

Quelques applications de la méthode thermométrique Poirson⁽¹⁾

PAR M. FONTAINE

The measurement of hydraulic turbines efficiency by the thermometrical method

English synopsis, p. 20

Je suis heureux de l'occasion qui m'est donnée aujourd'hui d'exposer devant des techniciens quelques applications de la méthode thermométrique POIRSON.

Cette méthode fut conçue par M. POIRSON dès 1914, alors qu'il faisait ses premières armes avec M. GARIEL. Il s'en ouvrit à ses maîtres MM. BARBILLON, directeur de l'Institut de Grenoble, et GAILLARD, mais il faut attendre le 5 octobre 1921 pour voir réaliser les premiers essais à l'usine de la Rageat, en Tarentaise.

Entre temps, il avait fallu notamment faire exécuter par la maison JACQUINOT des thermomètres à mercure très spéciaux couvrant des gammes de température déterminées de 0 à 18° permettant d'apprécier des écarts de température de l'ordre de 1/200, voire même du 1/500 de degré.

Je ne crois pas inutile, avant d'entrer dans le vif du sujet, de vous rappeler brièvement le principe de la méthode thermométrique, méthode simple et surtout très rapide qui, sans être omnibus, devrait pouvoir rendre maints services à l'exploitant.

Exposé de la méthode thermométrique

Elle est basée sur le fait que dans une turbine hydraulique les quantités de chaleur corres-

pondant aux pertes d'énergie sont employées à chauffer l'eau qui joue le rôle de réfrigérant en même temps que de fluide moteur.

Soit, figure 1, une turbine T alimentée sous une chute H par un débit de Q l/s. En négligeant le $V^2/2g$ et en désignant par h la hauteur de l'axe de la turbine au-dessus du plan d'eau aval la puissance absorbée est :

$$P = Q(H + h) \text{ kgm/s.}$$

Désignons :

- par p kgm/s les pertes d'énergie de toute nature dans cette turbine (frottements, tourbillons, chocs, fuites, vitesse restante, etc...);
- par θ_1 (° C) la température de l'eau à l'entrée;
- par θ_2 la température de l'eau à la sortie (canal de fuite).

On peut écrire :

$$p = 427 Q (\theta_2 - \theta_1).$$

(Si on admet les équivalences adoptées à la XIV^e Conférence internationale des Poids et Mesures de 1937 : 1 cal. = 427 kgm.)

Nous trouvons comme rendement de la turbine :

$$\eta = \frac{P - p}{P} = \frac{Q(H + h) - 427 Q (\theta_2 - \theta_1)}{Q(H + h)} = 1 - \frac{427 (\theta_2 - \theta_1)}{H + h} \quad (1)$$

(1) Communication aux « Journées de l'Hydraulique » tenues à Paris les 21, 22 et 23 juin 1948.

Un résumé de cette communication et un compte rendu de la discussion qui l'a suivie ont été publiés dans le n° B, 1949 de *la Houille Blanche*, à la page 675.

expression de laquelle le débit Q est éliminé.

La température θ_1 étant difficile à mesurer dans les installations normales, la difficulté a été tournée en soutirant de l'eau à l'entrée de la turbine par l'intermédiaire d'un robinet R débitant dans un récipient approprié.

Dans ce soutirage d'un débit Q , l'eau s'échauffe de :

