

Bruits associés aux fonctionnements de diverses turbomachines

Noise associated with the operation of various turbomachines

P. Boussuges, S. Casacci, M. Wegner

Société Neyrpic, Grenoble

Introduction

Les constructeurs de turbomachines hydrauliques sont concernés par les phénomènes de bruit à deux titres :

- la mesure du bruit peut représenter une méthode élégante de diagnostic et de contrôle des phénomènes hydrodynamiques instationnaires;
- les cahiers des charges requièrent des niveaux sonores à respecter du point de vue de la gêne humaine ; la responsabilité du constructeur est donc à priori engagée, même si dans l'immédiat délimiter scientifiquement l'intensité vraie du bruit émis par la machine pose problème.

Considérant qu'il est prématuré d'édicter des lois générales en matière de mesure des niveaux sonores autour des turbomachines, aussi bien que de corréler rigidement ces niveaux avec les divers types de machines et/ou de régime de fonctionnement, cette contribution essaiera de présenter un échantillon varié de résultats de mesures sur modèle et sur prototype. Cet échantillon permettra de tirer trois enseignements, de caractère qualitatif pour l'instant, à savoir :

- la plupart des évolutions du niveau sonore en fonction du régime de fonctionnement paraissent relativement logiques du point de vue hydrodynamique ;
- le niveau de bruit varie considérablement en fonction de l'emplacement de l'observateur au voisinage de la turbomachine ;
- la séparation entre le niveau sonore émis par la source "turbomachine" et les niveaux sonores émis par les sources "parasites" à savoir alternateur, pompes auxiliaires, etc., n'étant pas réalisée, toute interprétation des mesures de bruit reste fortement approximative. Un travail technique considérable reste donc à exécuter pour passer à un stade scientifique.

Niveaux sonores sur un modèle réduit de turbine Francis

1) Le modèle se caractérise par les paramètres utiles suivants :

vitesse spécifique $nq = 59$
chute d'essai $H = 15$ m
vitesse de rotation $n = 600$ t/min = 10 Hz
nombre aubes roue $Z_R = 13$ } soient $nZ_R = 1\,300$ Hz
nombre aubes directrices $Z_D = 20$ } $nZ_R Z_D = 2\,600$ Hz

2) La figure 1 présente l'emplacement du sonomètre Bruel et Kjaer 2203/1613 sur le modèle. Au voisinage immédiat du sonomètre est implanté un capteur de pression à membrane, à l'intérieur de la paroi plexiglas du cône de l'aspirateur.

3) A même chute d'essai, les mesures de bruit sont effectuées pour un régime de charge partielle typique, avec torche hélicoïdale bien établie, et pour un régime de forte charge. Dans ces deux types de fonctionnement, le coefficient de cavitation σ est ajusté à cinq valeurs dégradées depuis 1,3 jusqu'à 0,05.

Le tableau ci-après donne une vue d'ensemble des figures et du niveau sonore pondéré.

On peut observer immédiatement qu'en l'absence de figures de cavitation, les niveaux sonores à charge partielle et à forte charge sont très voisins, que ce niveau croit plus rapidement à charge partielle jusqu'au $\sigma = 0,25$, mais qu'à partir du $\sigma = 0,10$ le bruit à forte charge l'emporte très nettement comme conséquence directe d'une torche pulsatoire.

4) Les figures 2 et 3 montrent l'évolution du bruit par bandes de fréquences en fonction du σ pour les deux régimes, et des remarques concluantes peuvent être faites :

