

SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE
DE FRANCE

TRAVAUX DE LA SECTION MACHINES

**PERTES DANS
LES LABYRINTHES CYLINDRIQUES
LISSES**

**CONSIDÉRATIONS ET ESSAIS
SUR LES LABYRINTHES CYLINDRIQUES LISSES DES MACHINES
HYDRAULIQUES**

PAR M. VIANO

Rapporteur du Groupe de Travail « Labyrinthes »*

**1^{re}
PARTIE**

Considérations générales

L'expérience montre que la conception et l'état des labyrinthes a une grosse influence sur le rendement des turbines Francis de moyenne et surtout de haute chute; le chapitre suivant décrit quelques mesures industrielles illustrant cette constatation.

Constructeurs et exploitants n'ont pris conscience de toute l'importance de ce facteur qu'assez récemment, en particulier grâce à la mise au point de méthodes permettant :

- soit d'évaluer directement les pertes dans les labyrinthes proprement dits;
- soit de suivre de manière simple et précise l'évolution du rendement de la turbine en fonction de l'usure.

Le jeu joue un très grand rôle : des essais systématiques

sur une turbine de 5 MW sous 195 m de chute ont montré qu'une augmentation de jeu de 10 % majorait les pertes d'environ 20 %; dans le cas limite d'une eau très chargée en matières abrasives, on a observé des chutes de rendement de 3 à 8 points après 2 500 h de marche; le chapitre suivant fournit encore d'autres exemples.

Il est donc essentiel, lors de la construction de la turbine, de réaliser le jeu minimal; pour atteindre ce but il faudra chercher à améliorer la réalisation des paliers, l'usinage des parties mobiles, la rigidité des bâtis, etc.

D'autre part il faudra chercher à maintenir le jeu initial le plus longtemps possible, et ceci nous conduit à considérer la qualité des matériaux constituant les labyrinthes. Ces derniers sont soumis à une usure par abrasion; il s'agira donc de rechercher parmi les différents matériaux proposés par la métallurgie ceux qui résistent le mieux à ce genre d'usure. Actuellement c'est le chrome dur électrolytique qui, en raison de sa très grande dureté jointe à son inoxydabilité, s'est révélé le meilleur matériau pour lutter contre l'usure par abrasion; l'épaisseur à rapporter est de l'ordre de 0,2 à 0,4 mm. L'état de surface est aussi très important et une rectification des labyrinthes s'impose toujours, car un bon fini de surface retarde considérablement l'apparition des premières attaques d'usure.

* Groupe de travail « Labyrinthes » : M. M. VIANO, Société Riva Calzoni, Milan, rapporteur; M. J. NARCY, E.D.F. Coordination Technique, Paris; M. P. CAMPAS, E.D.F., D.T.G., Grenoble; M. J. BOUQUIER, E.D.F., Brive; M. R. DE SAINT-VAULRY, Compagnie de Construction Mécanique, Procédés Sulzer, Paris; Maison ESCHER WYSS, Zurich; M. V. ZANETTI, Société Riva Calzoni, Milan.

Mais une réduction excessive du jeu risque d'introduire de sévères sujétions dans la construction et l'entretien de la machine. Pour déterminer la valeur optimale, il est indispensable de connaître la relation liant les pertes au jeu.

D'une manière plus générale, lors de la conception de la turbine, il faut savoir calculer *a priori* l'ordre de grandeur des pertes dans des conditions données pour déterminer dans chaque cas la forme et les caractéristiques des labyrinthes les meilleurs.

Les lois générales régissant les pertes dans les labyrinthes peuvent difficilement être établies d'après les seules mesures

industrielles; en effet trop de facteurs séparent deux turbines différentes et l'expérimentation sur une même turbine se heurte à trop de limites. D'où l'intérêt d'études sur modèle réduit. Le chapitre troisième expose les résultats obtenus en laboratoire par les sociétés Riva et Sulzer; ils conduisent à une méthode de calcul des pertes dans les labyrinthes cylindriques lisses.

Importance des pertes dans les labyrinthes pour quelques machines industrielles

Afin de préciser l'ordre de grandeur des pertes dans les labyrinthes des machines industrielles, les tableaux suivants donnent les résultats d'essais exécutés par l'E.D.F. sur des turbines fonctionnant sous 100, 188 et 250 m de chute.

