



7<sup>e</sup> JOURNEES DE L'HYDRODYNAMIQUE

MARSEILLE - 8, 9, 10 MARS 1999

## CONTRIBUTION DES ESSAIS EN TUNNEL HYDRODYNAMIQUE (GTH) A L'ÉVALUATION DU BRUIT RAYONNÉ D'UN NAVIRE

Didier FRÉCHOU, Patrick FOURNIER, Marc DARQUIER.

Bassin d'Essais des Carènes,  
Chaussée du Vexin, 27100 Val de Reuil, France  
Tél : 02.32.59.78.00  
Fax : 02.32.59.31.48.

### Résumé

*Le Grand Tunnel Hydrodynamique (GTH) est en fonctionnement depuis une dizaine d'années sur le site de Val de Reuil du Bassin d'Essais des Carènes. Cette installation expérimentale quasi unique au monde est dédiée à l'étude expérimentale des propulseurs marins et plus particulièrement à l'étude de leur signature acoustique. Hormis les capacités acoustiques exceptionnelles de cette installation, un ensemble d'équipements spécifiques à ces études hydroacoustiques a été mis en place: motorisation silencieuse par turbine hydraulique, instrumentation d'efforts fluctuants sur coque et sur ligne d'arbre, instrumentation acoustique... On présente ici le GTH avec les équipements et l'instrumentation associés à ce moyen d'essai en illustrant leurs caractéristiques de quelques résultats d'essais. De surcroît, on explicite les raisons du développement de ces équipements et techniques de mesure. Ces raisons sont directement liées aux types d'essais qui entrent dans une démarche globale d'évaluation du bruit rayonné d'un navire.*

### Summary

*The Large Cavitation Tunnel of the Bassin d'Essais des Carènes has been running for more than ten years. The main goal of this tunnel is to conduct innovative experiments to improve the design of marine propulsors, appendages or other objects of interest to marine engineers. This paper presents a review of the experimental capabilities of the tunnel and of the measuring techniques used, with emphasis on the significant advance obtained from the model tests performed in this facility with regard to the ship and propulsor noise prediction.*

## 1. LE PROBLEME DE L'EVALUATION DU BRUIT RAYONNE D'UN NAVIRE

La réduction du bruit en hydrodynamique navale est un domaine qui concerne non seulement les Marines Militaires pour la discrétion opérationnelle de ses bâtiments mais aussi la Marine Civile pour des bâtiments tels que les navires de recherche océanographique ou les navires de recherche sismique. De manière générale, les études sur le bruit d'un bâtiment peuvent être séparées en deux domaines [Aucher, 1996]:

- le bruit propre qui est le bruit qui perturbe les appareils d'écoute dont dispose le navire (antenne de flanc, sonar monté sur bulbe ou sur dôme...); ce bruit est lié à la turbulence de l'écoulement en paroi [Perraud & al, 1995] ou au déferlement de vagues près de la coque.
- le bruit rayonné en champ lointain ( $\approx 100\text{m}$ ) qui est une source d'indiscrétion du bâtiment; ce bruit est de plusieurs types (Figure 1) :
  - un bruit de raies en basses fréquences issu des rayonnements de l'hélice et de la coque excitée à la fois par le passage des pales et par les efforts fluctuants sur la butée de ligne d'arbre. Les fréquences correspondantes à ces raies sont des harmoniques de la fréquence de passage de pale (produit de fréquence de rotation de l'hélice et du nombre de pales :  $nZ$ ). L'amplitude de ces raies est directement liée aux inhomogénéités spatiales du sillage et à la géométrie de l'hélice (nombre de pales, angle de dévers, fraction de surface...). Des raies aux harmoniques de la fréquence de rotation de l'hélice peuvent aussi apparaître si les pales présentent des différences de pas, de géométrie ou d'élasticité.
  - un bruit de raies en moyennes fréquences issu du rayonnement par la coque des modes vibratoires des machines internes au navire (motorisation et réducteur essentiellement).
  - un bruit de raies en moyennes fréquences souvent dénommé "chant d'hélice" qui est la résultante d'un couplage fluide - structure des bords de fuite de pale. Le rayonnement est induit par la vibration du bord de fuite lui même excité par les lâchés tourbillonnaires de l'écoulement au bord de fuite des sections de pale [Blake, 1977].
  - un bruit large bande en hautes fréquences issu des efforts fluctuants sur l'hélice et sur la coque, induits par la turbulence de l'écoulement [Kirshner & al, 1993]. Ce bruit évolue fortement dès l'apparition de cavitation (navire en chalutage ou navire à vitesse maximum). Au fur et à mesure que la cavitation se développe, l'augmentation du bruit large bande s'étend aux basses fréquences [Baïter, 1992]. Le bruit de raies en basses fréquences est aussi influencé. En effet, la cavitation très développée amplifie, de manière non linéaire, les efforts fluctuants sur la coque et donc le rayonnement aux fréquences de passage de pale.

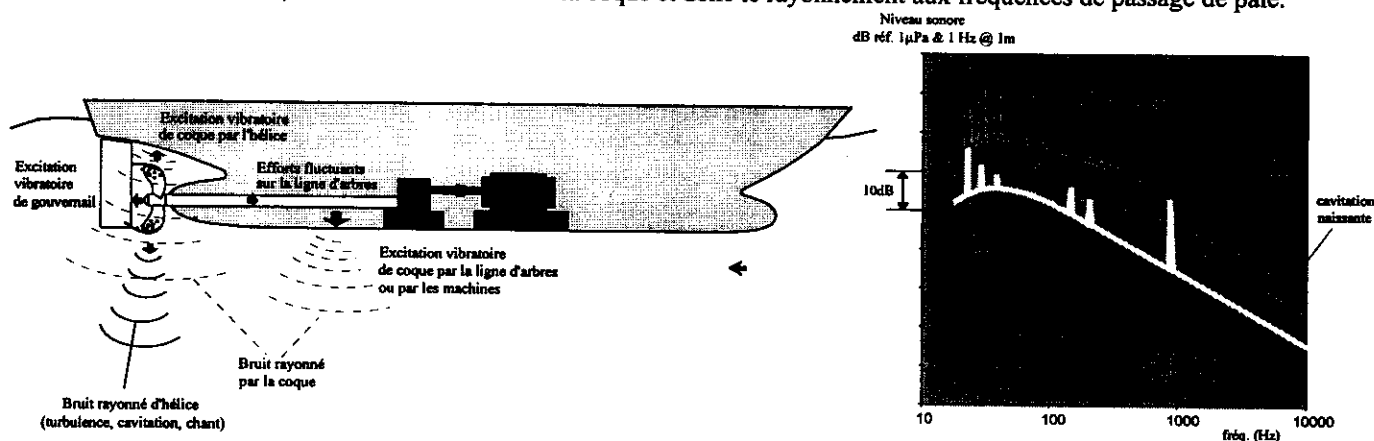


Figure 1: Bruit rayonné par un navire avec une hélice non cavitante ou cavitante

Il apparaît donc clairement que l'étude du bruit rayonné d'un navire doit à la fois prendre en compte le bruit rayonné par l'hélice, le bruit rayonné par la coque et éventuellement le bruit de sillage de vague du navire selon l'état de mer. Le bruit de coque est très difficile à évaluer à partir d'essais sur carène à échelle réduite. Ceci vient du fait qu'il est très difficile et très coûteux de reproduire à l'échelle de la maquette la structure mécanique de la coque et de la ligne d'arbres à l'identique du réel. Les essais de maquette en tunnel hydrodynamique permettent cependant de quantifier le niveau d'excitation de la coque, du moins la part de l'excitation issue du fonctionnement de l'hélice. Pour cela, on fabrique une coque et une ligne d'arbres suffisamment rigides pour mesurer les efforts fluctuants sur la coque induit par le passage des pales en son voisinage, et les efforts fluctuants sur la ligne d'arbres. Ces efforts fluctuants peuvent ensuite être utilisés comme données d'entrée de

codes numériques pour la prédiction des niveaux vibratoires et du rayonnement acoustique de la coque. Pour l'évaluation du bruit rayonné par l'hélice, le respect des lois de similitude oblige à faire les essais en tunnel :

- avec un sillage en similitude du réel. Ceci implique de faire les essais avec la carène entière du navire dans une grande veine d'essai pour limiter le confinement hydrodynamique, et avec des vitesses d'écoulement élevées pour minimiser les effets d'échelle sur le développement de la couche limite sur la carène.
- avec une pression locale sur pale à l'identique du réel et avec des concentrations en germes minimum pour être en similitude de cavitation par rapport au réel.
- avec une hélice de même structure mécanique qu'au réel (même matériau et même type de fabrication: monobloc pour les hélices à pas fixe, ou à pales rapportées pour les hélices à pales orientables).
- avec une vitesse d'écoulement égale à la vitesse du navire.
- avec une installation dans laquelle le bruit minimum mesurable est le plus bas possible.

On présente ci-après les performances du GTH, des équipements de maquette et de l'instrumentation mis en œuvre pour les essais hydroacoustiques d'hélices visant à évaluer le bruit rayonné de l'hélice et les efforts fluctuants sur coque induits par le fonctionnement de l'hélice. Quelques exemples de résultats d'études permettent d'illustrer l'apport de ces performances.

## 2. PRINCIPALES CARACTERISTIQUES DU G.T.H.

Le G.T.H. est une boucle d'essais hydraulique en eau déminéralisée similaire à une boucle en air de soufflerie aérodynamique. On rappelle ci-après les caractéristiques principales du GTH qui ont été largement détaillées par ailleurs ([Lecoffre & al, 1987]).

- L'installation possède deux veines d'essais avec de hublots amovibles en plexiglass donnant une grande visibilité et pouvant être remplacés par des hublots spécifiques (hublots acoustiques, hublot support de balance de paroi...). Les deux veines d'essais fonctionnent en alternance ce qui autorise de faire des mesures sur une veine et de préparer un montage sur l'autre veine. La petite veine (1.14m x 1.14m x 6m) est dédiée aux études nécessitant des vitesses élevées, jusqu'à 20m/s, et la grande veine (2m x 1.35m x 10m) est dédiée aux essais de maquette à grande échelle avec une vitesse maximum d'écoulement de 12m/s.