REGIME DE CHARGE PARTIELLE a/a opt = 0.64 H/H opt = 1.0			REGIME DE FORTE CHARGE a/a opt = 1.3 H/H opt = 1.0	
Coeff. Cavit. σ	Configuration visible et audible de l'écoulement	Niveau sonore pondéré (dBA)	Configuration visible et audible de l'écoulement	Niveau sonore pondéré (dBA)
1.2	Aucune figure de cavitation	77	Aucune figure de cavitation	78
0.25	Vortex fins cavitant entre les aubes et débutant sur l'arête d'entrée au plafond. Torche hélicoïdale. Stable.	82	Torche axiale intermittente et courte	79
0.15	Les vortex s'allongent et dépassent les aubes. Torche hélicoïdale donnant quelques chocs dans le coude de l'aspirateur	85	Torche axiale permanente disparaissant à mi-hauteur de l'aspirateur	81
0.10	Mêmes figures de cavitation. Chocs dans le coude aspirateur, irréguliers et forts.	85	Torche axiale jusqu'au fond du coude aspirateur. Mouvement pulsatoire très net (variation de diamètre du noyau à environ 2 Hz)	90
0.05	Disparition des chocs. La torche occupe la majeure section de l'aspirateur	83	Rideau de cavitation sur les parois du cône de l'aspirateur, avec mouvement pulsatoire du bas de ce rideau. Chocs dans le coude.	90

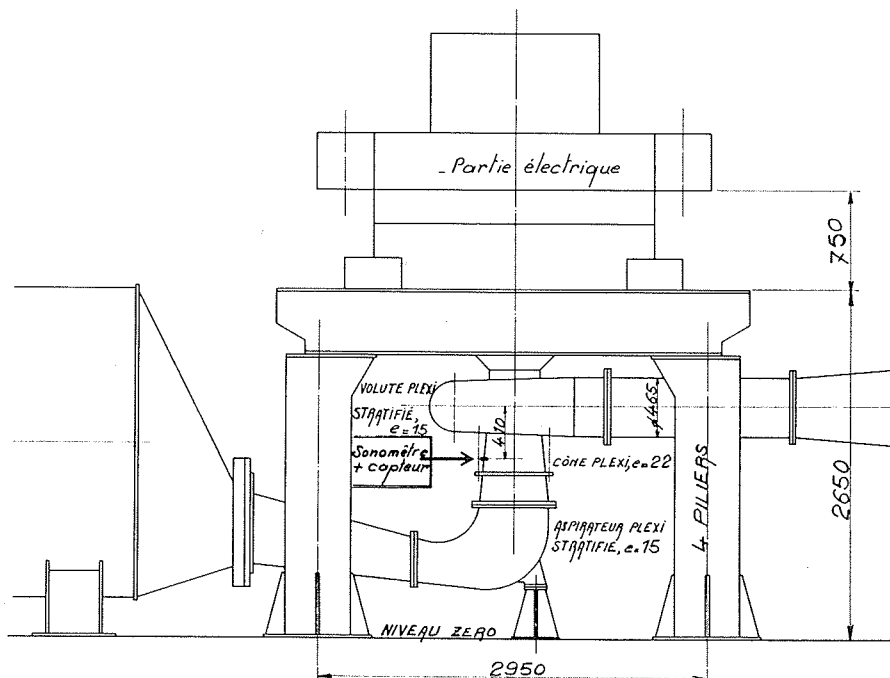


Figure 1. — Mesures de niveau sonore sur un modèle de turbine Francis.
 Φ Roue = 400 mm.
 Pompe alimentation à - 9,400 m et 3 dalles partielles.

A charge partielle (Fig. 2)

L'apparition de la cavitation (vortex entre aubes + torche courte) a peu d'influence sur les fréquences inférieures à 1 000 Hz, mais entraîne un accroissement sensible aux fréquences $\geq 2 000$ Hz.

Le développement de la cavitation augmente les amplitudes des fréquences inférieures à 4 000 Hz, et les diminue au dessus de 4 000 Hz.

La généralisation de la cavitation ($\sigma < 0,10$) produit un effet inverse ; les basses fréquences voient leur amplitude diminuer très fortement au profit des hautes fré-

quences. On note que le niveau sonore maximum est obtenu pour la bande des 250 Hz correspondant à peu près au premier harmonique du défilement des aubes.

A forte charge (Fig. 3)

L'apparition de la cavitation (torche axiale courte intermittente) produit peu d'effet à toutes fréquences.

Le développement de la cavitation (torche s'allongeant) ne donne pas de variation sonore aux basses fréquences, mais entraîne un accroissement sensible aux hautes fréquences.