$$(\theta'_2 - \theta_1).$$

La puissance eau qH correspondante s'est

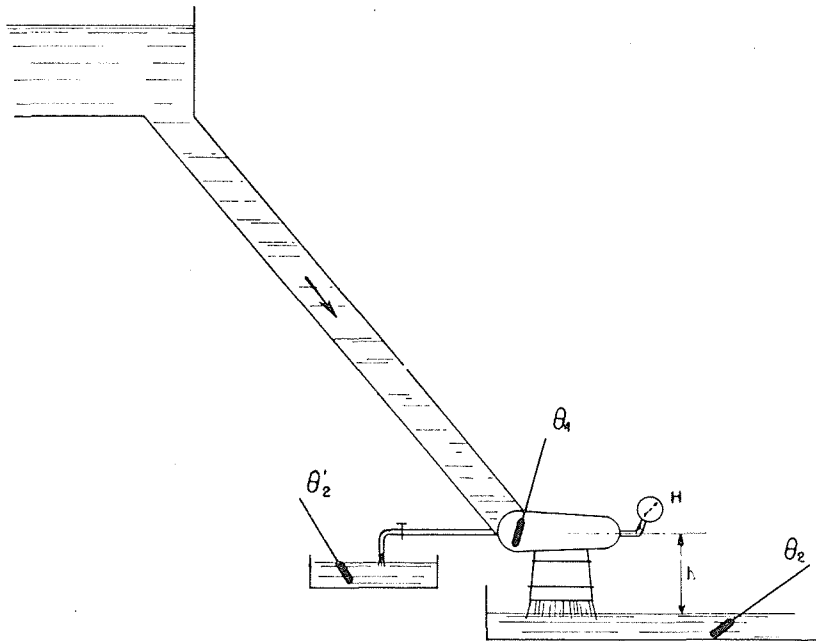


Fig. 1.

convertie intégralement en chaleur et on peut écrire :

$$q \cdot H = 427 q (\theta'_2 - \theta_1) \quad H = 427 (\theta'_2 - \theta_1)$$

d'où :

$$\theta_1 = \theta'_2 - \frac{H}{427}$$

et le rendement s'exprime alors par :

$$\eta = 1 - \frac{427 \left(\theta_2 - \theta'_2 + \frac{H}{427} \right)}{H + h} = \frac{427 (\theta'_2 - \theta_2) + h}{H + h} \quad (2)$$

Notons au passage la possibilité de déterminer H par mesure de θ_2 et θ_1 .

Elimination de H et h :

Si, au lieu de détendre l'eau au niveau de l'axe de la turbine, on la détend au niveau du plan d'eau aval, l'expression du rendement devient :

$$\eta = \frac{427 (\theta'_2 - \theta_2)}{H + h} \quad (3)$$

Or, d'après ce que nous avons vu précédemment :

$$H + h = 427 (\theta'_2 - \theta_1) \quad \text{et} \quad \eta = \frac{\theta'_2 - \theta_2}{\theta'_2 - \theta_1} \quad (4)$$

formule intéressante notamment dans le cas de mesures par thermo-couples ou thermistors dont nous aurons l'occasion de reparler.

Quelques résultats d'essais

(dont A, B, C, D prélevés dans les archives de M. POIRSON).

A) CENTRALE DE LA RAGEAT

Notons, pour commencer, la première application de la méthode le 5 octobre 1921 à la Centrale de la Rageat sur une turbine Pelton (4.800 ch sous 360 m de chute). Les essais ont été effectués parallèlement par la méthode du déversoir (BAZIN) et par la méthode thermométrique à des fréquences du réseau variant de 37,5 à 49,5 périodes.

Pour cette première application, les résultats obtenus sont suggestifs.

TABLEAU I

Charge	Vitesse (fréquence) périodes par seconde	Puissance électrique kW	H turbine m	$\theta'_2 - \theta_2$	Rendement η méthode thermométrique	Rendement η méthode déversoir
2/4	37,5	1.715	357	0°695	0,828	0,838
	42	1.675	357	0°685	0,816	0,820
	49,5	1.390	357	0°567	0,675	0,678
3/4	37,5	2.380	354	0°66	0,795	0,803
	42	2.340	354	0°67	0,806	0,79
	49,5	1.990	354	0°56	0,675	0,672
4/4	37,5	2.950	347	0°648	0,795	0,82
	42	2.950	347	0°641	0,79	0,795
	49,5	2.550	347	0°574	0,704	0,71

B) CENTRALE DU GIFFRE

Ces mesures du 1^{er} novembre 1925, sur une turbine FRANCIS double de 5.000 ch sous 68 m, ont été effectuées parallèlement par la méthode du moulinet et par la méthode thermométrique.

Sur les deux coudes d'aspiration, l'un (2) est traversé par l'arbre moteur et l'autre (1) ne l'est pas. La méthode thermométrique a constamment décelé un écart de 6 % environ entre les rendements des deux demi-turbines.

TABLEAU II

Charge	HAUTEUR		$\theta'_2 - \theta_2$		RENDEMENTS (thermométriques)		
	manom. H	aspir. h	1/2 tur. (1)	1/2 tur. (2)	1/2 tur. (1)	1/2 tur. (2)	ensemble
3/4	61 m	6,70 m	0°142	0°132	0,89	0,83	0,86
8/10	60,5	6,70 m	0°145	0°135	0,915	0,855	0,885
9/10	60,5	6,70 m	0°145	0°137	0,915	0,865	0,89

Très bonnes mesures aussi sur des turbines FRANCIS (Prémont, Pomblière, Bar, etc.).