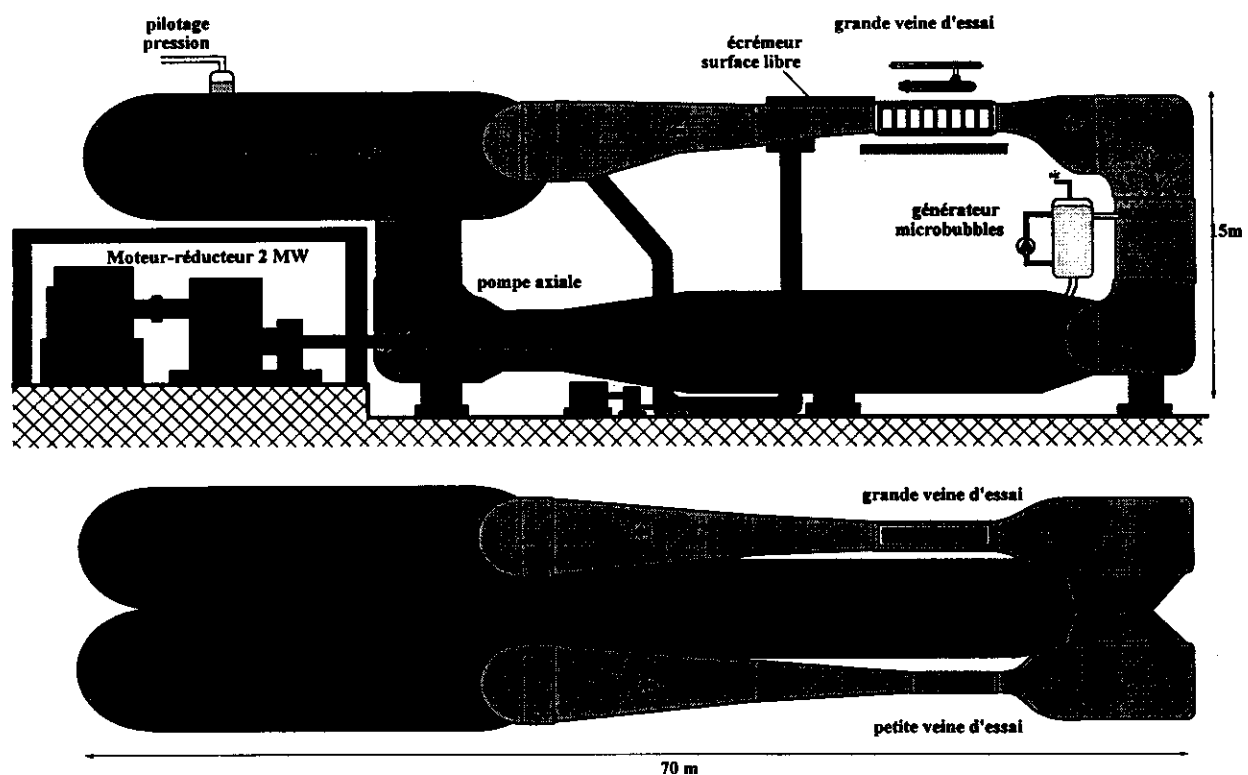


Figure 2 : Vue générale du GTH

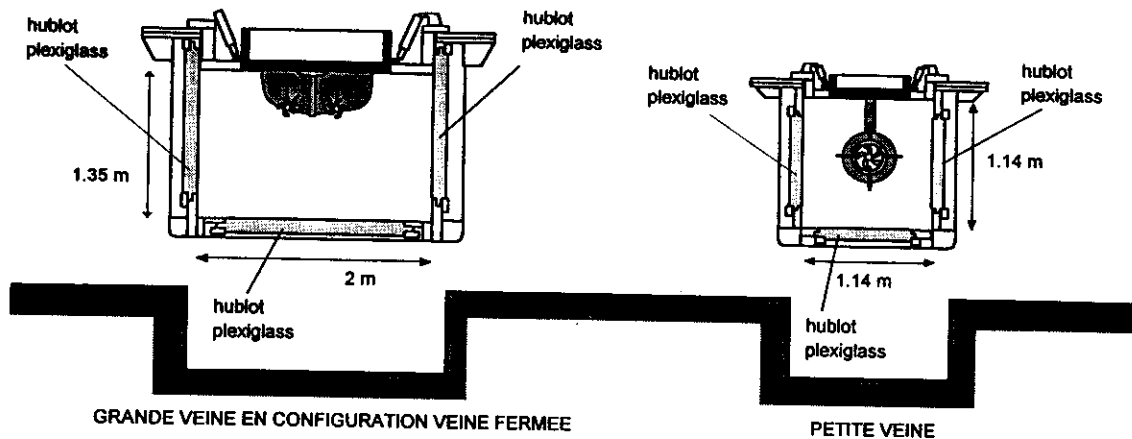


Figure 3: Sections de la grande veine d'essai et de la petite veine d'essai

- Le pilotage de l'installation permet de faire varier non seulement la vitesse d'écoulement et la pression dans les veines d'essais ( $0 < V < 20 \text{ m/s}$  &  $5 \text{ kPa} < P < 500 \text{ kPa}$  pour la petite veine ;  $0 < V < 12 \text{ m/s}$  &  $5 \text{ kPa} < P < 200 \text{ kPa}$  pour la grande veine ), mais aussi la teneur en air dissous et la concentration en germes de cavitation.
- Pour les essais de cavitation [Franc & al, 1995], il est maintenant reconnu que la teneur en air dissous et la concentration en germes de cavitation (microbulles d'air de  $50 \mu\text{m}$  de diamètre) sont des paramètres importants à contrôler. L'installation dispose d'un système de dégazage très rapide et très efficace de l'air dissous des  $3600 \text{ m}^3$  d'eau. La procédure de dégazage consiste, sous la pression minimum de l'installation et avec une faible vitesse d'écoulement, à injecter dans l'installation des microbulles d'air d'une centaine de microns. L'objectif visé est d'augmenter considérablement l'aire interfaciale d'échange entre l'eau et l'air et, par conséquent, d'accélérer le phénomène de dégazage. L'injection de microbulles et leur élimination avant recirculation dans la boucle permettent de contrôler la concentration de microbulles dans les veines d'essais. La production et l'injection de microbulles sont réalisées par détente d'eau sursaturée en air dissous dans des injecteurs à jet cavitant. La cuve de décantation et de séparation gravitaire permet d'éliminer les microbulles de tailles supérieures à  $100 \mu\text{m}$ ; les microbulles de tailles inférieures à  $100 \mu\text{m}$  sont dissoutes lors de leur passage dans le résorbeur, situé en partie inférieure du tunnel pour bénéficier de la pression maximale et d'un temps de séjour nécessaire à leur résorption.

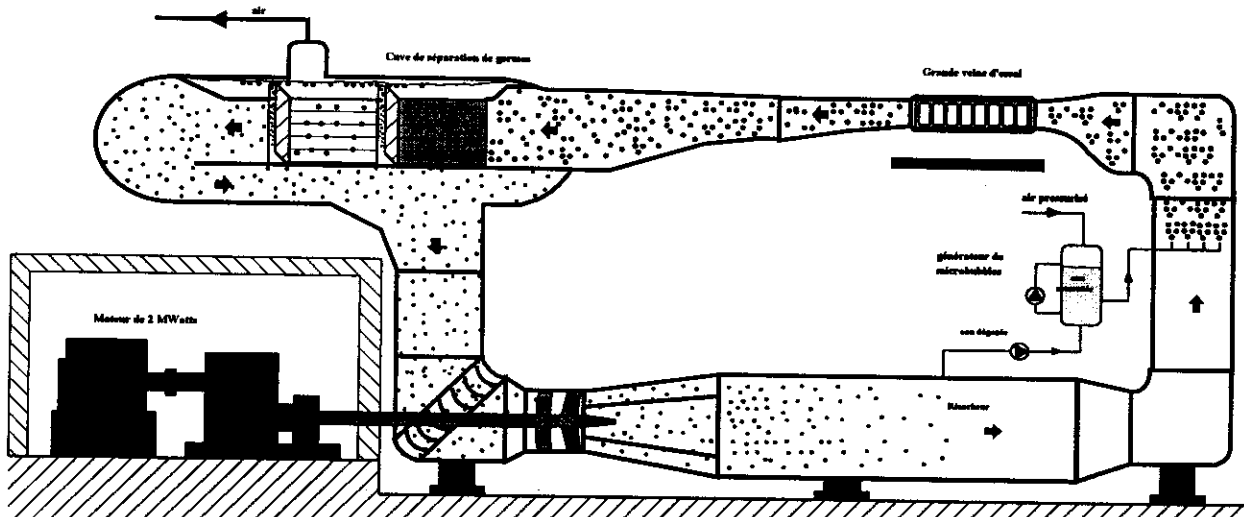


Figure 4: Injection, séparation gravitaire et absorption des microbulles

- Le niveau de bruit de fond de l'installation est très bas. Ceci s'explique par la minimisation des risques potentiels de bruit dès la conception de l'installation.
  - bruit d'écoulement dans le tunnel : Les défauts de continuité de surface des parois internes des veines d'essais, des convergents et des divergents restent inférieurs à  $3/10 \text{ mm}$  pour minimiser les risques de cavitation par décollement de couche limite. La présence de bulles dans l'écoulement est un facteur de gêne pour les mesures acoustiques sans cavitation [Wills, 1989]. En effet, non seulement ces bulles sont



une source de bruit mais elles modifient la propagation du son (célérité et atténuation en hautes fréquences du son entre la source et le dispositif de mesure). La procédure de dégazage et l'élimination des bulles au moyen de la cuve de décantation et du résorbeur permettent d'obtenir un écoulement sans bulles. Dans le cadre d'essais acoustiques avec cavitation, le transport des microbulles injectées est un facteur de moindre gêne car le bruit généré par la cavitation de la maquette dans la veine d'essai dépasse d'au moins 10 à 20 dB le bruit en l'absence de cavitation.