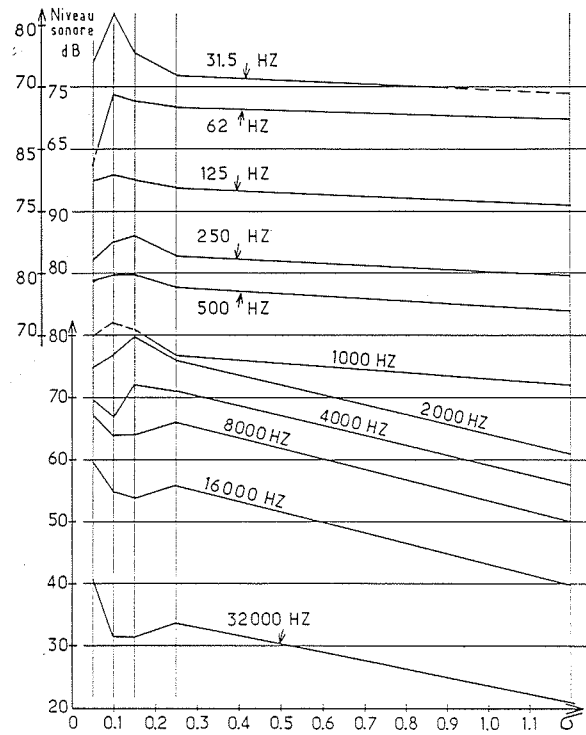


Figure 2. - Turbine Francis à charge partielle ($H_{\text{essai}} = 15 \text{ m}$). Influence de la cavitation sur le niveau sonore. Mesures sur modèle réduit : $a/a_{\text{opt}} = 0,64$ $H/H_{\text{opt}} = 1$.

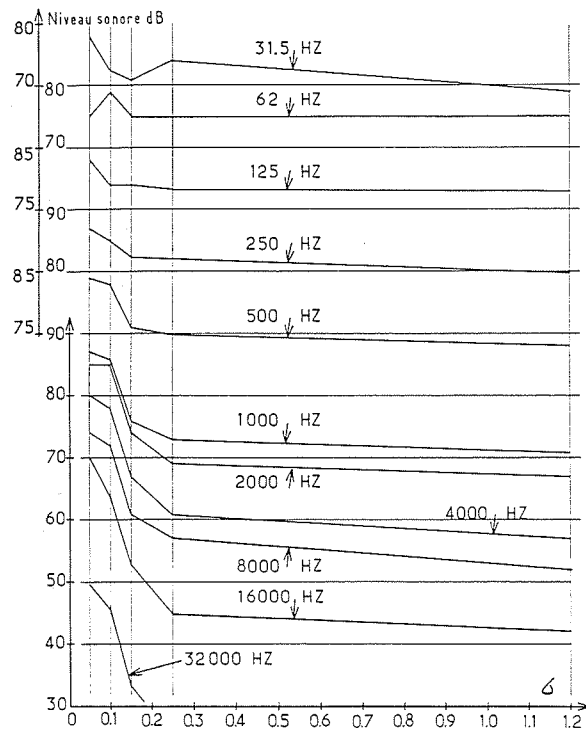


Figure 3. - Turbine Francis à forte charge ($H_{\text{essai}} = 15 \text{ m}$). Influence de la cavitation sur le niveau sonore. Mesures sur modèle réduit : $a/a_{\text{opt}} = 1,3$ $H/H_{\text{opt}} = 1,0$.

Lorsque le noyau gazeux atteint le fond de l'aspirateur, une pulsation visible et audible commence. Un accroissement spectaculaire du niveau sonore des hautes fréquences se produit.

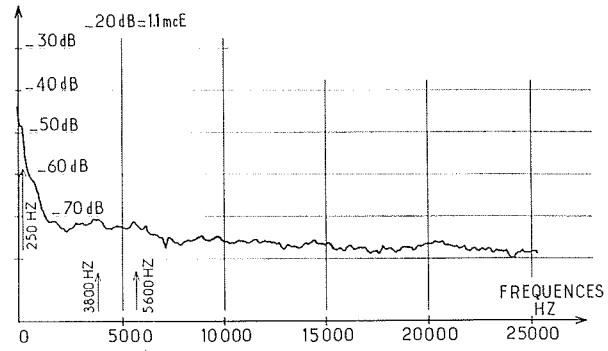


Figure 4. - Turbine Francis à forte charge / $\sigma = 0,10$. Pressions dynamiques en paroi du cone aspirateur.