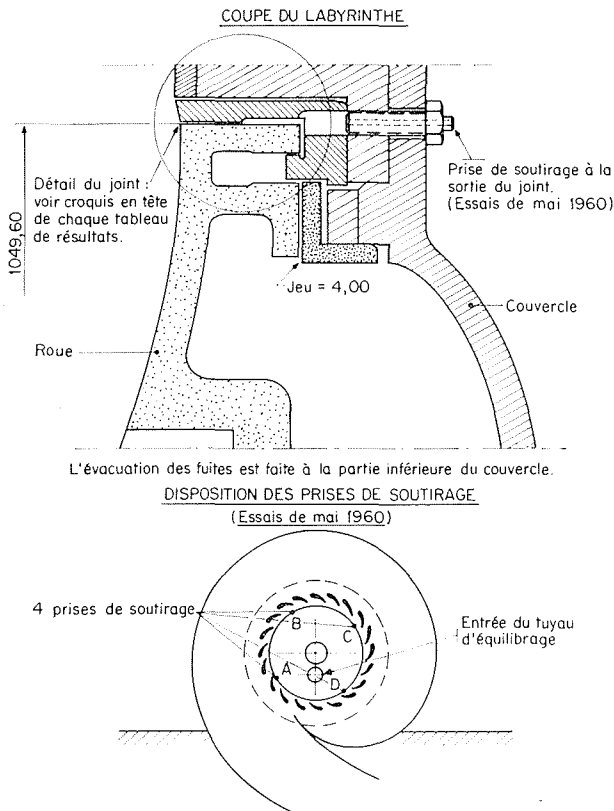
Rappelons brièvement que ces pertes sont la somme de deux termes provenant :

- du débit de fuite Q à travers le joint : sous la chute nette H_n , il lui correspond une perte hydraulique gQH_n , exprimée en kW;
- du couple de freinage appliqué à la roue; la puissance ainsi dissipée sera appelée perte par frottements.

Les mesures ne portent que sur le labyrinthe situé côté fond de la turbine. La perte par frottements est toujours déterminée grâce à la méthode thermodynamique; elle comprend la perte dans le joint cylindrique proprement dit et au couvercle, entre le plafond de la roue et le fond de la turbine, car la température de l'eau à la sortie est en principe prise dans le tuyau d'évacuation. Exceptionnellement un essai de Monistrol d'Allier sépare ces deux termes en utilisant quatre prises de soutirage immédiatement à la sortie du joint (fig. I.1). Dans cette dernière usine, plusieurs formes de joints ont été expérimentées; leurs caractéristiques sont indiquées dans les tableaux de résultats ci-contre.

Nous retiendrons particulièrement de l'analyse des résultats précédents les observations suivantes :

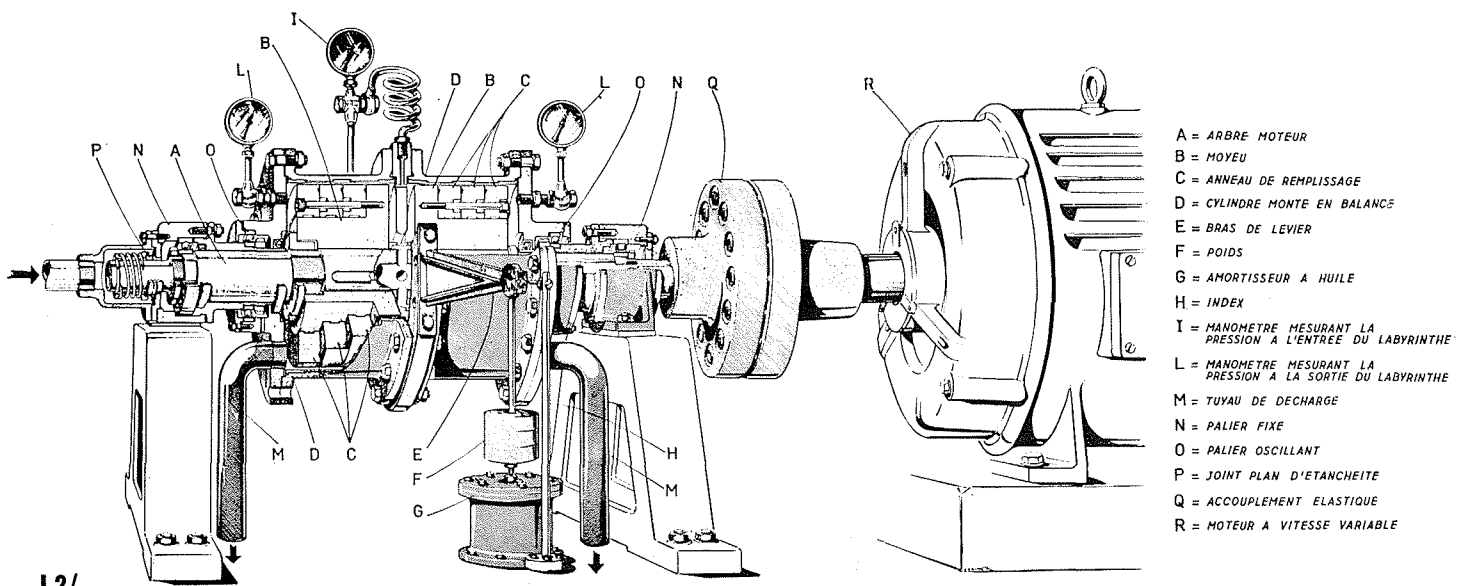
- les pertes dans le seul labyrinthe côté fond de la turbine peuvent atteindre à pleine charge 3 à 4 % de la puissance fournie;



L'évacuation des fuites est faite à la partie inférieure du couvercle.