Je tiens à la disposition des personnes que la question intéresse le compte rendu détaillé de ces essais du 1-11-25.

C) CENTRALE DE LA BATHIE

Ces mesures du 4 octobre 1938, sur une turbine PELTON de 2.700 ch. sous 395 m de chute, ont été effectuées parallèlement par la méthode du déversoir et par la méthode thermométrique. Les résultats comparatifs ont été les suivants :

TABLEAU III

Puissance utile électrique kW	Rendement η thermométrique	Rendement η (déversoir)
510	0,745	0,74
920	0,78	0,78
1.300	0,785	0,78
1.560	0,805	0,80
1.560	0,795	0,798

D) CENTRALE DE LA RAGEAT

Ces mesures, des 6 juin 1942 et 23 juillet 1942, sur une turbine PELTON à 2 jets de 10.000 ch, 600 trs/mn sous 360 m de chute, ont été effectuées par :

- la méthode du moulinet;
- du déversoir;
- thermométrique.

TABLEAU IV

Charge	Puissance ch	Rendement η (moulinet)	Rendement η (déversoir)	Rendement η thermométrique
1,5/8	1.750	0,794	0,801	0,77
2/8	2.375	0,809	0,817	0,809
4/8	4.750	0,848	0,856	0,869
6/8	7.125	0,861	0,859	0,861
7/8	8.112	0,862	0,856	0,854
8/8	9.500	0,859	0,849	0,842

La concordance est remarquable.

Les mesures thermométriques ont été obtenues en 1 h 10.

Les mesures au moulinet et au déversoir ont duré trois jours.

E) CENTRALE DE BROMMAT

Ces mesures, du 13 novembre 1947 (opérateur : M. DELMAS), sur une turbine Francis (Voith) de 48.000 ch sous 250 m à 500 trs/mn (groupe n° 1), ont été effectuées par :

- la méthode du moulinet,
- la méthode thermométrique.

(cf. tableau V)

Mesure de θ_2 :

La température de l'eau détendue était prise dans le pot d'un filtre à eau (contenance 1 litre) alimenté par une vanne piquée sur la tubulure d'entrée de la turbine en amont du robinet sphérique.

Mesure de θ_2 :

L'eau du canal de fuite était prélevée par un seau dans une zone de turbulence moyenne dans le canal de fuite à 8 m en aval de l'axe de la turbine et à 4 m en aval de la sortie de son tuyau d'aspiration.

Fuites au joint :

La fuite aux joints inférieurs débouchait en amont de la section de jaugeage, la fuite supérieure en majeure partie en aval; de ce fait, le rendement mesuré doit être aux fortes charges supérieur de 2 % au rendement réel. $V^2/2g$ était sensiblement le même à l'entrée du robinet sphérique et dans le canal de fuite (à noter, cas particulier de BROMMAT, la constance des températures mesurées).

Les résultats obtenus sont d'autant plus remarquables que l'opérateur, M. G. DELMAS, utilisait la méthode thermométrique pour la première fois.

Echecs

Je ne terminerai pas ce paragraphe sans mentionner quelques-uns des échecs subis, échecs qui, d'ailleurs, ont tous été expliqués par la suite :

— CENTRALE D'EGET :

Sur des turbines PELTON de 5.000 ch sous 700 m de chute, impossibilité totale des mesures, en raison de la présence, sous chaque turbine, d'un profond matelas d'eau destiné à amortir le jet du déflecteur.

— CENTRALE DE CHAVAROCHE :

Sur des turbines FRANCIS de 5.000 ch sous 42 m de chute, à forte aspiration, des phéno-

mènes de cavitation accentués refroidissaient, par évaporation partielle dans le vide, l'eau dans les conduites d'aspiration, au point de donner des rendements de 1,1 très régulièrement.

— CENTRALE DE BELLEVILLE :

En mars 1945. Le lac de la Girotte étant très bas, l'eau charriait des sorbets.