- bruit issu de l'excitation de la structure du tunnel par l'écoulement : Afin de minimiser l'excitation de la structure de l'installation par la turbulence de l'écoulement, plusieurs dispositions ont été prises. La majorité des tronçons de conduite possède, du fait de leurs sections importantes, des vitesses d'écoulement inférieures à 2m/s; les coudes inférieurs et supérieurs de la conduite possèdent des ailettes de contournement; la présence de nids d'abeille en amont des convergents contribue aussi à minimiser la production de turbulence dans l'écoulement; in fine, de part la grande raideur de la structure du tunnel, le niveau vibratoire dans l'installation reste inférieur à 1 mm/s<sup>2</sup> (au débit de 16m<sup>3</sup>/s dans la grande veine).
- bruit issu de la pompe principale : Le tracé de la pompe principale (faible vitesse de rotation, profils spéciaux des sections de pale du rotor, dévers...) a été optimisé pour éviter la présence de cavitation, en particulier la cavitation d'entrefer et pour minimiser les efforts fluctuants sur les pales et sur l'arbre, ceci pour les deux points de fonctionnement correspondant à chacune des deux veines. Le palier hydrostatique du rotor de la pompe est dimensionné pour avoir des écoulements laminaires dans les divers éléments, ce qui minimise le bruit du palier.
- bruit d'origine mécanique des circuits auxiliaires : Les machines et tuyauteries reliées au tunnel sont montées sur suspensions et avec des accouplements élastiques ou flexibles. Le tunnel lui-même est découplé des fondations par des plots élastiques permettant de filtrer les vibrations d'origine externe.
- bruit aérien dans l'enceinte du tunnel : Les machines et les organes auxiliaires bruyants du tunnel (moteur et réducteur de la pompe principale et de la pompe auxiliaire de l'écrémeur de surface libre de la grande veine, pompes à vide, compresseurs, circuit de refroidissement...) sont situés dans une enceinte en béton qui permet d'obtenir une isolation phonique de plus de 40dB avec le bâtiment du tunnel.

### 3. ÉQUIPEMENTS DE MAQUETTE ET INSTRUMENTATION ASSOCIÉS AU G.T.H.

#### 3.1 Equipements de maquette associés au GTH:

Le tableau en annexe résume les diverses possibilités de montage de maquette dans les deux veines. On notera en particulier les points suivants:

- Les essais de bâtiments de surface sont effectués sans surface libre. On fixe la carène à un couvercle de toit de veine d'essais (Figure 3) au niveau de la ligne moyenne de flottaison de la carène rehaussée de l'épaisseur de déplacement de la couche limite de l'écoulement en paroi du toit de la veine d'essai. Comme les maquettes sont supportées par un couvercle de veine, on effectue le montage des maquettes et de l'instrumentation en dehors de l'installation ; il existe des couvercles spécifiques pour bâtiments de surface et des couvercles spécifiques pour sous-marins. N'importe quel hublot en plexiglass de veine d'essais peut être remplacé par un hublot support de balance paroi ou par un hublot "acoustique" (hublot anéchoïque et hublot d'antenne acoustique).
- L'entraînement des propulseurs testés avec la carène (diamètre du propulseur de 200mm à 300mm et longueur de la carène de 4m à 9m) s'effectue, soit par moteur électrique immergé (10kW-3200tr/min) pour les essais non acoustiques, soit par turbine hydraulique immergée (Type I: 45kW-5000tr/min; Type II: 50kW-2000tr/min) développée par le CERG pour les essais acoustiques.
- Les essais acoustiques d'hélice seule ou de pompe-hélice à grande échelle (diamètre > 400mm) pour sous-marin ou torpille en présence d'un générateur de sillage (généralement l'arrière corps de la carène) sont réalisés avec un carter d'entraînement par motorisation silencieuse de type turbine hydraulique (530kW-1500tr/min-4000daN). En effet, les performances hydroacoustiques du tunnel restent insuffisantes si on ne dispose pas de motorisation de ligne d'arbres silencieuse. L'emploi de turbines axiales multi-étagées et très compactes présentent des avantages certains par rapport à des solutions mécaniques, électriques [Chantrel & Perret, 1990]. Le bruit de raies (engrenage, roulement, parasitages électriques...) est considérablement réduit du fait du nombre élevé d'étages et d'aubes, et de l'utilisation de paliers hydrodynamiques alimentés. Le bruit large bande est de toute manière largement inférieur à celui d'une hélice car les vitesses relatives dans la turbine restent faibles et la pressurisation et le dégazage du circuit hydraulique des turbines éliminent tout

risque de cavitation. Et du fait de leur compacité, le bruit résiduel en hautes fréquences est filtré au moyen d'un masquage du corps de la turbine par revêtement anéchoïque.

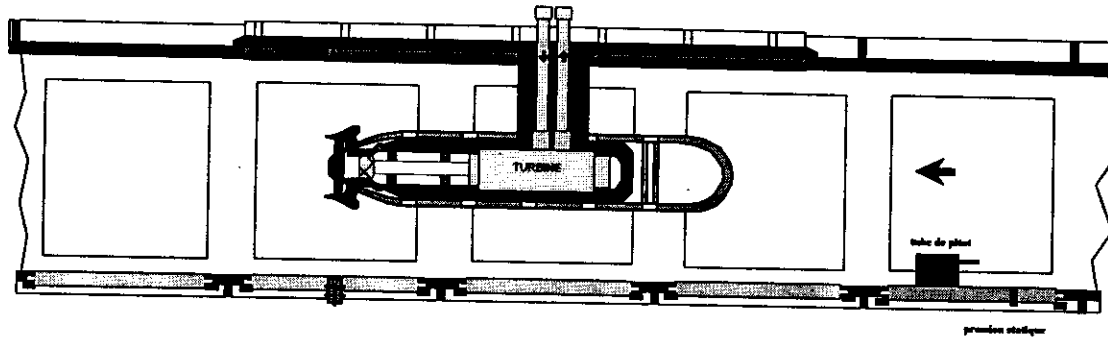


Figure 5 : Motorisation hydraulique pour hélice ou pompe-hélice de torpille ou de sous-marin de grande échelle

- Les essais non acoustiques d'hélice seule ou d'hélices contra-rotatives de grande échelle (diamètre de 400mm à 600mm) en configuration eau libre ou en présence d'un générateur de sillage (dummy model) sont réalisés au moyen d'un carter d'entraînement de deux lignes d'arbres contra-rotatives montées dans une nacelle pouvant s'incliner de  $\pm 10^\circ$ . La motorisation de carter est externe à la veine d'essais (250kW-5000tr/min-2x500daN-2x25daN.m).
- Les essais de gouvernes de stabilisation ou de direction sont réalisés au moyen d'une balance de mesure des 6 composantes de l'effort montée affleurante en paroi latérale de veine. Cette balance dédiée à des essais d'aile de grande taille (corde 400mm et envergure 700mm) présente les caractéristiques suivantes :
  - $F_{z\max}=4000\text{daN}$  -  $F_{x\max}=1200\text{daN}$  - incidence en statique de  $0^\circ$  à  $\pm 90^\circ$ .
  - amplitude maximum d'incidence en oscillation sinusoïdale :  $\pm 45^\circ$  à 0.1 Hz -  $\pm 25^\circ$  à 1 Hz -  $\pm 5^\circ$  à 10 Hz.
 Les mouvements en incidence alternée des ailes sont réalisés par un vérin hydraulique rotatif à palette avec une précision en positionnement angulaire inférieure à  $0.2^\circ$ .

### 3.2 Instrumentation associé au G.T.H.

#### • Organisation des systèmes de mesures

Les systèmes de mesures ont été conçus pour être dédiés à chaque type de mesure : mesure d'effort (capteur statique et dynamomètre de ligne d'arbre), mesure de pression statique locale, mesure de vitesse locale d'écoulement, mesure acoustique et vibratoire, mesure d'efforts fluctuants. Chaque système est autonome et réalise l'acquisition des conditions d'essais en veine (vitesse, pression, température, vitesse de rotation de ligne d'arbre, teneur en air dissous, condition d'injection de germes). De plus, un réseau Ethernet permet de communiquer très facilement entre les divers systèmes.

#### • Mesure d'efforts moyens et fluctuants sur ligne d'arbres

- Mesure de poussée et couple moyens :

La mesure de poussée et de couple moyens sur ligne d'arbre est réalisée au moyen de dynamomètres dont la conception est faite en interne. Ces dynamomètres utilisent des capteurs à jauges de contraintes spécialement conçus pour limiter les interactions d'efforts entre poussée et couple et pour fonctionner dans les conditions spécifiques du tunnel c'est à dire à très faible pression et dans de l'eau déminéralisée. Associé à un collecteur tournant, le dynamomètre est monté sur la ligne d'arbres entre l'hélice et la motorisation.

- Mesure de poussée fluctuante :

Pour la mesure des efforts fluctuants sur ligne d'arbre, un montage avec capteur d'effort piézo-électrique intégré dans la ligne d'arbre a été mis au point, similaire à celui développé à ARL Penn State [Jonson M.L., 1995]. Cette technologie permet d'avoir à la fois une très grande raideur de l'ensemble ligne d'arbres - capteur, pour assurer une bande passante maximum, et une grande sensibilité, pour détecter des variations très faibles de poussée ( $\Delta T/T \ll 1\%$ ). Un appui hémisphérique évite la transmission des efforts transverses et des moments de flexion et de torsion sur le capteur qui ne voit donc que l'effort de poussée. Le montage est tel que le capteur piézo-électrique est pré-chargé afin de mesurer l'effort dans les deux sens. La masse du tronçon de mesure de la ligne d'arbre est au moins 10 fois plus élevée que la masse de l'hélice afin d'obtenir une rupture d'impédance avec le reste de la ligne d'arbre. Une électronique de pré-amplification est embarquée dans la ligne d'arbre pour améliorer le rapport signal à bruit. La bande de fréquence à analyser s'étend du quasi continu à quelques kHz. Dans cette bande, la mécanique de l'ensemble des éléments de la ligne d'arbre (de l'hélice à la motorisation)

possède inévitablement des résonances. C'est pourquoi l'analyse du signal du capteur prend en compte la réponse de la ligne d'arbres mesurée à l'arrêt, à partir d'une excitation par choc.

