannage classique, dans la station d'essais.

Ces résultats donnent lieu aux remarques suivantes :

1) La vitesse optimale de la roue Dériaz est

RÉSUMÉ DES ESSAIS SUR MODÈLE DE TURBINES

	KAPLAN			DÉRIAZ		
	Diamètre à l'extérieur des pales : 519 mm Nombre de pales : 8			Diamètre à l'extérieur des pales, mesuré le long de l'axe du tourillon des pales : 508 mm. Nombre de pales : 10		
A la vitesse correspondant au fonctionnement du prototype sous une chute de. (1)	55 m	58 m	à la vitesse optimale	55 m	58 m	à la vitesse optimale
Rendement du modèle, % : (2)						
à pleine charge	87,1	87	87	89,5	89,7	89,3
à la charge optimale	88,2	88,2	88,2	90,8	90,8	91,7
à demi-charge	87,5	87,7	87,7	88,1	88,3	89,3
Vitesse maximale d'emballement rapportée à la vitesse synchrone : (3)						
avec la came.	2,06	2,10	2,10	1,65	1,70	1,72
sans la came.	2,40	2,47	2,47	1,91	1,96	2,09
Débit maximal, rapporté au débit à pleine charge, vannage et pales à pleine ouverture. (4)	1,49	1,48	1,48	1,02	1,04	1,01
Coefficient de cavitation σ à pleine charge (valeur limite) (5)	0,380	0,388	0,388	0,318	0,300	0,320

Les essais des roues modèles Kaplan et Dériaz ont été effectués sur le même banc d'essais avec les mêmes étalonnages. A part la roue et la ceinture de roue, les seules différences entre les deux bancs d'essais concernaient la partie supérieure de l'aspirateur et le plafond. La bêche spirale, le mécanisme de vannage et le

légèrement inférieure à celle de la roue Kaplan ;

2) Les rendements sur modèle sont ceux obtenus sur un banc d'essais sans effet d'échelle.

On notera que les rendements obtenus avec la turbine Kaplan étaient relativement faibles. Nous obtenons normalement 90 et 91 % sur nos

modèles de turbines Kaplan pour des vitesses spécifiques de 400 à 600 N_s (en unités métriques). Pour la chute très élevée considérée, les rendements sont abaissés de 2 ou 3 points en raison de la dimension excessive de la roue Kaplan, qui conduit à un profil hydraulique défavorable (voir les paragraphes 1 et 2 de l'article).

3) La vitesse d'emballement très réduite de la roue Dériaz a permis une modification profonde de la conception de l'alternateur, ce qui, à son tour, a permis d'utiliser un pont roulant plus léger.

4) Les débits maximums indiqués au tableau sont les maximums absolus pour n'importe quelle survitesse, y compris la vitesse d'emballement.

Ce débit maximum détermine le volume d'excavation nécessaire pour la longue galerie de fuite. L'avantage de cette réduction du débit maximum est donc très important du point de vue du génie civil.

5) Le coefficient de cavitation σ (valeur limite) est la valeur la plus basse à laquelle le fonctionnement est encore satisfaisant.

Ces résultats d'essais étayent l'opinion exprimée au début de cet article, c'est-à-dire que, pour des chutes dépassant 36 m, la turbine à écoulement mixte possède de nets avantages, et devrait remplacer la turbine purement axiale.

A la suite de ces essais, il a été décidé de procéder à la fabrication de la turbine Dériaz, d'une puissance nominale de 30 500 B.H.P. sous une

FIG. 14. — Modèle d'essai de turbine pour la centrale de Culligran.

chute de 55 m et de 32 500 B.H.P. sous une chute de 58 m, à la vitesse de 300 tr/mn. La turbine et la génératrice seront étudiées et fabriquées par l'« English Electric Company », et installées à la centrale de Culligran, du « North of Scot-

land Hydro-Electric Board », dont les ingénieurs-conseils sont MM. Kennedy et Donkin, de Londres. La fabrication de cette machine est actuellement parvenue à un stade avancé.

CONCLUSIONS

Nous avons, dans le présent article, indiqué les avantages de la disposition à écoulement mixte pour une roue à pales réglables. L'auteur est d'avis que les utilisations de cette disposition augmenteront dans l'avenir. Les possibilités d'utilisation de ce système n'ont pas encore été entièrement explorées. Surtout dans le domaine des groupes réversibles (turbine-pompe) utilisés pour l'accumulation d'énergie par des moyens hydrauliques, la machine Dériaz à écoulement mixte est la seule solution comportant une pompe centrifuge dont la puissance

d'entrée soit réglable sur des gammes étendues avec de bons rendements. Ceci est essentiel pour des hautes chutes et des groupes de dimensions très importantes. Cette considération permet une grande souplesse de fonctionnement du cycle de pompage, qui devient comparable à celle du cycle de fonctionnement en turbine. C'est précisément cette souplesse qui est à la base de la très grande appréciation de la turbine hydraulique en tant que moteur de génération pour des charges de pointe. Cette même souplesse est maintenant disponible lors du cycle de pompage.

REMERCIEMENTS

L'auteur remercie l'English Electric Co. Ltd, qui lui a permis de présenter la matière de son article, ainsi que l'Indian Institute of Science pour lui avoir permis de le reproduire dans cette revue.

RÉFÉRENCES

- [1] P. DÉRIAZ. — La turbine pompe réversible axio-centrifuge à pas variable.
Bulletin technique de la Suisse Romande, 20 octobre 1955.
- [2] P. DÉRIAZ and J. G. WARNOCK. — Reversible pump-turbines for Sir Adam Beck, Niagara, Pumping-Generating Station.
A.S.M.E., Transactions, Series D, Journal of Basic Engineering, December 1959.
- [3] P. DÉRIAZ and J. G. WARNOCK. — Economic advantages of variable-pitch runners for water turbine-pumps.
World Power Conference, Paper 130 Az/5, Montréal, September 1958.
- [4] P. DÉRIAZ. — The mixed-flow variable-pitch pump-turbine.
Water Power, February 1960.