TABEAU V

Ouverture	Puis-utile alternateur kW	H	h	θ_2	θ_2	$\Delta\theta$	η % thermo- métrique	η % mesure au moulinet	Observations
22/99	10.000	254	4	12,16	11,71 11,70	0,455	77,	77,5	
40/99	15.000	252	4	12,14 12,14 12,14	11,63 11,64 11,64	0,51 0,50	83,5 80,	83, 83,	Variation de régime
48,5/99	20.000	251,5 252,5	4	12,14 12,135 12,135	11,61 11,60 11,60	0,535	90,5	87,5	
67,5/99	25.000	249,5	4	12,165 12,165 12,165	11,63 11,63	0,535	91,5	89,5	
84,5/99	30.000	246	4	12,14 12,14	11,62 11,62	0,52	90,5	88,	
99/99	32.000	243,5	4	12,16 12,16	11,66	0,50	88,	85,	

$$\text{Formule utilisée : } \eta = \frac{427 (\theta_2 - \theta_2) + h}{H + h}$$

Tentatives allemandes

Je me dois enfin de signaler les essais effectués avec succès, paraît-il, de 1928 à 1931, sur des chutes de 1 à 7 m par MM. UMPFENBACH et FOTTINGER.

Chutes dans lesquelles il s'agissait de mesurer des différences de température de 0,002°, ce qui a été fait au moyen des batteries de thermocouples importants permettant d'apprécier le 1/10.000 de degré.

Causes d'erreurs à éviter

Les mesures par méthode thermométrique sont des opérations de physique simples, mais qu'il faut conduire avec rigueur.

Le bon sens et la réflexion permettent d'éviter la plupart des écueils.

Les causes d'erreurs sont nombreuses, entre autres les suivantes :

- 1° Variations (diurnes ou autres) de la température θ_1 propre de l'eau (lectures répétées de multiples fois à l'amont et à l'aval avec interpolation si on se sert d'un seul thermomètre);
- 2° Dans la mesure de θ_2 , mauvais point de soutirage, tuyauteries, robinet, récipient non convenables.

Je signale à ce sujet les essais effectués le 21 avril 1949 à l'usine de Lardit sur une conduite béton, diamètre 1,500 m, de 1.110 m de longueur, exposée alternativement à l'ombre et au soleil.

La température de l'eau détendue était mesurée en quatre points décalés de 90° et a été trouvée homogène à moins de 1/500° près.

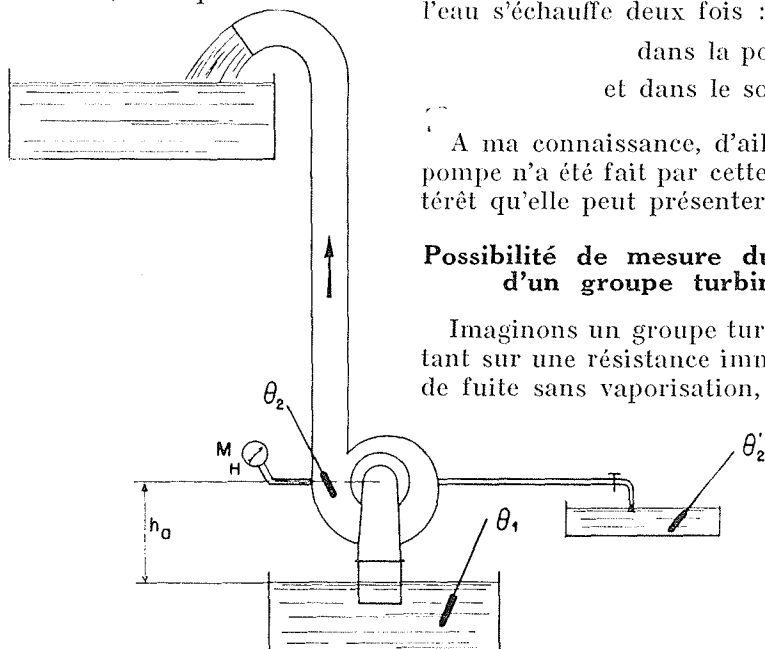


Fig. 2.

- 3° Dans la mesure de θ_2 , l'influence d'une trop grande capacité du canal sous la turbine par rapport au débit Q. Mélange éventuel avec d'autres eaux rejetées;
- 4° Eaux très chargées en sable (corrections à apporter);
- 5° Présence de glaçons dans l'eau faussant toute mesure par suite de leur grande chaleur de fusion;
- 6° Erreurs sur les mesures thermométriques elles-mêmes; précautions à prendre : précision des lectures, verticalité du thermomètre de mercure, chocs légers pour stabiliser sa colonne.
- 7° Dans le cas des turbines FRANCIS, possibilité d'évaporation de l'eau dans le vide refroidissant l'eau;
- 8° Mesures trop hâtives avant stabilisation des régimes;
- 9° Evaporation ou condensation sur les parois du seau en cas de prélèvement d'eau dans le canal de fuite (utilisation d'un seau calorifugé).