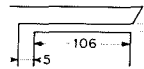
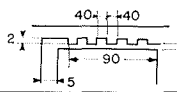
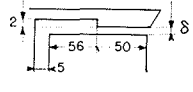
DISPOSITION DES PRISES DE SOUTIRAGE (Essais de mai 1960)

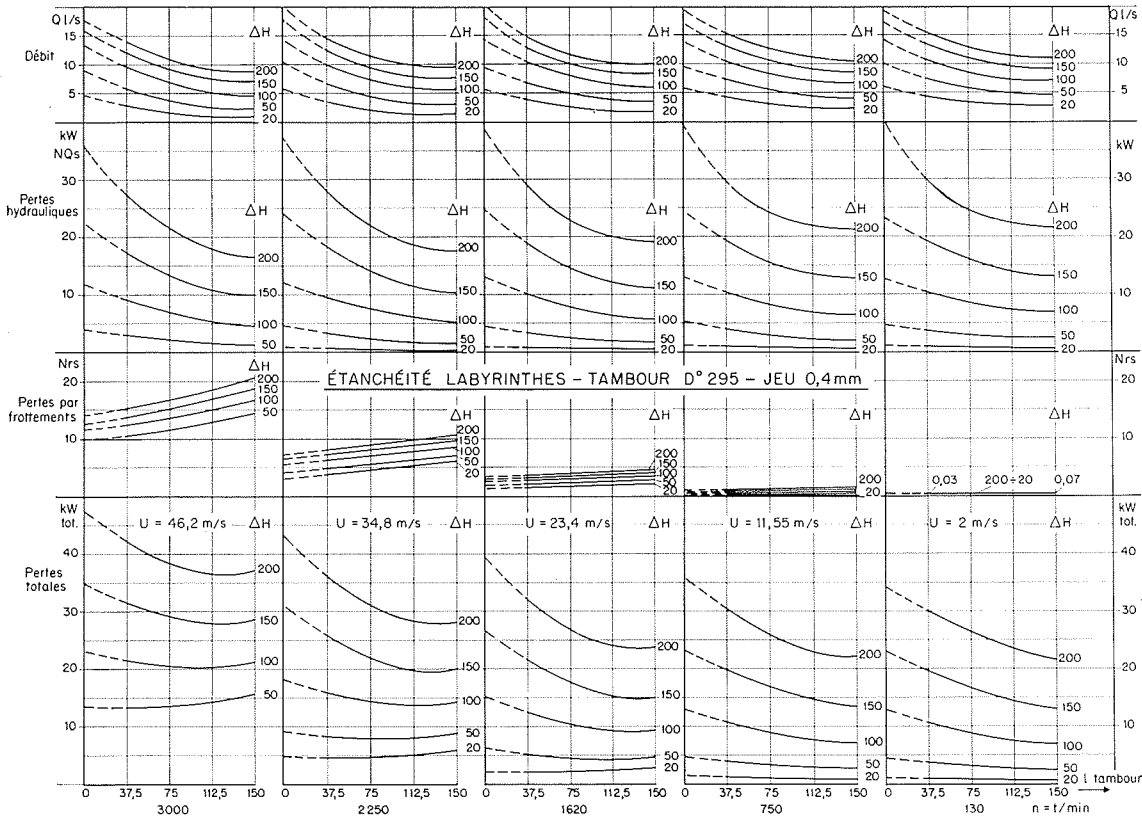
I.1/ Usine de Monistrol d'Allier. Monistrol d'Allier Factory.



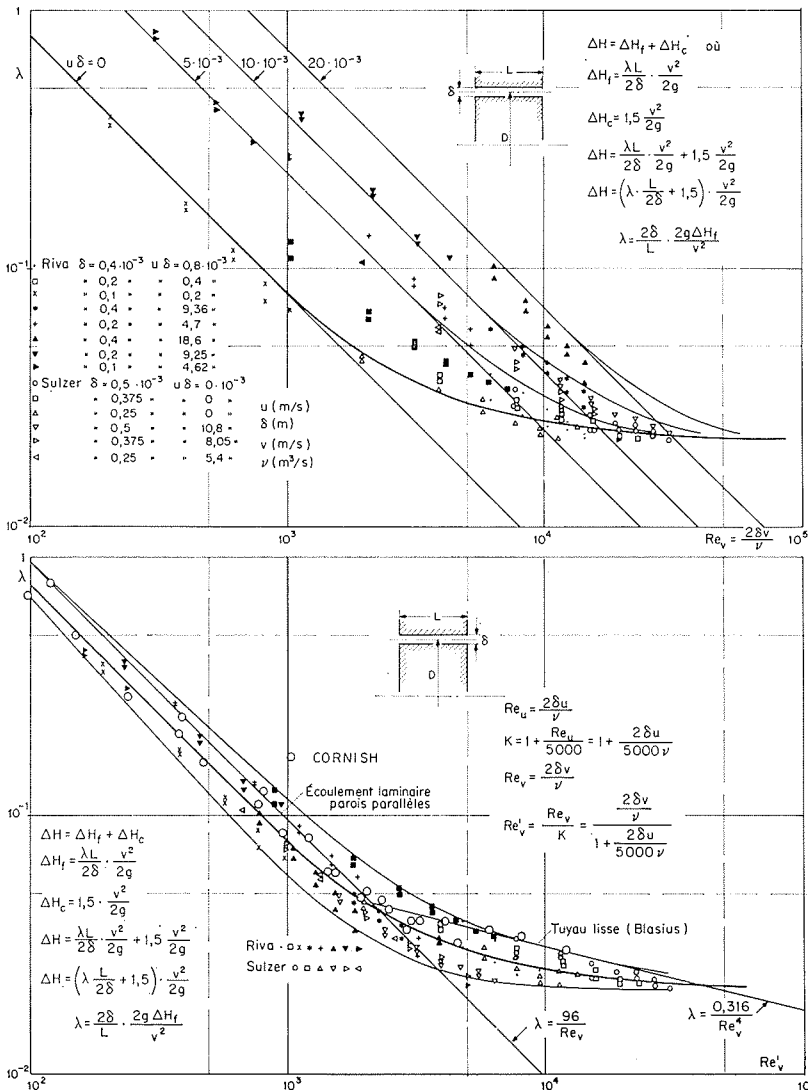
- A = ARBRE MOTEUR
- B = MOYEU
- C = ANNEAU DE REMPLISSAGE
- D = CYLINDRE MONTE EN BALANCE
- E = BRAS DE LEVIER
- F = POIDS
- G = AMORTISSEUR A HUILE
- H = INDEX
- I = MANOMETRE MESURANT LA PRESSION A L'ENTREE DU LABYRINTHE
- L = MANOMETRE MESURANT LA PRESSION A LA SORTIE DU LABYRINTHE
- M = TUYAU DE DECHARGE
- N = PALIER FIXE
- O = PALIER OSCILLANT
- P = JOINT PLAN D'ETANCHEITE
- Q = ACCOUPLEMENT ELASTIQUE
- R = MOTEUR A VITESSE VARIABLE