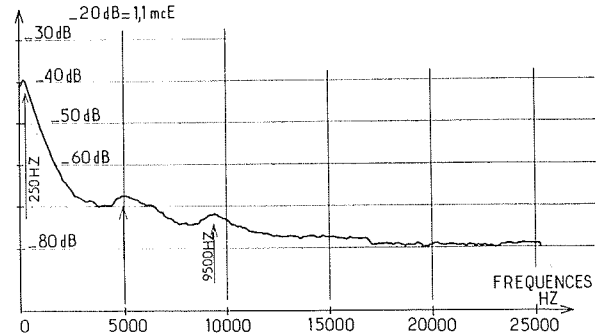


Figure 5. - Turbine Francis à forte charge / $\sigma = 0,05$. Pressions dynamiques en paroi du cone aspirateur.

Enfin, la généralisation de la cavitation entraîne un accroissement général du niveau sonore, plus net cependant aux basses fréquences.

Les niveaux sonores maximum sont obtenus entre 250 Hz et 2 000 Hz (85 à 87 dB).

5) En complément, les figures 4 et 5 donnent les spectres de fréquences des pressions hydrodynamiques mesurées en paroi du cône de l'aspirateur au voisinage immédiat du sonomètre, ceci pour le régime de charge partielle aux deux valeurs les plus basses du sigma.

On retrouve en tendance que l'excitation maximum se produit jusqu'au 1 000 Hz et décroît rapidement au delà.

En revanche, lorsque σ passe de 0,10 à 0,05, le spectre des pressions s'amplifie nettement jusqu'à 5 000 Hz et peu au delà. Le résultat sur les niveaux sonores était assez exactement inverse (Fig. 2). Cette apparente contradiction qui devra être expliquée se retrouve dans d'autres travaux [1].

Niveaux sonores au-dessus d'une turbine marémotrice réversible

La figure 6 indique que le sonomètre est placé au-dessus de la fosse du groupe dans son axe.

La figure 7 synthétise les résultats obtenus en dBC pour les quatre quadrants du fonctionnement. En ce qui concerne les bruits minimum mesurés, le classement est

donc le suivant :

Turbine directe	90 dBC
Pompe directe	94 dBC
Turbine inverse	97 dBC
Pompe inverse	100 dBC

soit environ un doublement de l'intensité sonore à chaque changement de quadrant.

En ce qui concerne les bruits maximum mesurés, le classement devient :

Turbine directe	100 dBC
Pompe directe	102 dBC
Pompe inverse	105 dBC
Turbine inverse	106 dBC

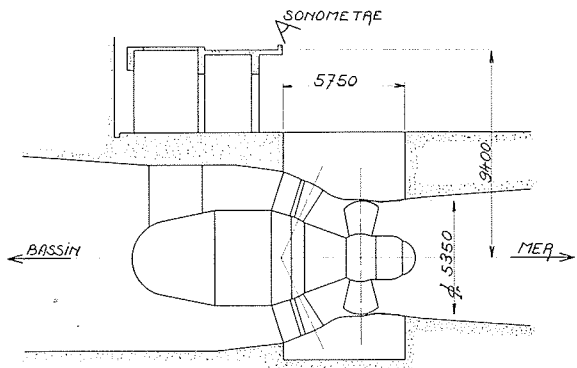


Figure 6. — Mesure de niveau sonore au dessus d'une turbine marémotrice réversible.
H ≈ 8 m P ≈ 10 MW.