Ceci étant dit, voyons quelles sont les autres possibilités de la méthode.

Application de la méthode à la mesure du rendement des pompes

On démontre facilement (fig. 2) que :

$$\eta = \frac{H + h}{427(\theta_2 - \theta_1) + h}$$

À noter que la différence, $\theta_2 - \theta_1$, à mesurer, est plus grande que dans le cas des turbines car l'eau s'échauffe deux fois :

dans la pompe
et dans le soutirage

À ma connaissance, d'ailleurs, aucun essai de pompe n'a été fait par cette méthode malgré l'intérêt qu'elle peut présenter.

Possibilité de mesure du rendement global d'un groupe turbine alternateur

Imaginons un groupe turbine alternateur débitant sur une résistance immergée dans son canal de fuite sans vaporisation, ni électrolyse :

Les pertes de la turbine échauffent l'eau de θ_1 à θ_2 .

La puissance électrique W l'échauffe de θ_2 à θ_3 .

Le soutirage l'échauffe enfin de θ_1 à θ'_2 .

De même que précédemment on trouve :

$$P_a \text{ (puissance eau)} = Q H \text{ kgm/s.}$$

$$p_T = \text{pertes turbines} = 427 Q (\theta_2 - \theta_1) \text{ kgm/s}$$

$$p_G = \text{puissance arbre groupe}$$

$$= P_a - p_T = Q H - 427 Q (\theta_2 - \theta_1) \text{ kgm/s}$$

$$P_u = \text{puissance électrique}$$

$$= 427 Q (\theta_3 - \theta_2) \text{ kgm/s.}$$

Le rendement de la turbine est :

$$\eta_T = \frac{427 (\theta'_2 - \theta_2)}{H}$$

Le rendement global est :

$$\eta_G = \frac{427 (\theta_3 - \theta_2)}{H}$$

Le rendement de l'alternateur est :

$$\eta_A = \frac{\text{global}}{\text{turbine}} = \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta'_2 - \theta_2}$$

et comme :

$$\theta'_2 - \theta_1 = \frac{H}{427}$$

on peut avoir finalement :

$$\eta_T = \frac{\theta'_2 - \theta_2}{\theta'_2 - \theta_1}$$

$$\eta_G = \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta'_2 - \theta_1}$$

A titre indicatif, voyons quel serait l'ordre de grandeur des différences de température à me-

surer et prenons comme exemple le cas des groupes de Brommat :

$$H = 250 \text{ m} \quad P_u = 32.000 \text{ kW} \quad Q = 15 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$\eta_T = 0,9 \quad \theta'_2 - \theta_1 = \frac{H}{427} = 0,59$$

$$\theta'_2 - \theta_2 = 0,53$$

$$\eta_G \text{ (alternateur débitant dans le canal de fuite)}$$

$$= 0,9 \times 0,98 = 0,88 = \frac{\theta_3 - \theta_2}{0,59},$$

$$\text{soit } \theta_3 - \theta_2 = 0^\circ 52.$$

(Valeurs qui peuvent surprendre au premier abord.)

Possibilité d'enregistrement des rendements

Nous tombons donc dans tous les cas sur des expressions de rendement qui sont des rapports de deux différences de température.

Si nous utilisons maintenant, au lieu de thermomètres à mercure, des batteries de thermocouples ou des thermistors, nous constatons que nous n'avons plus à mesurer que des rapports de forces électromotrices ou de tensions, d'où possibilité relativement facile d'équiper un enregistreur permanent de rendement, soit en utilisant un logomètre enregistreur ou un pont de zéro existant d'ailleurs dans le commerce.

Je ne m'étendrai d'ailleurs pas plus actuellement sur cette question, mais me ferai évidemment un plaisir d'en entretenir les personnes susceptibles de s'y intéresser spécialement.

Autres possibilités de la méthode

Abordons enfin les applications plus restreintes de la méthode qui, d'ailleurs, à mon avis, ne sont pas les moins intéressantes.

Je veux parler notamment, et entre autres, de la *séparation des pertes d'une turbine FRANCIS*, pertes aux labyrinthes et détermination des pertes par frottements visqueux.

PERTES DANS LES LABYRINTHES D'UNE TURBINE FRANCIS

Désignons par q l/s le débit de fuite d'un labyrinthe.