I.2/

		Puissance turbine	Puissance alternateur	Débit de fuite	Pertes hydrauliques	Pertes par frottements	Pertes totales	Pertes par frottement dans le joint seul	Pression à la sortie du joint							
		kW	kW	l/s	kW	kW	kW	kW	m							
AVRIEUX																
Turbines Francis simples à axe horizontal 3 000 kW sous 100 m de chute - 600 tr/mn (débit de fuite mesuré par déversoir en V)	<u>Turbine 1</u>	85		63	64,3	29	93,3									
	Roue et labyrinthe usagés:	200		63	64,3	21,3	85,4									
	jeu moyen 1,95 mm	807		71,5	72	22,45	94,45									
		1580		77,5	78,3	22,7	101									
		2500		84	85	24,6	109,6									
		3300		102	102,2	34,2	136,4									
	<u>Turbine 1</u>	0		14,5	14,7	32,2	46,9									
	Roue et labyrinthe neufs:	85		15,5	15,75	27,9	43,65									
	jeu moyen 0,75 mm	810		16,7	17	25,5	42,5									
	1580		19,25	19,54	31,05	50,06										
	2590		20,5	20,7	29,6	50,3										
	3200		25	25,2	28,8	54,0										
	<u>Turbine 2</u>	0		42	42,8	29,9	72,7									
	85		46,5	47,4	29,25	76,65										
	200		46,5	47,4	25,3	72,7										
	815		59	60	22,2	82,2										
	1580		64	65	24,1	89,1										
	2390		72,5	73,2	27,3	100,5										
	3200		91,5	91,5	36,4	127,9										
MONISTROL D'ALLIER																
Turbine Francis simple à axe horizontal 5150 kW sous 188 m de chute - 750 tr/mn (débit de fuite mesuré par capacité tarée)	Labyrinthe lisse 0,8 mm de jeu sur 106 mm		879		58,5	59,9	118,4									
			1892		64,7	57,1	121,8									
			2753		70,1	56,9	127,0									
			3013		72,2	57,6	129,8									
			3998		77,7	56,9	134,6									
			4982		84,9	58,9	143,8									
			5808		92,8	62,8	155,6									
																
	Labyrinthe crénelé 0,65 mm de jeu sur au total 50 mm		0		32,3	60,8	93,1									
			898		37,7	58,4	96,1									
			1980		41,8	56,2	98,0									
			2950		45,5	56,2	101,7									
			3899		48,6	56,5	105,1									
			4897		53,1	57,8	110,9									
			5883		58,6	59,9	118,5									
																