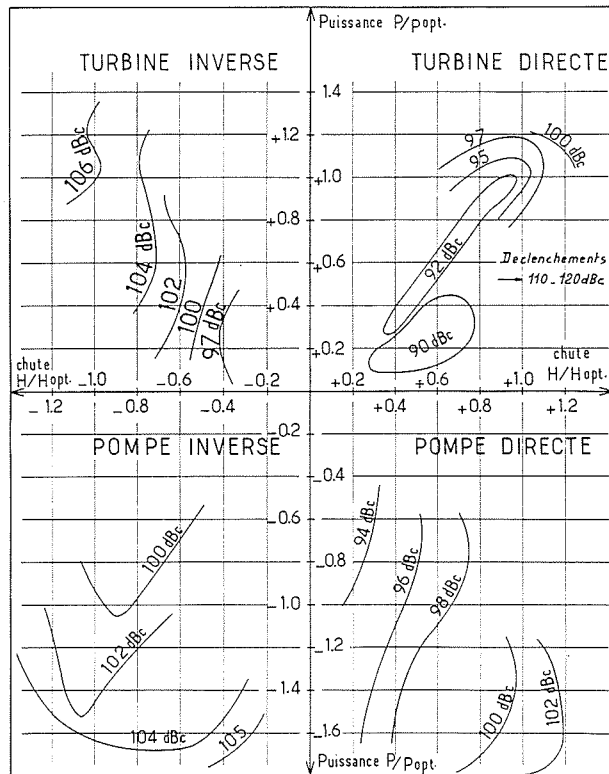


Figure 7. — Mesures de niveau sonore au dessus d'une turbine marémotrice réversible
H ≈ 8 P ≈ 10 MW

Sans entrer dans le détail, on peut dire que ces évolutions du niveau sonore sont assez logiques si l'on tient compte des réalités hydrodynamiques.

En turbine inverse, les aubes du rotor sont attaquées par leur bord le plus mince, donc le moins tolérant, tandis que les aubes directrices se trouvent à l'aval de l'écoulement du rotor, donc en cavitation et en attaques très irrégulières.

En pompe inverse, les aubes directrices se trouvent en dépression par rapport au rotor et cavitent considérablement, tandis que l'aspiration du rotor lui-même est perturbée.

Enfin, il peut être intéressant de rappeler comment se classent les rendements. Si celui de la turbine directe est pris égal à 1, nous obtenons :

Rendement turbine directe	1
Rendement turbine inverse	0,84
Rendement pompe directe	0,76
Rendement pompe inverse	0,67

Niveaux sonores autour d'une turbine bulbe et d'une turbine Kaplan

Les figures 8 et 9 présentent ces résultats et leur comparaison est significative :

- à même localisation, le niveau sonore de la turbine Kaplan est très supérieur à celui du bulbe : ainsi, autour des pales, 111 dBA contre 93,5 dBA ; dans le puits turbine, 92 dBA contre 87 dBA. Bien entendu, l'immersion de l'alternateur dans le cas du bulbe joue certainement un grand rôle ;
- de forts amortissements se produisent dès que l'on s'éloigne du puits turbine, mais là encore le bruit de l'alternateur devrait pouvoir être "séparé" de celui de la turbine.

Niveaux sonores autour d'une turbine-pompe

Dans une centrale comportant 4 groupes réversibles de type Francis ont été effectuées des mesures systéma-

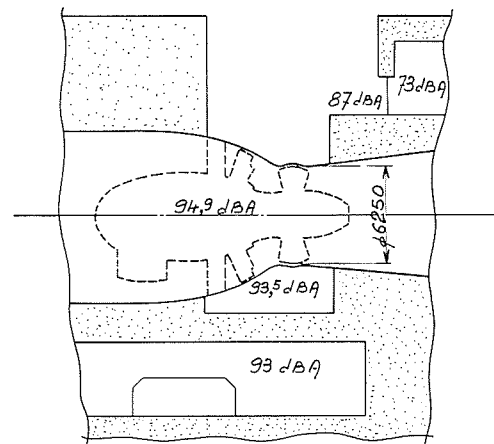
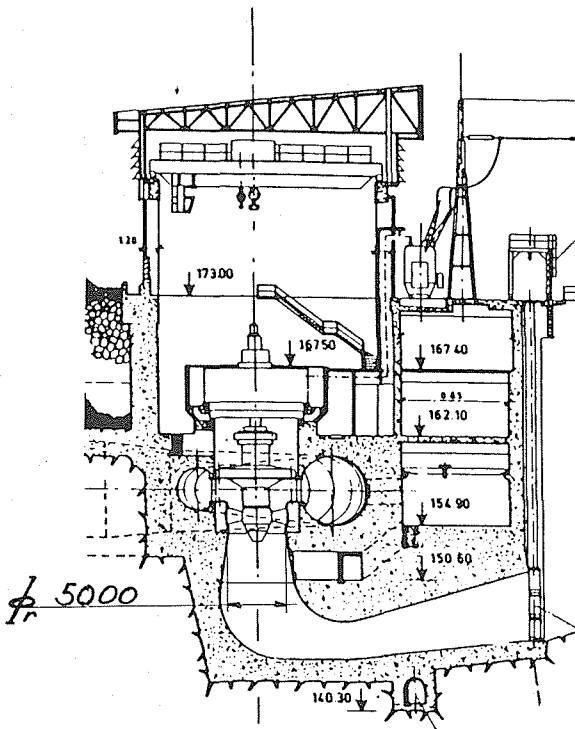