Les pertes se décomposent en deux parties nettement différentes :

1° Pertes par fuite au joint sous la chute ($H + h$)

$$\text{soit } q (H + h) \text{ kgm/s.}$$

Ces pertes sont proportionnelles à la hauteur de chute et sont fonction de la section de pas-

sage de l'eau et, par là même, du jeu et du rayon du labyrinthe.

2° Pertes par frottements visqueux de la roue motrice dans les labyrinthes.

On sait maintenant par TAYLOR que ces pertes sont proportionnelles à la quatrième puissance du rayon du labyrinthe et fonction d'ailleurs de plusieurs autres éléments (coefficient d'irrégularité des surfaces en présence entre autres). Elles se traduisent par une ponction d'énergie sur la roue motrice.

Essais thermométriques

Soutirons de l'eau à la sortie d'un labyrinthe et mesurons sa température.

S'il n'y avait pas de frottements visqueux, on trouverait l'eau soutirée à la température θ_2 ; or, on mesure une température t_r supérieure à θ_2 et telle que :

$427 q (t_r - \theta_2)$ donne *grosso modo* en kgm/s la perte par frottements visqueux.

De même, la perte totale due au labyrinthe peut s'exprimer par :

$$427 q (t_r - \theta_1).$$

En réalité, une correction est peut-être à apporter provenant du $V^2/2g$ au droit de l'entrée des labyrinthes.

De toute façon, on peut admettre que l'énergie cinétique de l'eau des fuites est transformée en chaleur, mais deux hypothèses peuvent être faites sur la dispersion et l'évacuation de l'énergie résultant du $V^2/2g$ de l'eau des fuites au moment de son brusque changement de direction quand elle pénètre dans le labyrinthe.

Ces deux hypothèses donnent l'importance de cette énergie selon le cheminement qu'on lui prête pour son évacuation.

Mais elle peut, dans les deux cas extrêmes :

— soit être évacuée intégralement dans l'eau sortant des labyrinthes,

— soit être évacuée intégralement par l'eau turbinée passant dans la roue motrice.

Nous reportons ci-dessous, à titre indicatif, un tableau de mesures établi sur une turbine de 42.000 ch sous 250 m de chute à 500 trs/mn et donnant les résultats obtenus avec les deux hypothèses (tableau VI).

Le débit q l/s du labyrinthe supérieur, identique au labyrinthe inférieur, a été mesuré sur le tuyau d'évacuation des fuites par mesure des pertes de charge.

Le $V^2/2g$ au droit de l'entrée des labyrinthes était de 62 m.

La pression en cet endroit était de 170 m (valeur calculée) pour une pression à l'entrée de la bêche de 232 m.

L'eau des fuites était d'ailleurs soumise dans le cas particulier à une contre-pression de 25 m.

Désignons par :

— θ''_2 la température de l'eau supposée soutirée à l'entrée des labyrinthes.

Dans la première hypothèse, nous avons :

$$\theta''_2 = \theta_2$$

Dans la deuxième hypothèse :

$$\theta''_2 = \theta_2 - \frac{V^2/2g}{427} = \theta_1 + \frac{H - V^2/2g}{427}$$

TABLEAU VI

Essai du 16 novembre 1948 à BROMMAT sur labyrinthe supérieur, groupe N° 6 à pleine ouverture

	Q l/sec	θ_2 degrés mesurés	θ_1 degrés calculés $\theta_2 - \frac{H}{427}$	t_r degrés C mesurés sous pression atmosph.	Hm	θ''_2 calculé	$\Delta\theta = t_r - \theta''_2$	E	ÉNERGIE TOTALE en kW perdue au labyrinthe E kW + q H. 0,00981
1 ^{re} hypothèse. Calories corres- pondant au $V^2/2g$ passent intégral- lement dans les labyrinthes.	> 160	11,685	11,14	11,03	232	11,685	0,245	> 118	> car le débit des fuites mes- suré est infé- rieur au débit réel. > 118 + 370 = 488
2 ^e hypothèse. Calories corres- pondant au $V^2/2g$ passent intégral- lement dans la bêche.	> 160	11,685	11,14	11,93	232	11,54	0,39	> 265	> car le débit mesuré des fui- tes est inférieur au débit réel. > 265 + 370 = 635

Désignons par :

— $\Delta\theta$, l'élévation $t_r - \theta'_2$ de température de l'eau due à l'énergie cédée par la roue dans les labyrinthes.