	Jeu δ sur 50 mm $\delta + 2$ mm sur 56 mm															
											$\delta = 1,2$ mm	0	103,1	60,2	163,3	
957												108,3	54,1	162,4		
1012												109,8	54	163,8		
1966												118,5	51,2	169,7		
2959											126,4	50,8	177,2			
$\delta = 0,9$ mm											1050	72,4	55,8	128,2		
											1864	77,1	53,9	131,0		
											2923	84,9	54,1	139,0		
											2933	85,1	54,8	139,9		
3995											91,2	55,1	146,3			
4968											98,3	56,4	154,7			
5887	104,8	60,2	165,0													
$\delta = 0,7$ mm	0	41,8	61,9	103,7												
	916	45,6	58,6	104,2												
	1900	49,7	54,5	104,2												
	2946	54,2	55,7	109,9												
3892	56,7	54,5	111,2													
4012	57,9	56,2	114,1													
4876	60,8	55,1	115,9													
5815	66,1	58,3	124,4													
$\delta = 0,37$ mm	0	17,6	40,1	57,7	12,7	13,31										
	1000	21,6	40,4	62,0	10	13,53										
	1898	23,5	39,8	63,3	10,9	13,89										
	2996	24,9	39,3	64,2	11,2	14,19										
3892	26,5	39,9	66,4	11,2	13,47											
4893	28,6	40,5	69,1	10,9	15,38											
5794	29,9	41,9	71,8	12	15,92											
BROMMAT																
Turbine Francis à axe vertical 31 300 kW sous 250 m de chute - 500 tr/mn (débit de fuite mesuré par tube de Pitot dans la conduite d'évacuation)	Eau de fuite refoulée sous contre-pression de 20 à 25 mètres (alimentation de circuits de réfrigération)	Groupe 4 jeu 0,9 mm	0	48	120	350	470									
			5000	100	250	350	600									
			10000	122	305	350	655									
			15000	127	315	350	665									
			20000	145	360	350	710									
			25000	168	420	350	770									
	30000	180	450	350	800											
	32000	185	460	350	810											
	Groupe 6 jeu 1,4 mm	0	144	360	285	645										
		5000	192	480	285	765										
		10000	216	540	285	825										
		15000	228	570	285	855										
20000		240	600	285	885											
25000		255	635	285	920											
30000	290	725	285	1010												
		Puissance alternateur	Débit de fuite			Pertes par frottements										
		kW	Q_A l/s	Q_R l/s	Q_A/Q_R	P_A kW	P_R kW	P_A/P_R								
Influence de la contre-pression (groupe 2)		0	80	55	1,45	268	257	1,04								
		5000	102	78	1,305	237										
		10000	107	86	1,245	229	227	1,01								
indice A : évacuation dans l'aspirateur		15000	114	93	1,225	230										
indice B : refoulement à contre-pression		20000	121	98	1,235	235	229	1,03								
		23000	124	101	1,23	234										
		27000	131	108	1,215	241										
		30000	137	116	1,18	248										
		33000	140	128	1,165	263										



I.3/



I.4/ Essais labyrinthes. Coefficient de frottement.
Labyrinth tests. Friction coefficient.

I.5/ Essais labyrinthes. Coefficient de frottement.
Labyrinth tests. Friction coefficient.

— la valeur du jeu est importante dans tous les cas : à Avrieux une révision a permis de gagner à pleine charge 2,5 % de la puissance (toujours sur un seul labyrinthe). Le jeu agit essentiellement sur les pertes hydrauliques;

— les pertes par frottements peuvent être plus importantes au couvercle de la turbine que dans le joint proprement dit. C'est ce qui explique la faible incidence relative de certaines modifications de joints (Monistrol d'Allier);

— aucune mesure ne porte sur le labyrinthe côté aspirateur. Le débit de fuite tend à y être supérieur car la contre-pression à la sortie du joint est moins élevée. Les pertes par frottements ne sont pas forcément égales à celles du labyrinthe côté fond; pour des roues de faible vitesse spécifique, on peut seulement estimer qu'elles sont comparables et que l'ensemble des deux labyrinthes dissipe une puissance sensiblement double des valeurs consignées dans les tableaux.

Ceci démontre :

- d'une part l'intérêt d'une étude systématique de cette catégorie de pertes;
- d'autre part la nécessité de bien séparer les phénomènes dans le joint proprement dit et au couvercle de la turbine.

Divers essais sur modèle réduit ont été exécutés pour déterminer les lois régissant les pertes en chacun des deux points précédents. Le chapitre suivant est consacré aux travaux des Etablissements Riva et Sulzer relatifs aux joints cylindriques lisses.

Etude sur modèle réduit des pertes dans les labyrinthes cylindriques lisses

Modèles utilisés.

La machine construite par la société Riva est représentée sur la figure I.2. Elle permet de faire varier indépendamment :

- les caractéristiques du labyrinthe : longueur, forme, jeu;
- la pression à l'entrée du labyrinthe;
- la vitesse linéaire de la partie mobile du joint.

Le débit de fuite est mesuré directement par pesée du volume d'eau recueilli pendant un temps donné. Le couple sur l'élément fixe du labyrinthe est déterminé par pesée sur une balance; on en déduit les pertes par frottements.

Les caractéristiques des modèles utilisés par les sociétés Riva et Sulzer sont les suivantes :

	RIVA	SULZER
Diamètre du tambour D (mm)	295	150
Jeu δ (mm)	de 0,1 à 0,4	de 0,125 à 0,5
Longueur du labyrinthe L (mm)	de 37,5 à 150	de 65 à 195
Vitesse linéaire U (m/s)	de 0 à 46,2	de 0 à 21,5

La figure I.3 donne un exemple des résultats bruts obtenus par la société Riva avec un jeu de 0,4 mm; débit, pertes hydrauliques, pertes par frottements et pertes totales sont représentés en fonction de la longueur du labyrinthe, pour diverses valeurs de la différence de pression appliquée ΔH et de la vitesse linéaire U. L'interprétation et l'utilisation pratique des valeurs numériques trouvées exigent une présentation plus synthétique.