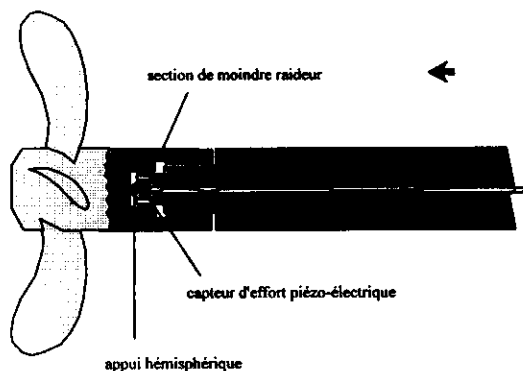


Figure 6 : Capteur de mesure de poussée fluctuante sur ligne d'arbre

Le traitement du signal par analyse synchrone permet de s'affranchir des effets induits par les fluctuations éventuelles de la vitesse de rotation soit sur plusieurs tours soit sur un même tour. Pour réaliser une acquisition synchrone avec la rotation, un codeur à 2048 tops par tour est monté sur la ligne d'arbre pour échantillonner le signal tous les  $1/2048$  fraction de tour. Il est alors possible d'extraire les phénomènes périodiques liés à l'inhomogénéité spatiale du sillage dans lequel fonctionne le propulseur et qui conduisent à une signature de poussée fluctuante sous la forme d'un spectre de raies à la fréquence de rotation et ses harmoniques. Ces fluctuations synchrones sont à l'origine du bruit de raies basses fréquences décrit en introduction. Ce montage permet donc de faire des mesures comparatives entre différents projets d'hélice ou différentes conditions de fonctionnement d'une même hélice.

- **Mesure d'efforts fluctuants sur coque :**

La mesure d'efforts fluctuants sur coque, induits par le passage des pales au voisinage de celle-ci, est réalisée au moyen d'une matrice de capteurs de pressions fluctuantes montés affleurants sur la coque au droit de l'hélice. On identifie seulement l'excitation et non la réponse à l'excitation puisque la coque de la maquette est fabriquée en matériau composite (résine et fibre de verre) de telle manière à être équivalente à une coque parfaitement rigide. Les capteurs de pressions fluctuantes sont des capteurs de type piézo-électriques dont les avantages majeurs sont une grande sensibilité et un rapport signal sur bruit très élevé.

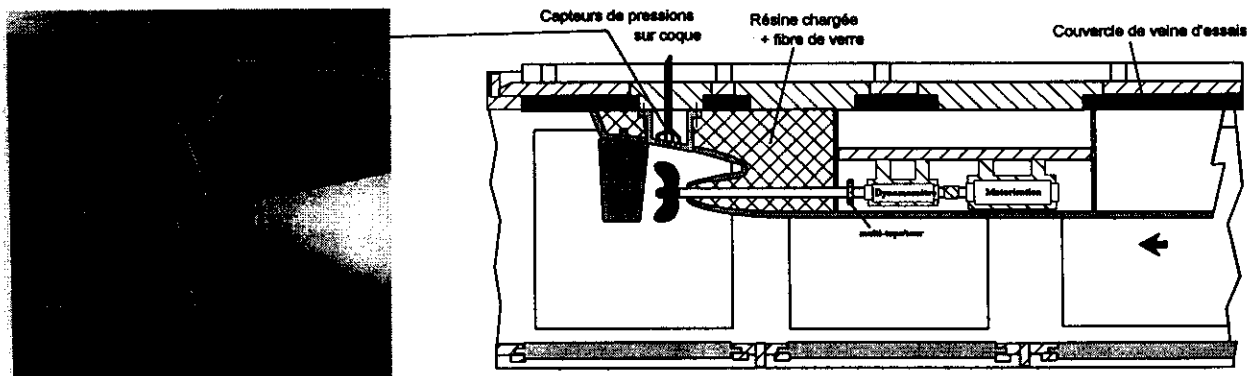


Figure 7 : Montage de capteurs de pressions sur coque rigidifiée dans la grande veine du GTH

Au même titre que pour les efforts fluctuants sur l'arbre, le traitement du signal des pressions fluctuantes sur coque est effectué au moyen d'analyse synchrone (un codeur à 2048 tops par tour est monté sur la ligne d'arbres pour échantillonner le signal tous les  $1/2048$  de tour). On identifie alors à partir d'une analyse spectrale les amplitudes et les phases des pressions fluctuantes sur la coque à la fréquence de passage de pale et à ses harmoniques.

Ces mesures permettent de déceler l'évolution des niveaux des amplitudes pour diverses conditions de fonctionnement de l'hélice (différent chargement, variation du sillage, avec ou sans cavitation...). En associant une surface unitaire à chaque capteur, les niveaux de pressions sont retranscrits en un torseur d'efforts fluctuants utilisé comme entrée par les codes de calcul de dynamique de structure.

• **Mesure acoustique :**

La mesure de bruit rayonné en veine d'essais d'un tunnel hydrodynamique pose un certain nombre de problèmes. En effet le dispositif de mesure du champ de pression acoustique doit s'affranchir des fluctuations de pression de la turbulence de l'écoulement environnant le dispositif et des vibrations éventuelles de son support de fixation à la veine d'essais. C'est la raison pour laquelle plusieurs types de dispositifs de mesure sont mis en oeuvre (Figures 8 & 9):

- des pots hydrophoniques pour la mesure du bruit rayonné dans le plan transverse des veines d'essai: Ces pots hydrophoniques sont montés affleurants en paroi de la veine d'essai et chacun d'eux est constitué d'un hydrophone enrobé d'un bloc de polyuréthane. Les dimensions du bloc et la position relative de l'hydrophone dans le pot isole le capteur des vibrations de la paroi du tunnel et opère un filtrage spatial des ondes de pressions de la couche limite turbulente de paroi du tunnel. Ce découplage des ondes de pressions acoustiques et des ondes de pressions de turbulence est possible du fait de la différence importante entre les longueurs d'ondes. En effet, à même fréquence, on a au moins un rapport 100 entre la vitesse du son (1450m/s) et la vitesse de convection de la turbulence dans la couche limite (de l'ordre de 0.7 fois la vitesse d'écoulement c'est à dire au maximum de l'ordre de 14m/s).
- un hydrophone dit "profilé" monté sur une jambe support et qui mesure le bruit rayonné dans l'axe de la veine: Cet hydrophone profilé est constitué d'un hydrophone enrobé de polyuréthane et monté dans une ogive dont la forme a été optimisée pour développer une couche limite laminaire peu sensible au changement d'incidence et au niveau de turbulence de l'écoulement incident (équivalent à un dôme sonar).

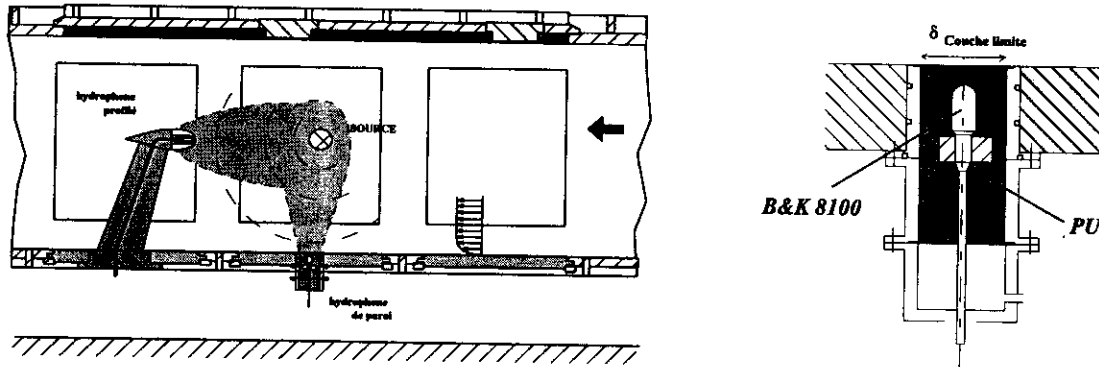


Figure 8 : Mesure de bruit rayonné en veine (pot hydrophonique et hydrophone profilé) et pot hydrophonique

- un hublot acoustique en cours de validation pour la mesure du bruit rayonné en champ transverse: Ce hublot est en fait constitué de deux antennes acoustiques permettant de faire de l'holographie acoustique par traitement des phases: une première antenne (antenne N°1) de 16 hydrophones surfaciques (matrice d'hydrophones distants l'un de l'autre de 150mm) dédiée à la bande de fréquences 2.5kHz - 25kHz et une deuxième antenne (antenne N°2) de 17 hydrophones à têtes sphériques (matrice d'hydrophones distants l'un de l'autre de 20mm) dédiée à la bande de fréquences 10kHz - 100kHz.

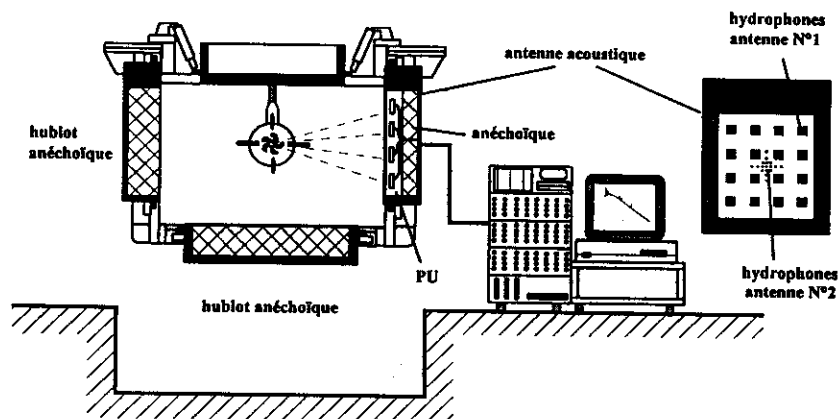


Figure 9 : Mesure de bruit avec une antenne acoustique et des hublots anéchoïques

Par ailleurs les veines d'essais représentent des volumes acoustiques fortement confinés. En effet la rupture d'impédance entre l'eau et l'ensemble air-acier-plexiglass est très importante. On peut résumer ces problèmes de confinement de la manière suivante: en basses fréquences (longueurs d'ondes supérieures aux dimensions transverses des veines d'essais) les ondes se propagent dans l'axe de la veine comme des ondes planes et en hautes fréquences (longueurs d'ondes inférieures aux dimensions transverses des veines d'essais) les ondes se propagent comme des ondes sphériques avec réverbération sur les parois des veines d'essais. Dans le but de réduire, au moins en partie, ces effets de confinement, deux hublots en matériau anéchoïque sont montés dans la section de mesure de la veine d'essai (Cf. Figure 9). Ces phénomènes de confinement sont évalués au moyen d'une source acoustique placée dans l'axe des veines d'essais. On caractérise ainsi la fonction de transfert source-récepteur qui tient compte de la cohérence entre le signal émis et le signal reçu. En pratique, la bande de fréquences pour laquelle la mesure peut être considérée comme en champ libre correspond aux fréquences supérieures à 1 kHz.