Figure 8. — Mesures d'ambiance sonore autour d'une turbine bulbe H = 4,93 m P = 10,9 MW.



Lieu de mesure	dBA
Salle auxiliaire électrique 162,1 m	78
Puits turbine	92
Auxiliaire 154,9 m	95
Couloir aspirateur 151,8 m	100
Porte aspirateur 151,8 m	102
Pourtour ceinture	111
Salle des commandes 167,4 m	72
Bureau amont 167,4 m	75
Bureau aval 167,4 m	72,5
Salle des machines 167,4 m	81

Figure 9. — Mesure d'ambiance sonore autour d'une turbine Kaplan. $H = 26,85$ m $P = 53$ MW.

tiques au sonomètre, soit par bande de fréquences, soit par pondération.

- Chaque groupe présente les caractéristiques suivantes:
- $H_{max} = 400$ m
- Vitesse = 600 rpm = 10 Hz
- Puissance = 135 MW
- Nombre d'aubes du rotor $Z_R = 9$
- du distributeur $Z_D = 16$

Les figures 10, 11 et le tableau II présentent les principaux résultats, qui appellent les remarques suivantes :

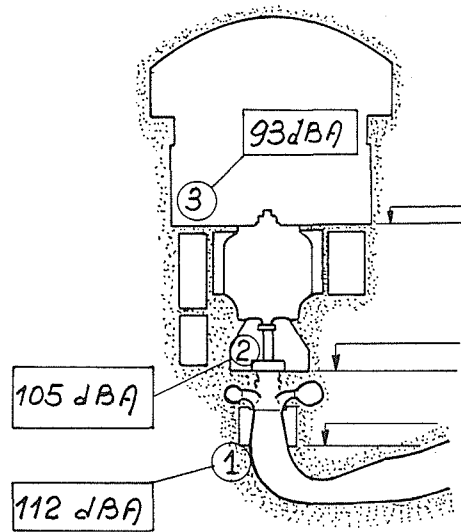


Figure 10. — Niveaux sonores en trois sites d'une turbine pompe fonctionnant en turbine.

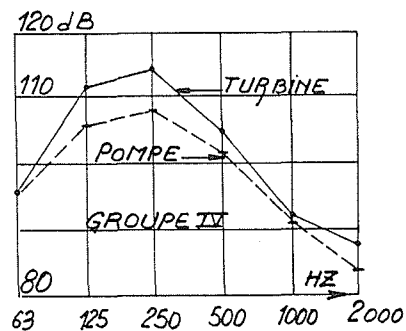
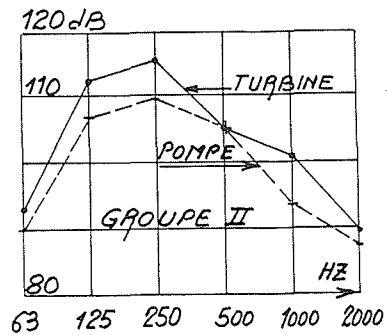


Figure 11. — Niveaux sonores dans la salle des turbines en fonction de la fréquence.