Synthèse des résultats relatifs à la détermination du débit de fuite à travers un labyrinthe cylindrique lisse.

On utilisera la relation de Pfleiderer, reproduite également par Stepanoff dans son livre sur les pompes centrifuges et pompes hélices :

$$\Delta H = \lambda \frac{L}{2\delta} \frac{V^2}{2g} + 0,5 \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g}$$

$$= \left(\lambda \frac{L}{2\delta} + 1,5 \right) \frac{V^2}{2g} \quad (1)$$

dans laquelle :

- ΔH : est la perte de charge dans le labyrinthe;
- λ : un coefficient de frottement sans dimension;
- V : la vitesse axiale moyenne de l'eau dans le joint;
- δ : le jeu radial;
- L : la longueur du joint.

Le second terme de la relation (1) représente la perte 0,5 (V²/2g) à l'entrée et le dernier la perte V²/2g à la sortie du labyrinthe.

Les valeurs de λ calculées pour un certain nombre d'essais, choisis de façon à couvrir tout le domaine expérimental, sont portées sur la figure I.4 en fonction du nombre de Reynolds Re_v = 2Vδ/ν. La dispersion est élevée mais on remarque que, Re_v donné, λ dépend essentiellement de U et de δ par leur produit Uδ.

Cette constatation suggère d'introduire la vitesse linéaire U sous la forme d'un paramètre sans dimension, analogue à Re_v, défini par Re_u = 2Uδ/ν.

D'ailleurs, des considérations d'analyse dimensionnelle conduisent également à écrire λ = f(Re_u, Re_v).

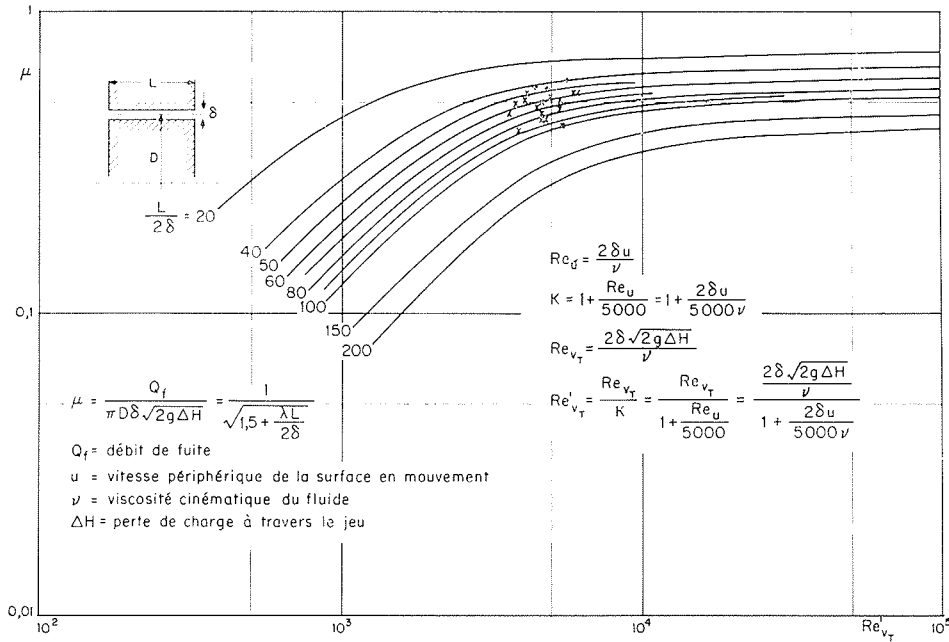
L'étude des lignes Uδ = Cte (on peut négliger les variations de ν durant les essais) montre que Re_v et Re_u interviennent principalement par la relation empirique :