Un système d'acquisition dédiée aux mesures acoustiques et vibratoires permet l'acquisition synchrone, après filtrage anti-repliement, de 24 voies de mesure avec une fréquence d'échantillonnage de 500 kHz et avec un rapport signal sur bruit de la chaîne de 84 dB. Divers outils de traitements des signaux acoustiques sont disponibles sur station de travail pour des analyses en bande fine: analyse spectrale et interspectrale, analyse temps-fréquence (spectrogramme, ondellètes), suivi d'ordres harmoniques, démodulation de fréquence, extraction de raies et de bosses, analyse de cohérence, suivi audio-vidéo-spectrogramme....

#### 4. PERFORMANCES HYDROACOUSTIQUES DU GTH

##### 4.1 Performances cinétiques de l'écoulement :

- Grâce au convergent et à la structure à nid d'abeille en amont des veines d'essais, l'épaisseur de couche limite des veines d'essais est de l'ordre de 4cm en entrée des veines et de 10cm en sortie des veines. Le niveau de turbulence de l'écoulement est de 0.3% sur la gamme 0 - 20 m/s. Ce taux de turbulence correspond à une mesure effectuée dans la bande de fréquence 1Hz - 1kHz au moyen d'un vélocimètre Laser optimisé pour obtenir un rapport signal à bruit inférieur à 0.2% (montage en diffusion avant, sans cellule de Bragg de décalage en fréquence).
- La distribution spatiale de la vitesse moyenne d'écoulement dans une section de veine hors couche limite ne présente pas d'écart supérieur à 0.5%.

##### 4.2 Performance de dégazage et de contrôle de germes de cavitation:

- Le dégazage de l'installation à des teneurs en air dissous de l'ordre de 30% de la saturation à la pression atmosphérique ( $\Leftrightarrow 7\text{mg/litre}$ ) peut être effectué en moins de 2 heures. On a donc la capacité d'effectuer un dégazage dès que nécessaire, ce qui n'est pas le cas sur des tunnels classiques. En effet, le dégazage sur des tunnels classiques de tailles équivalentes au GTH peut durer plus de 12 heures, puisqu'ils ne possèdent pas de cuve de décantation et de système d'injection de microbulles.
- Il est maintenant un fait acquis que le contrôle du contenu en germe (microbulles d'air) est nécessaire dans une installation dédiée aux études de la cavitation [Rapport du comité Cavitation du 20<sup>ème</sup> ITTC]. Le pilotage de l'injection (débit, pression d'engazage de l'eau et le nombre d'injecteurs utilisés sur les 121 disponibles) permet d'obtenir des concentrations en germes comprises entre 0.1 germes/cm<sup>3</sup> et quelques dizaines de germes/cm<sup>3</sup> avec un diamètre moyen de microbulle de 50µm. Plusieurs études [Gindroz & Billet, 1993] ont permis de confirmer le bien fondé du contrôle de la concentration en germes dans ces proportions au GTH.

##### 4.3 Performances hydroacoustiques :

- **Bruit de minimum mesurable:**  
On définit le bruit minimum mesurable d'une veine d'essai comme le bruit minimum d'une source équivalente au propulseur que l'hydrophone de paroi est capable de détecter, dans des conditions équivalentes d'écoulement (source placée au même endroit que le propulseur et mêmes conditions de vitesse, pression et teneur en air dissous d'écoulement). Le bruit minimum mesurable est donc relié d'une part au bruit de fond du tunnel en fonctionnement et/ou de la chaîne de mesure acoustique et d'autre part à la fonction de transfert G entre la source et l'hydrophone. Pour les fréquences correspondantes à une mesure en champ libre ( $f > 1\text{kHz}$ ), la fonction de transfert se réduit à la dispersion d'une source considérée comme ponctuelle et sphérique.

$$L_{\text{minimum}} (@ 1\text{m}) = G + L_{\text{bruit de fond}} \approx 20 \log \left( \frac{1}{r_{\text{source / hydro}}} \right) + L_{\text{bruit de fond}}$$

Le bruit de fond du tunnel ne dépend que de la vitesse d'écoulement, sous réserve que le dégazage de l'installation soit fait correctement. Ce n'est plus vrai pour les hautes fréquences aux faibles vitesses d'écoulement, puisque le bruit de fond du tunnel est inférieur au bruit de fond de l'hydrophone.

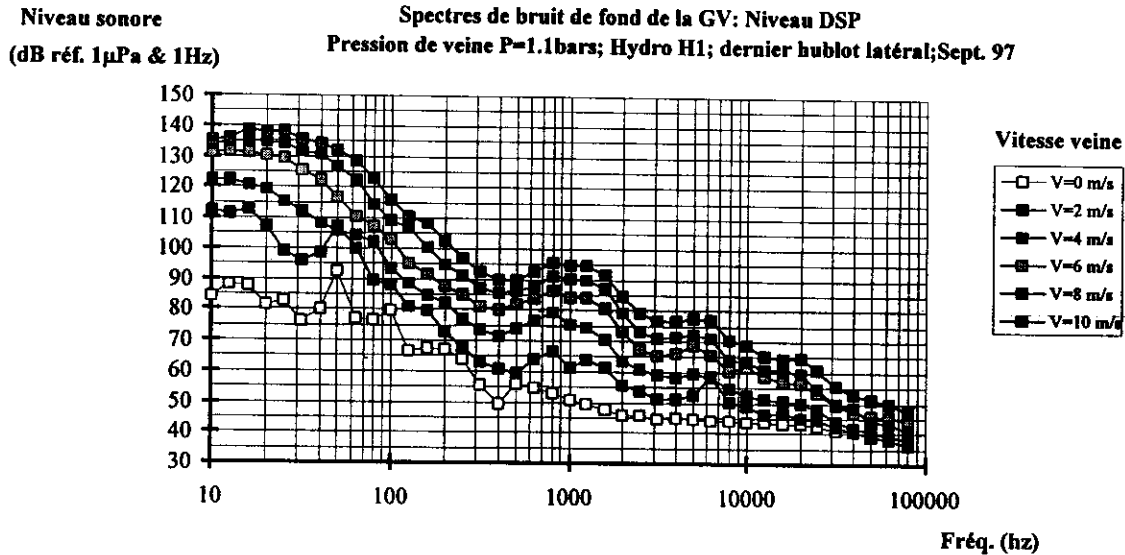


Figure 10 : Bruit de fond dans la grande veine d'essai en niveau Densité Spectrale de Puissance

Même si la comparaison après extrapolation du bruit d'hélice mesuré dans le tunnel ne peut rendre compte de l'amplification par la coque puisque la structure de celle-ci n'est pas en similitude mécanique du réel, on peut cependant comparer après extrapolation le bruit d'un propulseur équivalent au bruit minimum mesurable de la grande veine avec un gabarit de bruit d'un navire au réel. Le propulseur est supposé être testé à l'échelle 1/20 et à 6m/s ou 10m/s dans la grande veine du GTH. On a pris l'exemple d'un gabarit de bruit de navire de recherche océanographique. Le graphe de la figure 11 montre clairement les capacités du tunnel pour l'étude de la signature acoustique de propulseurs marins.

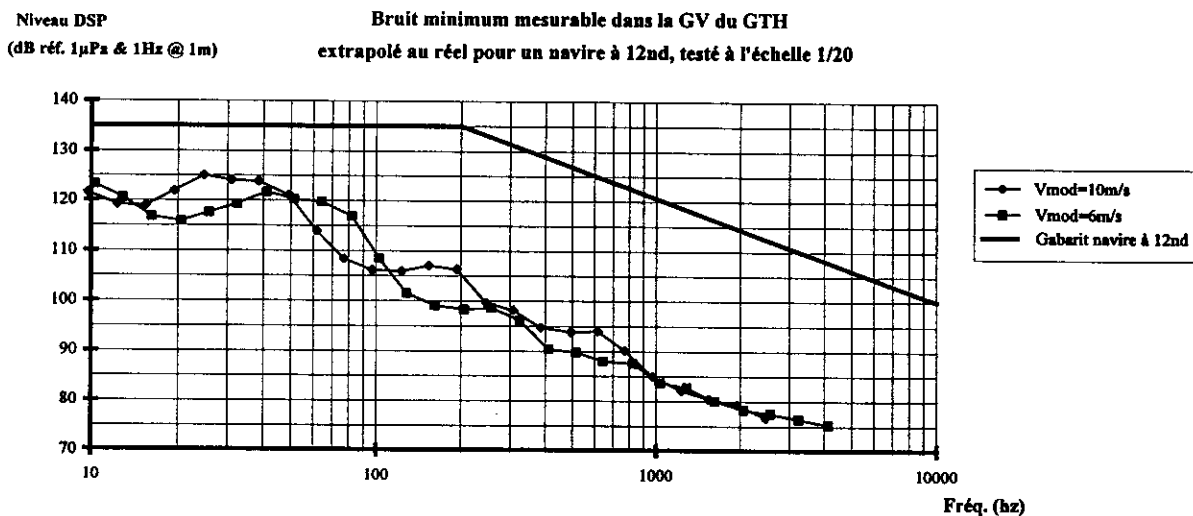


Figure 11 : Bruit minimum mesurable dans la grande veine d'essai extrapolé au réel en niveau Densité Spectrale de Puissance pour un essai sur une maquette à l'échelle 1/20 et pour une vitesse du navire au réel de 12nd

La loi d'extrapolation du bruit mesuré en tunnel dans la bande des fréquences supérieures à 1kHz, fait l'hypothèse que le bruit de l'hélice ne dépend que de la vitesse (vitesse d'essai sur maquette et vitesse du navire au réel), de la distance hélice-hydrophone et du rapport d'échelle :

$$\frac{\Phi_{pp}(f)}{\rho^2 V^4 \left(\frac{L}{V}\right) \left(\frac{L}{r}\right)^2} = g(f^*) \quad \text{avec} \quad f^* = \frac{fL}{V}$$

- **Bruit de motorisation et de ligne d'arbre:**

Le bruit minimum mesurable dans une installation doit aussi prendre en compte le bruit parasite de la motorisation de la ligne d'arbres. L'utilisation de turbine hydraulique pour la motorisation de ligne d'arbre a permis de ne pas dégrader les performances hydroacoustiques du GTH.