— E kW, l'énergie cédée par la roue à l'eau qui traverse le labyrinthe.

$$E \text{ kW} = q \Delta\theta \times 427 \times 0,00981$$

Enfin, pour essayer de lever l'incertitude quant à l'hypothèse à adopter, nous avons repris l'essai précédent à deux vitesses aux environs de la vitesse normale (500 trs/mn).

Les résultats obtenus sont consignés dans le tableau ci-dessous (tableau VII).

TABLEAU VII

BROMMAT. Groupe N° 5.

Essais du 16 mai 1949 à 12 heures.

Turbine à pleine ouverture. — Débit fuite labyrinthe supérieur $> 235 \text{ l/s}$ — $V^2/2g$ au droit des labyrinthes = 62 m.

N trs/mn	478,5	495,
H	244,	237,5
θ'_2 ° C (mesuré)	12,282	12,300
θ_1 calculé	11,712	11,745
θ'_2 calculé	12,137	12,155
t_r mesuré	12,44	12,48
$t_r - \theta'_2$	0,158	0,18
<i>Pertes frottements visqueux proportionnelles :</i>		
1 ^{re} hypothèse ($t_r - \theta'_2$)	0,158	0,18
2 ^e hypothèse ($t_r - \theta'_2$)	0,303	0,325

On remarque que la première hypothèse paraît confirmer les constatations précédemment faites par TAYLOR, et il semble que ce soit cette hypothèse qui doit être adoptée.

En effet, aux deux vitesses considérées, le rapport des frottements visqueux proportionnels à $t_r - \theta'_2$ est dans cette hypothèse de :

$$\frac{0,158}{0,18} = 0,88, \text{ sensiblement égal au rapport des}$$

$$4^{\text{e}} \text{ puissances des vitesses } \left(\frac{478,5}{495} \right)^4 = 0,875;$$

alors qu'avec la deuxième hypothèse le rapport des frottements visqueux serait égal sensiblement au rapport des carrés des vitesses.

Je livre ces premiers résultats obtenus à vos méditations; mais, dès à présent, on peut dire que les pertes aux labyrinthes sont loin d'être négligeables et qu'il n'était pas inutile de pouvoir les mesurer.

Seule, d'ailleurs à ce jour, à ma connaissance, la méthode thermométrique permet de le faire.

A FEW APPLICATIONS OF POIRSON'S TEMPERATURE RISE METHOD FOR MEASURING THE EFFICIENCY OF HYDRAULIC MACHINES

(English synopsis)

A. — Theory underlying the method

Notation :

θ_1 ° C : temperature of water at turbine intake.

θ_2 ° C : temperature of water passing into the tail-race.

(H + h) mètres : net head of the installation, i.e., gross head minus penstock and draft-tube losses.

h mètres : height of turbine centreline above waterlevel in tail-race.

p : total head losses in the turbine.

P : total power input to the turbine.

Q litres/sec : discharge passing through the turbine.

η : efficiency of the turbine.

θ', θ'' ° C : temperature of samples of water drawn off at the entrance to the turbine (denoted by θ'_2 in the French text).

q litres/sec : discharge drawn off in sampling; in Pl. C, § 3, labyrinth leakage loss in a turbine.

FORMULAE FOR TURBINE EFFICIENCY (1)

If θ_1 can be actually measured, we have that

$$p = 427 Q (\theta_2 - \theta_1)$$

and

$$\eta = 1 - \frac{427 Q (\theta_2 - \theta_1)}{H + h} \quad (1)$$

since 1 calorie = 427 kilogram-metres.

As measurement of θ_1 is generally a difficult mat-

(1) Note : Velocity heads are neglected in this analysis.

ter, it is usual to draw off a small discharge q at the turbine intake, and to measure its temperature in a separate recipient; in so doing, the temperature of the water is naturally increased on account of friction in the offtake, which converts the entire pressure energy into heat.

(a) If the recipient is level with the turbine centreline, we find that

$$H = 427 (\theta' - \theta_1)$$

and thence that

$$\eta = \frac{427 (\theta' - \theta_2) + h}{H + h} \quad (2)$$

(b) If the recipient is placed on a level with the water in the tail-race, the temperature rise is somewhat greater than that above. We find that :

$$H + h = 427 (\theta'' - \theta_1)$$

and thence that

$$\eta = \frac{427 (\theta'' - \theta_2)}{H + h} \quad (3)$$

At the expense of re-introducing θ_1 , we can eliminate the head from this latter expression, and derive the following formula :

$$\eta = \frac{\theta'' - \theta_2}{\theta'' - \theta_1} \quad (4)$$

This is handy when thermocouples or thermistors are used for the measurements, as will be described below.