$$Re'_v = \frac{Re_v}{1 + (Re_u/5000)}$$

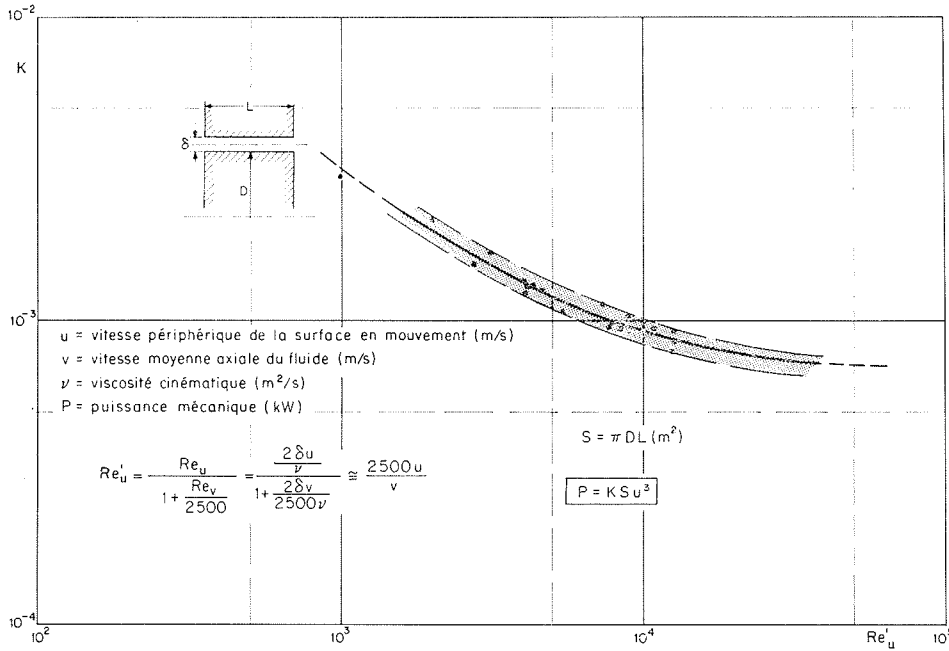
Et la figure I.5 montre que, portées en fonction de Re'_v, les valeurs de λ se groupent assez bien autour d'une courbe unique (tracée en trait fort). Des points déduits d'essais de Cornish confirment les résultats Riva et Sulzer.

Il subsiste néanmoins une dispersion atteignant dans certain cas 30 % de la valeur lue sur la courbe moyenne. On doit l'attribuer :

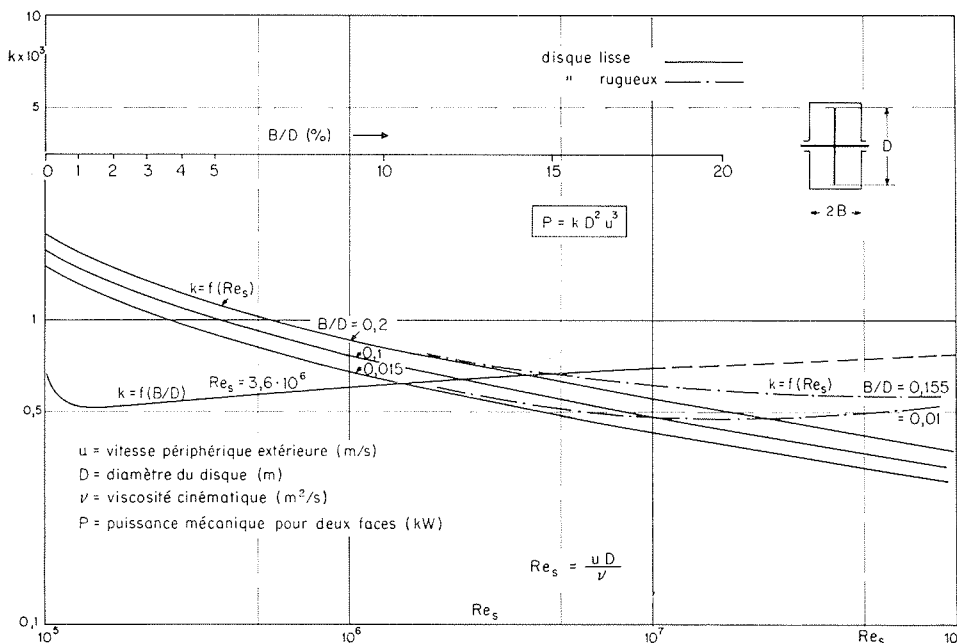
- à la difficulté d'obtenir des surfaces parfaitement concentriques et de mesurer le jeu exact;
- au fait de n'avoir pas tenu compte de la rugosité des parois;
- à l'hypothèse simplificatrice sur la valeur constante du coefficient 1,5 (V²/2g) pour les pertes à l'entrée et à la sortie du joint;
- à l'approximation faite en adoptant un paramètre unique Re'_v.



1.6/ Essais labyrinthes.
Coefficient de d\u00e9bit.
Labyrinth tests.
Discharge coefficient.



1.7/ Essais labyrinthes.
Pertes par frottement.
Labyrinth tests.
Friction losses.



1.8/ Essais labyrinthes.
Pertes par frottement du disque
(d'apr\u00e8s Pfeleiderer).
Labyrinth tests.
Losses through disk friction
(after Pfeleiderer).

De l'équation (1) on tire l'expression du débit de fuite :

$$Q = \frac{\pi D \delta \sqrt{2 g H}}{\sqrt{(\lambda L / 2 \delta) + 1,5}}$$

(rappelons que D est le diamètre du labyrinthe).

Comme λ n'apparaît que dans un seul des deux termes du radical d'une racine carrée, l'erreur sur Q est nettement inférieure à celle sur λ ; en pratique, on peut estimer qu'elle ne dépasse pas 10 % pour des valeurs de Re_u et Re_v allant jusqu'à 40 000; compte tenu du but recherché, ceci est parfaitement acceptable.