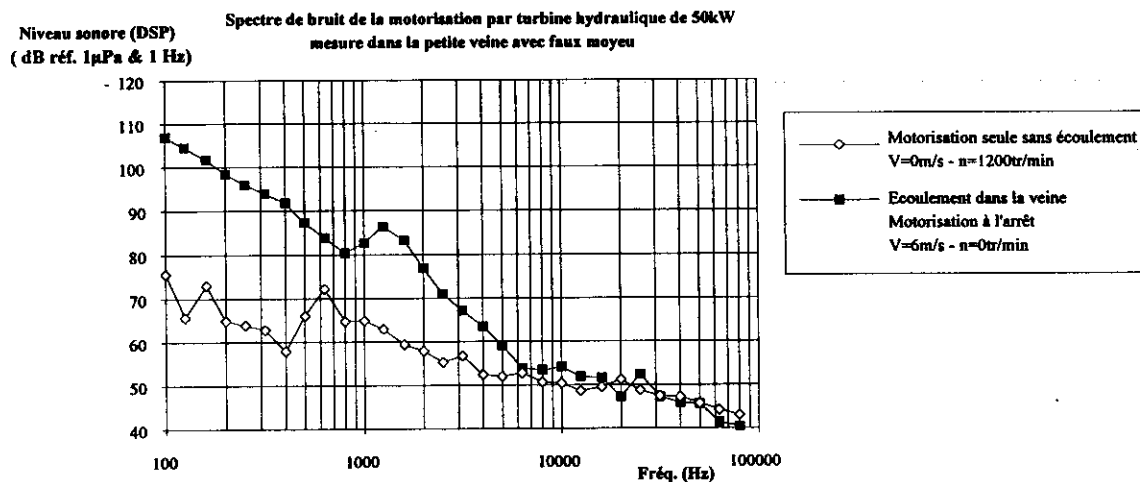


Figure 12 : Bruit de la motorisation par turbine hydraulique et bruit de fond de veine d'essai

Le graphe de la Figure 12 met bien en évidence que le bruit de la motorisation par turbine hydraulique est inférieur au bruit de fond de la veine d'essais à 6m/s. On mesure ici le bruit de la turbine non chargée entraînant un faux moyeu sur son arbre. La mesure en charge avec un frein ne faisant pas de bruit est très difficile. On peut cependant faire l'hypothèse que le bruit hydraulique de la turbine non chargée est plus élevé que le bruit de la turbine en charge, sous réserve qu'il n'y ait pas de cavitation. En effet, le calcul numérique d'écoulement dans les aubages montre un écoulement décollé en fonctionnement non chargé.

## 5. QUELQUES RESULTATS D'ETUDES

On présente ci-après quelques exemples de résultats d'études obtenus à partir d'essais réalisés dans le GTH: étude d'efforts fluctuants sur ligne d'arbre, étude de l'effet de la cavitation sur les efforts fluctuants sur coque, comparaison de bruit rayonné par des hélices.

- **Etude d'efforts fluctuants sur ligne d'arbre de sous-marin**

Une étude a été entreprise pour établir l'influence de l'incidence en lacet d'une maquette de sous-marin sur la poussée fluctuante sur la ligne d'arbre, tournant à une vitesse de rotation identique. Sur la figure 13, on présente le spectre d'amplitude de la poussée fluctuante sur la ligne d'arbres dans la bande de fréquences correspondant à la fréquence de passage de pale (BR1) et son harmonique de rang 2 (BR2). La mesure a été effectuée sur un montage de carène de sous-marin permettant des incidences en lacet de la carène comprise entre 0° (maquette dans l'axe de la veine) et 10° (incidence maximum). Le graphe de la figure 13 montre très nettement que l'incidence en lacet accentue très fortement les niveaux de poussée fluctuante et que le niveau des fluctuations de poussée de la ligne d'arbre sans hélice (faux moyeu monté à la place de l'hélice) est largement en dessous des

niveaux de fluctuations avec hélice. On peut donc, à partir de ce type de mesure, prédire les différences de niveaux de bruit de raies rayonné en basses fréquences lors de manoeuvres du navire.

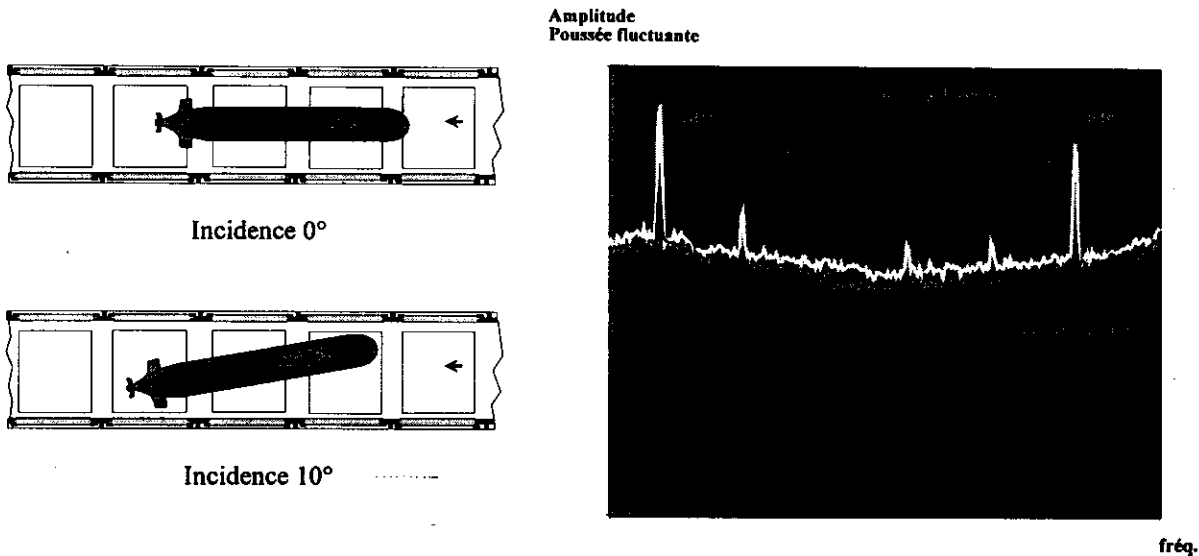


Figure 13 : Mesure de poussée fluctuante sur ligne d'arbre pour 2 incidences en lacet de la carène.

• **Etude de l'effet de la cavitation sur les efforts fluctuants sur coque :**

En plus de son utilisation pour l'évaluation des efforts fluctuants sur la coque, les niveaux de pressions fluctuantes sur coque sont utilisés par la plupart des Chantiers civils comme critère d'acceptation des hélices. Ces niveaux correspondent à un fonctionnement d'hélice avec cavitation plus ou moins développée. Les critères les plus courants [Carlton & Bantham, 1997] se résument à :

Type de navire	Amplitude de pression fluctuante sur coque à la fréquence passage de pale (fréq. = $n.Z$ )
Paquebot	1 - 2 kPa
Ferry type Ro/Ro	2 - 4 kPa
Porte-container, Tanker & cargo rapide	3 - 6 kPa
Vraquier	4 - 7 kPa

Des essais au réel ont permis de valider les procédures d'essais au GTH et les similitudes appliquées pour prédire les niveaux d'excitation de coque au réel. On montre sur la figure 14 une comparaison d'une mesure en tunnel du signal de pression fluctuante sur coque après extrapolation avec une mesure au réel du signal de pression pour le cas d'un tanker à une ligne d'arbres. Le signal mesuré correspond à une moyenne sur un grand nombre de tour du signal de pression instantanée mesurée à la même position relative sur maquette et au réel.

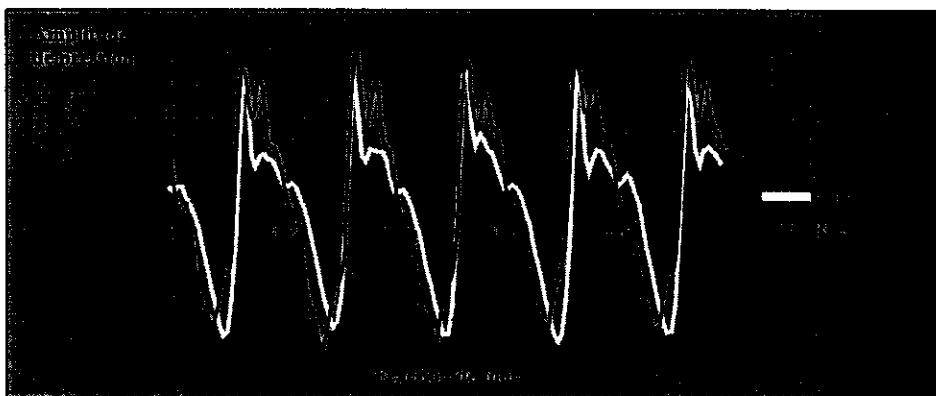


Figure 14 : Signature temporelle (sur 1 tour) de pression fluctuante sur coque pour une hélice 5 pales de tanker



Les essais sur modèle réduit dans le GTH permettent donc de valider un projet d'hélice en utilisant les critères standards sur les niveaux de pressions fluctuantes.

Les hélices modernes à fort dévers ont permis de réduire notablement le niveau de l'excitation de coque à la fréquence de passage des pales (BR1 comme "1<sup>st</sup> Blade rate"  $\leftrightarrow f/n=Z$ ) et donc les vibrations de la coque. Le bruit aérien à l'intérieur de la coque, directement induit par la cavitation de l'hélice, reste un problème à résoudre pour des navires tels que les paquebots. Ce bruit est directement lié au bruit large bande induit par la cavitation de l'hélice dans la bande de fréquences BR1-BR10 (c.a.d. 10Hz - 100Hz au réel) pour lesquelles la coque n'opère pas de filtrage spatial. La figure 15 montre le cas d'un paquebot à deux lignes d'arbres, pour lequel le niveau large bande devient important lorsque la cavitation se développe. L'amplitude de pression fluctuante à la fréquence de passage de pale ne change pratiquement pas alors que les amplitudes des harmoniques supérieurs, ici l'harmonique de rang 2 (BR2) et l'harmonique de rang 3 (BR3), sont amplifiées en présence de la cavitation poche - tourbillon caractéristique des hélices à fort dévers.