B. — Field tests using the method

The author gives the results of six highly successful tests (most of which have been made available by Mr. POIRSON, the originator of the method); comparison with other methods, such as weir and current-meter gaugings (as in the case of La Rageat Power Station), gives undeniable proof of the accuracy obtained. Certain German tests have also given good results on heads as low as 1 to 7 metres.

It is worthwhile citing some cases where the procedure has failed one where a deep water cushion under Pelton wheels made measurements physically impossible, another where cavitation phenomena cooled the water diverted from the turbine intake, and finally a case where frasil ice was drawn into the penstocks. In this connexion, the discrepancies in the Brommat Power Station results (between current-meter and temperature drop tests) can be ascribed to the way in which turbine leakage water was disposed of.

SOURCES OF ERROR WHICH MUST BE AVOIDED

The author cites nine sources of error, of which examples are :

(i) Variations (diurnal or other) of θ_1 ; these should be minimized by frequent thermometer readings.

(ii) Water highly charged with sand; corrections are necessary.

(iii) Haste in taking readings, before the flow is stabilized, and so on.

C. — Other possible applications

(1) Pump efficiencies :

Referring to figure 2 of the text, we can easily show that the efficiency of a pump is given by a formula analogous to (2). Writing h_a for the suction head, we find in fact that

$$\eta = \frac{427 (\theta' - \theta_1) + h_a}{H + h_a}$$

To the author's knowledge, no efficiency test of this type has been carried out, despite its advantages (in particular, the temperature difference to be measured is greater than in the case of a turbine).

(2) Measurement of overall efficiencies of turbo-alternator units.

The installation for efficiency measurement now includes a resistor taking the entire alternator output; this is placed on the tail-race of the power plant, due precautions being taken against electrolysis and vapour formation.

If θ_3 is the temperature measured downstream from the resistor, we find (with the same notation as before) that

$$\eta \text{ turbine} = \frac{\theta'' - \theta_2}{\theta'' - \theta_1}$$

$$\eta \text{ alternator} = \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta'' - \theta_2}$$

and

$$\eta \text{ overall} = \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta'' - \theta_1}$$

As we have already seen (cf. eqn. 4), θ'' is the temperature of the water diverted from the turbine intake and measured at tail-race level, while θ_2 is of course the tail-race temperature when the resistor is switched out of the circuit.

If we measure θ'' in this way and use thermistors or thermocouples instead of mercury thermometers, the task of taking efficiency readings is much simplified; all that has to be done is to measure certain e.m.f. or voltage ratios and it becomes relatively easy to fit up permanent efficiency recording apparatus.

(3) Labyrinth losses in a Francis turbine.

Let q litres/sec be the labyrinth discharge loss. The power losses fall under two headings :

(i) Losses due to the fact that the discharge q does not traverse the turbine, of magnitude,

$$q(H + h) \text{ kilogram-mètre/sec.}$$

(ii) Losses due to viscous drag in the labyrinth; Taylor has shown that these losses vary as the fourth power of the labyrinth diameter.

The measured temperature tr of the water leaking from the labyrinth is higher than θ' on account of viscous losses; thus, the quantity

$$427 q (tr - \theta')$$

gives, at any rate roughly, the viscous losses.

Similarly, total labyrinth losses equal

$$427 q (tr - \theta_1)$$

In actual fact, a correction is necessary in order to take care of the velocity head at the entrance to the labyrinth; two extreme assumptions can be made as to the way in which this velocity head is used up :

(a) That it is entirely used up in heating the leakage water, and escapes from the turbine.

(b) That all energy from this source is transmitted to the runner.

The author gives calculations based on both assumptions, but succeeds in showing from his Brommat results that the first is in better accordance with Taylor's results.

Taking (a) only, therefore, we have that

$$\theta''' = \theta_2'$$

where θ''' (termed θ_2'' in the French text) denotes the temperature that would be measured were water drawn off just at the entrance to the labyrinth. The energy imparted to the water by viscous action can then be expressed as.

$$E \text{ kW} = q (tr - \theta''') \times 427 \times 0.00981$$

while the power lost under (i) above is, as we have seen,

$$q(H + h) \times 0.00981 \text{ kW}$$

The author concludes with the remarks that, firstly, labyrinth power losses are far from negligible and, secondly, that to his knowledge the temperature rise method is the only available means of analyzing this problem.