Cependant l'emploi de la figure I.5 pour le calcul du débit de fuite n'est pas commode, car l'expression de Re'_v contient la vitesse V qui n'est pas connue *a priori*. On obtient un diagramme aisément utilisable en introduisant les grandeurs :

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda (L/2 \delta)}}$$

fonction de Re'_v et $L/2 \delta$

$$Re'_{vt} = \frac{Re'_v}{\mu}$$

En éliminant Re'_v entre ces deux relations, on en déduit :

$$\mu \text{ fonction de } Re'_{vt} \text{ et } L/2 \delta \quad (2)$$

Or, comme $V = \mu \sqrt{2 g \Delta H}$

$$Re'_{vt} = \frac{2 \delta \sqrt{2 g \Delta H}}{1 + \frac{2 \delta U}{5000 v}}$$

il est donc connu *a priori* : la relation (2) permet de déterminer μ et $Q = \mu \pi D \delta \sqrt{2 g \Delta H}$, d'après les caractéristiques du labyrinthe et la différence de pression qui lui est appliquée.

En pratique, $L/2 \delta$ étant fixé, on a, pour diverses valeurs de Re'_v , lu λ sur la figure I.5, calculé μ et Re'_{vt} , et porté sur un graphique les points de coordonnées μ et Re'_{vt} . Ainsi a été construit le réseau de courbes de la figure I.6 donnant μ en fonction de Re'_{vt} pour diverses valeurs de $L/2 \delta$.

Exemple de calcul :

$$Re_u = 21\,500 \quad Re_{vt} = 26\,300 \\ Re'_{vt} = 4\,960$$

Le diagramme de la figure I.6 donne, pour :

$$Re'_{vt} = 4\,960 \quad \text{et} \quad L/2 \delta = 125, \quad \mu \cong 0,36$$

D'où :

$$Q \cong \pi D \delta \mu \sqrt{2 g \Delta H} \cong 9,21/s$$

Les points mentionnés sur la figure I.6 correspondent à des cas concrets de turbines hydrauliques construites par les établissements Riva. Les valeurs de ΔH ont été calculées au moyen de la formule :

$$\Delta H/H = 1 - K_{c1}^2 + K_{c2}^2 - 0,25 K_{u1}^2 + 0,25 K_{u2}^2$$

K_{c1} : coefficient de vitesse absolue de l'eau à l'entrée du joint;

K_{c2} : coefficient de vitesse absolue de l'eau à la sortie du joint;

K_{u1} : coefficient de vitesse périphérique à l'entrée du joint;

K_{u2} : coefficient de vitesse périphérique à la sortie du joint;

H : hauteur de chute.

Cas des pertes par frottement.

Les pertes par frottements mesurées dans les essais Riva ont également fait l'objet d'un travail de synthèse.

La part propre au joint cylindrique du labyrinthe peut être caractérisée par la courbe unique de la figure I.7, grâce à l'introduction du paramètre Re'_u défini sur la figure. Elle a été déterminée en soustrayant des pertes totales celles dues aux parois frontales du rotor (pertes du disque), ces dernières étant calculées sur la base du diagramme de Pfeiderer (fig. I.8).

Inversement les courbes des figures I.7 et I.8 permettent de calculer les pertes par frottements des labyrinthes industriels formés de surfaces d'une part cylindriques, d'autre part planes et perpendiculaires à l'axe de rotation. Il faut toutefois remarquer que dans le modèle réduit l'eau était introduite axialement; par suite sa mise en rotation à l'intérieur du joint se faisait aux dépens du couple appliqué au cylindre en mouvement. Dans une machine hydraulique, au contraire, l'eau arrive déjà au joint avec une composante périphérique de la vitesse. C'est pourquoi la figure I.7 ne doit être employée qu'en première approximation bien qu'elle ait été établie uniquement sur la base des essais sur les joints les plus longs ($L = 150$ mm) afin de réduire l'influence des conditions d'alimentation.

Remarques suggérées par l'examen des figures de synthèse I. 5 à I. 7.

a) Les expressions de Re'_v (fig. I.5) et Re'_u (fig. I.7) sont symétriques. Il en résulte qu'à une augmentation de U (vitesse de la surface mobile) correspond une diminution des pertes hydrauliques (λ croît) tandis qu'à une augmentation de V (c'est-à-dire du débit de fuite) correspond une augmentation des pertes par frottements.

b) Pour les grandes machines industrielles, le jeu δ n'a qu'une influence négligeable sur les coefficients λ et K. En effet, les termes $2 \delta U / 5000 v$ et $2 \delta V / 2500 v$ sont très supérieurs à 1; les expressions de Re'_v et Re'_u se réduisent à :

$$Re'_v = 5000 \frac{V}{U} \quad \text{et} \quad Re'_u = 2500 \frac{U}{V}$$

termes indépendants de δ . Cette simplification cesse d'être valable pour les turbines et pompes de petites dimensions où les jeux δ sont relativement petits.

c) Une turbine industrielle a des nombres Re'_v et Re'_u plus grands que son modèle réduit (les jeux étant en similitude). Par suite, quand on passe de la première au second, le débit de fuite diminue et les pertes par frottement augmentent.

d) On voit sur la figure I.6 que le débit de fuite augmente plus vite que le jeu. En moyenne, pour les turbines industrielles, si le jeu double, le débit de fuite est multiplié par 2,6 environ.