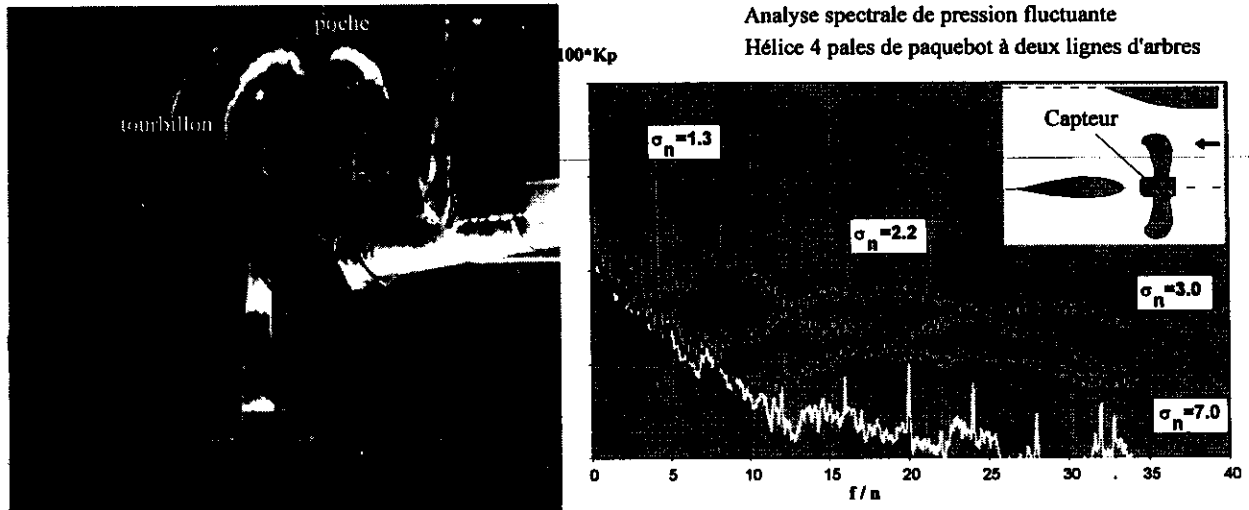


Figure 15 : Cavitation par poche et tourbillon en extrémité de pale et signature spectrale de l'excitation de coque

- **Etude de bruit rayonné d'hélice: bruit large bande**

La figure 16 montre le potentiel offert par une motorisation hydraulique pour la mesure de bruit rayonné d'hélice non cavitante ( $\sigma_v=11$ ) et cavitante ( $\sigma_v=1.4$ ). On a pris le cas d'une hélice fonctionnant avec un écoulement incident sans turbulence et sans sillage de carène. Seule la ligne d'arbre est inclinée de 5°.

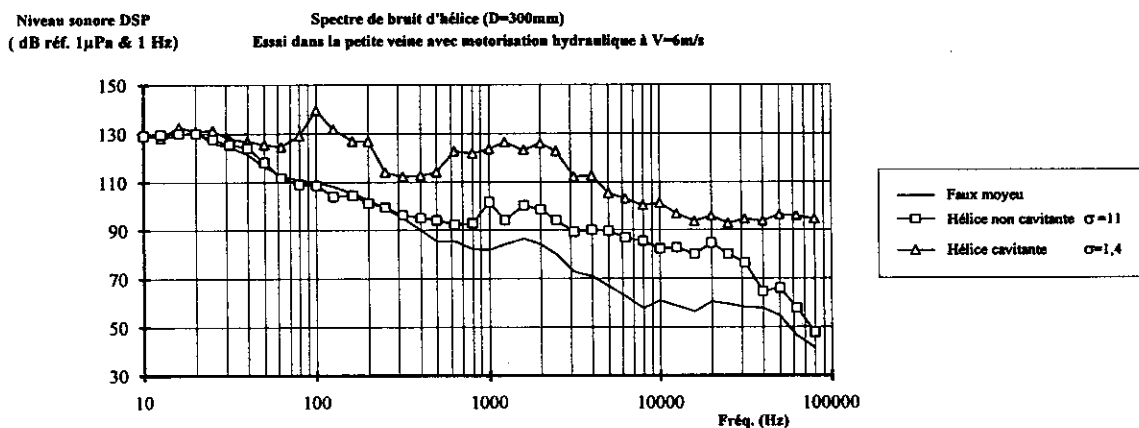


Figure 16 : Bruit d'hélice en fonctionnement non cavitant et cavitant : résultats au modèle

Dans cette situation, le bruit rayonné en large bande par l'hélice en fonctionnement non cavitant est minimum par rapport à une situation derrière carène [Kirshner, & al, 1993]. Grâce à la motorisation hydraulique, ce bruit est tout à fait mesurable. On observe par ailleurs que la cavitation accentue largement le bruit rayonné.

## 6. DISCUSSION & CONCLUSIONS

Les essais d'hélice en similitude de fonctionnement au réel implique de satisfaire un certain nombre de conditions.

- L'installation d'essai doit permettre de faire l'essai avec la carène complète. Le contenu en germes et la teneur en air dissous doivent être contrôlés. Le bruit de fond de l'installation et de la motorisation de la ligne d'arbre doit être le plus faible possible.
- L'hélice doit être fabriquée en similitude mécanique du réel. Pour déterminer seulement le bruit rayonné par l'hélice, la carène doit être aussi rigide que possible afin de limiter son rayonnement acoustique et la motorisation de ligne d'arbre doit être plus silencieuse que l'hélice elle-même.
- L'essai doit être réalisé à une vitesse d'écoulement la plus proche possible de la vitesse du navire.

Grâce aux performances hydroacoustiques du GTH et des équipements associés, les conditions énumérées précédemment sont satisfaites pour une grande majorité de navires.

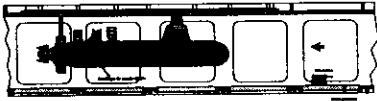
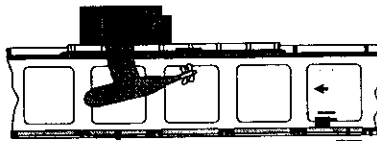


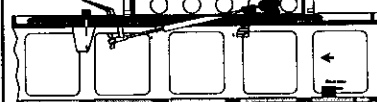
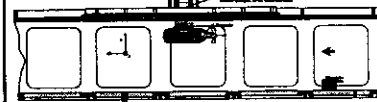

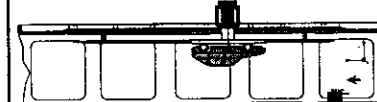
Des techniques de mesure (acoustique, efforts fluctuants sur coque et sur ligne d'arbre) ont été mises au point en vue de contribuer à l'évaluation des performances acoustiques de navires. Pour la prédiction du bruit rayonné d'un navire, l'apport des essais au GTH s'effectue à plusieurs niveaux .

- En ce qui concerne le bruit large bande au réel (fréq. > 100Hz) :
  - Si l'hélice présente une cavitation développée, le bruit rayonné du navire en large bande est dominé par le bruit de la cavitation. La prédiction du bruit large bande du navire est établie à partir de l'extrapolation du bruit de l'hélice cavitante mesuré en tunnel.
  - Si l'hélice ne cavite pas, le bruit rayonné par l'hélice au réel n'est pas obligatoirement la source dominante du bruit rayonné par le navire. A partir des essais dans le GTH, seule la prédiction du bruit de l'hélice reste facilement accessible. On peut donc faire des études comparatives de bruit rayonné entre plusieurs projets d'hélice en fonctionnement non cavitant.
- En ce qui concerne le bruit de raies correspondantes aux fréquences de passage de pales (fréq. =  $k n Z$ ), que l'hélice cavite ou ne cavite pas, la prédiction directe à partir des mesures acoustiques en tunnel n'est guère possible. En effet, d'une part, la coque agit comme une caisse de résonance au réel, ce qui n'est pas le cas au modèle et, d'autre part, on se situe en tunnel dans le domaine de fréquences pour lesquelles le rayonnement est fortement confiné et donc difficilement transposable au réel. On peut cependant faire des évaluations comparatives de projets d'hélice à partir de l'analyse de 3 mesures combinées: une mesure de bruit rayonné, une mesure de pressions fluctuantes sur coque et une mesure d'efforts fluctuants sur ligne d'arbre. La réponse de la coque aux excitations aux harmoniques de fréquence de passage de pale (fréq. =  $k n Z$ ), peut alors être évaluée à l'aide d'un code numérique de prédiction de vibration et de rayonnement acoustique.
- En ce qui concerne le chant d'hélice, on peut, à partir des essais, faire une évaluation du risque de sa présence au réel. Le chant d'une hélice est fortement lié aux écoulements de bord de fuite des pales et le décollement de couche limite au bord de fuite de profil est retardé lorsque le nombre de Reynolds augmente. Il y a donc potentiellement plus de risques que le chant existe au modèle qu'au réel. C'est pourquoi, si on décèle un chant au modèle, il y a des risques potentiels pour qu'il existe au réel mais ce n'est pas implicite, et si on ne le décèle pas au modèle, il n'existera pas au réel.

A court terme, la mesure de bruit rayonné en large bande peut être encore améliorée avec l'utilisation de hublots acoustiques. A plus long terme, l'utilisation de maquette en similitude de structure mécanique au moins de la partie arrière de la carène reste la seule solution pour rendre compte de la participation de la coque dans le bruit rayonné. Cette solution est uniquement envisageable pour des engins sous-marins, car pour les bâtiments de surface, la fixation de la carène au couvercle des veines d'essais (cf. Figure 3) crée des conditions d'encastrement de la carène qui vont obligatoirement imposer des modes vibratoires de la carène qui n'existe pas au réel.