— les niveaux de bruit maximum sont très importants, même en régime nominal de turbine. Cependant, si on les compare à ceux de la turbine Kaplan déjà examinée, on ne peut dire que l'accroissement soit excessif, puisqu'avec une chute passant de 25 m à 400 m, on passe en paroi de l'aspirateur d'un niveau sonore 102 dBA à un niveau 112 dBA. On notera (tableau II) que dans la salle des turbines le niveau de bruit lors du démarrage en pompe atteint 122 dBA. A ce degré, le danger humain est évident, ce n'est plus seulement une gêne ;

Tableau II. — Niveaux sonores comparés dans la salle des machines

Régime	Groupe	Niveaux sonores			
		A	B	C	LIN
Pompe	I	99	104	106	106,5
	II	100	106,5	108	108
	III	—	—	—	—
	IV	99	105	107	—
Démarrage Pompe		122			
Arrêt 4 Groupes		Restent 86 dB entre 500 et 2 000 HZ			
Turbine	I	100	107	108,5	109
	II	109	108	110	110
	III	100	106,5	108	108
	IV	101	108,5	110,5	110,5

- le régime pompe est plutôt moins bruyant que le régime turbine, mais dans les deux cas la bande de fréquence privilégiée est celle des 250 Hz, c'est-à-dire voisine du premier harmonique du défilement des aubes. Ce résultat avait déjà été constaté lors des mesures sur modèle réduit de turbine Francis ;
- le niveau résiduel pendant l'arrêt des 4 groupes est encore de 86 dB émis par les auxiliaires.

Quelques conclusions

1) Les relations qualitatives constatées entre les niveaux sonores et les phénomènes hydrodynamiques paraissent conformes à la logique et recourent assez bien les exemples de la littérature [1, 2, 3, 4 et autres].

2) En ce qui concerne la cavitation, les mesures faites sur modèle réduit montrent bien les deux types de bruit qu'elle engendre, à savoir :

- d'autre part, un bruit de basses fréquences correspondant aux variations de volume en masse des noyaux de vapeur (torche) ;
- d'autre part, un bruit de hautes fréquences correspondant à l'implosion des "familles" de microbulles.

Dans chacun des cas, le niveau sonore est d'autant plus important que le gradient de pression est raide, qu'il provienne d'une caractéristique géométrique (coude de l'aspirateur) ou d'une caractéristique de régime (pulsation d'une torche axiale). L'intensité maximum maximum sera atteinte pour des implosions totales d'une grande masse de vapeur, comme c'est le cas, heureusement rare, de certains régimes de charge partielle dans des aspirateurs mal conçus ou trop peu profonds.

3) Le respect des cahiers des charges en matière de bruit pose des problèmes très sérieux :

- le lieu de mesure doit être évidemment normalisé en fonction du but recherché ;
- le bruit mesuré devrait être celui de la machine hydraulique, indépendamment des bruits parasites et des bruits réfléchis, sachant que la machine électrique constitue alors un bruit "parasite". En effet, si les différentes sources ne sont pas cernées et différenciées, on voit mal comment répartir les responsabilités entre hydraulique, génération électrique, génie civil et architecture, auxiliaires... On peut rappeler par exemple qu'une source sonore peut voir son niveau multiplié par 8, soit 9 dB, si elle se trouve localisée à la jonction de trois plans réfléchissants ;
- le problème scientifique et technique à résoudre est donc de déterminer l'intensité acoustique vraie d'une source, c'est-à-dire son intensité vectorielle et non scalaire. Des méthodes existent [5] ; il reste à organiser leur application à des machines aussi volumineuses et peu accessibles que les turbomachines hydroélectriques.

Bibliographie

- [1] TOURRET J. — Problèmes associés à l'étude du bruit d'un circuit de pompes centrifuges. *La Houille Blanche* n° 2/3 — 1979.
- [2] RATA M. — Recensement des méthodes d'observation de la cavitation par voie acoustique. *La Houille Blanche* n° 6 — 1963.
- [3] VARGA J. et SEBESTYEN G. — Experimental investigation of cavitation noise. *La Houille Blanche* n° 8 — 1966.
- [4] FLORJANCIC D., SCHUFFLER W., ZOGG H. — Réduction primaire du bruit dans les pompes centrifuges. *Revue SULZER* 1/1980.
- [5] TOURRET J. — *La mesure du bruit émis par les réducteurs, nouvelles techniques*. Note CETIM.