## Annexe

Tableau récapitulatif des essais types réalisés dans le GTH

Application	Configuration d'essais	Mesures	Equipements
Sous-marin, torpille 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- veine fermée</li> <li>- carène complète <math>D \geq 250\text{mm}</math> <math>V \geq 3\text{m/s}</math></li> <li>- avec ou sans incidence en lacet de la carène</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- cavitation (<math>\sigma_n, Kt</math>)</li> <li>- autopropulsion avec et sans cavitation <math>Kt, Kq, \eta</math></li> <li>- sillage nominal / effectif</li> <li>- acoustique</li> <li>- pressions fluctuantes</li> <li>- efforts sur pale</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- motorisation silencieuse</li> <li>- soufflage de couche limite</li> <li>- dynamométrie, poussée fluctuante</li> <li>- hydrophones et/ou hublot acoustique</li> <li>- LDV 3D</li> </ul>
Propulseurs à grande échelle ou hélices contra-rotatives 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- veine fermée</li> <li>- générateur de sillage <math>D \geq 250\text{mm}</math> <math>V \geq 7\text{m/s}</math></li> <li>- points fonctionnement spéciaux (freinage, marche arrière...)</li> <li>- arbre inclinée <math>0^\circ</math> et <math>10^\circ</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- cavitation (<math>\sigma_n, Kt</math>)</li> <li>- autopropulsion avec et sans cavitation <math>Kt, Kq, \eta</math></li> <li>- acoustique (slt avec cavitation)</li> <li>- vélocimétrie amont-aval du propulseur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- carter contra-rotatif</li> <li>- motorisation électrique</li> <li>- dynamométrie</li> <li>- LDV 3D</li> <li>- hydrophones</li> </ul>
Propulseurs à grande échelle : hélice, pompe-hélice, hélice statorisée 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- veine fermée</li> <li>- générateur de sillage <math>D \geq 250\text{mm}</math> <math>V \geq 7\text{m/s}</math></li> <li>- points fonctionnement spéciaux (freinage, marche arrière...)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- cavitation (<math>\sigma_n, Kt</math>)</li> <li>- autopropulsion avec et sans cavitation <math>Kt, Kq, \eta</math></li> <li>- acoustique (avec et sans cavitation)</li> <li>- vélocimétrie amont-aval du propulseur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- motorisation silencieuse</li> <li>- dynamométrie</li> <li>- poussée fluctuante</li> <li>- capteur 6 composantes</li> <li>- LDV 3D</li> <li>- hydrophones et/ou hublot acoustique</li> </ul>
Navire de surface  	<ul style="list-style-type: none"> <li>- veine fermée</li> <li>- carène complète <math>D \leq 250\text{mm}</math> <math>V \geq 3\text{m/s}</math></li> <li>- générateur de sillage de ligne d'arbre et bras de chaise</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- cavitation (<math>\sigma_n, Kt</math>)</li> <li>- autopropulsion avec et sans cavitation <math>Kt, Kq, \eta</math></li> <li>- acoustique</li> <li>- pression fluctuante</li> <li>- sillage nominal</li> <li>- vélocimétrie amont-aval du propulseur</li> <li>- efforts sur pale</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- couvercle spécial</li> <li>- motorisation silencieuse</li> <li>- soufflage de couche limite</li> <li>- dynamométrie</li> <li>- hydrophones</li> <li>- LDV 3D</li> </ul>
Propulseurs sur nacelle (Pods) 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- veine fermée</li> <li>- <math>V \geq 7\text{m/s}</math></li> <li>- points fonctionnement spéciaux (freinage, marche arrière...)</li> <li>- angle de braquage <math>0^\circ</math> à <math>180^\circ</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- cavitation (<math>\sigma_n, Kt</math>)</li> <li>- autopropulsion avec et sans cavitation <math>Kt, Kq, \eta</math></li> <li>- acoustique</li> <li>- vélocimétrie amont-aval du propulseur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- motorisation électrique</li> <li>- dynamométrie</li> <li>- capteur 6 composantes</li> <li>- LDV 3D</li> <li>- hydrophones</li> </ul>
Hydrofoils, gouverne de stabilisation 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- veine fermée</li> <li>- <math>V \geq 10\text{m/s}</math></li> <li>- incidence stationnaire &amp; instationnaire,</li> <li>- barres, gouvernes</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cz, Cx, Cm...</li> <li>- cavitation</li> <li>- couche limite &amp; vélocimétrie</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- balance de paroi: incidence alternée</li> <li>- capteur 6 composantes</li> <li>- injection colorant</li> <li>- tomographie Laser</li> <li>- LDV 3D, PIV</li> </ul>
Super-structure de navire ou zone d'appontage d'hélicoptère de navire, véhicule (automobile, TGV) 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- veine fermée</li> <li>- maquette en incidence <math>0^\circ &lt; \alpha^\circ &lt; 180^\circ</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- torseur des efforts</li> <li>- visualisation d'écoulement</li> <li>- champ de vitesses locales</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- capteur 6 composantes</li> <li>- injection de colorant</li> <li>- tomographie Laser</li> <li>- LDV 3D, PIV</li> </ul>

## Notation

$\rho$	masse volumique de l'eau	(kg/m <sup>3</sup> )
$g$	accélération de la pesanteur	(m/s <sup>2</sup> )
$f$	fréquence	(Hz)
$BRk$	$k$ ième harmonique de la fréquence de passage de pale (n.Z)	(Hz)
$f$	fréquence	(Hz)
$\Phi_{pp}$	Densité Spectrale de Puissance de pression acoustique	(Pa <sup>2</sup> /Hz)
$r$	distance émetteur (hélice / navire) récepteur (hydrophone)	(m)
$p_v$	pression de vapeur saturante	(Pa)
$p, p(t)$	amplitude de pression fluctuante, signal de pression fluctuante	(Pa)
$P$	pression hydrostatique de référence de l'écoulement (axe hélice ou axe hélice + 0.7R)	(Pa)
$V$	vitesse d'écoulement ou vitesse navire	(m/s)
$L$	longueur caractéristique	(m)
$D (R)$	diamètre (rayon) d'hélice	(m)
$P/D$	pas réduit (rapport pas - diamètre) de l'hélice défini à 0.7R	(m)
$Z$	nombre de pales	
$n$	vitesse de rotation de la ligne d'arbres	(tr/s)
$T$	poussée de l'hélice	(N)
$Q$	couple fourni à l'hélice	(N.m)
$Re = \frac{\pi n D^2}{v}$	nombre de Reynolds de l'hélice	
$Fr = \frac{\pi n D}{\sqrt{g D}}$	nombre de Froude de l'hélice	
$Kt = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$	Coefficient de poussée de l'hélice	
$Kq = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$	Coefficient de couple de l'hélice	
$\sigma_n = \frac{P - p_v}{\rho n^2 D^2}$	Nombre de cavitation d'une hélice où P est la pression hydrostatique à +0.7R de l'axe hélice	
$\sigma_v = \frac{P - p_v}{\frac{1}{2} \rho V^2}$	Nombre de cavitation d'une hélice où P est la pression hydrostatique à l'axe hélice	
$Kp = \frac{p}{\rho n^2 D^2}$	Nombre adimensionnel des pressions fluctuantes	

## Références

1. Baiter H.J., Juin 1992, "Advanced views of cavitation noise", International Symposium on Propulsors and Cavitation, Hamburg, Allemagne.
2. Aucher M., 1996, "Hélices marines", Techniques de l'ingénieur, Traité de génie mécanique, No. B 4 360, France.
3. Perraud J., Arnal D., Archambaud J.P., Perelman O., Julienne A., Mars 1995, "Etude expérimentale de la transition de couche limite sous gradient de pression négatif et à grand nombre de Reynolds", 5<sup>ième</sup> Journées de l'Hydrodynamique, Rouen, France.
4. Blake W. K., 1977, "Periodic and random Excitation of streamline structures by trailing edge flows", Turbulence of liquids, Vol.4.
5. Kirshner I.N, Corriveau P.J., Muench J.D, Uhlman J.S., Krol W.P., Décembre 1993, "Validation of propeller turbulence ingestion acoustic radiation model using wind tunnel measurements", ASME Symposium on Flow Noise Modelling, Measurement, and Control, New Orleans, Louisiana, USA.
6. Lecoffre Y, Chantrel P. & Tellier J., Décembre 1987, "Le Grand Tunnel Hydrodynamique (GTH)", ASME Winter Annual Meeting, Boston, USA.
7. Wills C.B., 1989, "Development of a comparative acoustic testing procedure for model propellers", Transactions of the Royal Institution of Naval Architects.
8. Chantrel P. & Perret R., Mars 1990, "Développement récents de métrologie pour essais de bruit et de vibrations sur hélices", Hélices marines: quels outils de conception pour le futur? ", Séminaire DRET, Chamonix, France.
9. Franc J.P., Avellan F., Belahadji B., Billard J.y., Briançon-Marjollet L., Fréchou D., Fruman D.H., Karimi A., Kueny J.l., Michel J.M., 1995, " La cavitation : Mécanismes physiques et aspects industriels", Presses Universitaires de Grenoble, France.
10. Godefroy V., Fréchou D., Desvignes M., Bloyet D., Avril 1998, "Digital image processing for cavitation on marine propellers", Third International Symposium on Cavitation, Grenoble, France.
11. Jonson J.L. , 1995, "The unsteady response of propellers to ingested, homogeneous, isotropic turbulence", ARL Review, An overview of the Applied research Laboratory, The Pennsylvania State University, 50<sup>th</sup> Anniversary 1945-1995.
12. Boissinot P., Fournier P., Fréchou D., Septembre 1991, "Acoustic characterisation of France's new large cavitation tunnel", American Society of Mechanical Engineers Meeting, Atlanta, USA.
13. Abbot P.A., Celuzza S.A., Etter R.J., Décembre 1993, "The acoustic characteristics of the naval surface warfare center's large cavitation channel (LCC)", ASME symposium on flow noise modeling measurement and control, New Orleans, Louisiana, USA.
14. Cavitation Committee, 1993, "Final Report and Recommendations to the 20<sup>th</sup> ITTC", 20<sup>th</sup> ITTC Proceedings.
15. Gindroz B. & Billet M.L. , 1993, "Influence of the nuclei on the cavitation inception for different types of cavitation on ship propellers", Second ASME International Symposium on Cavitation, New Orleans, Louisiana, USA.
16. Carlton J.S. & Bantham I., Octobre 1997, "Experience gained from 50 years of marine failure investigations", Transactions of International Marine Engineering.

