

# Turbomachines hydrauliques

## Essais industriels

### et méthodes de calcul

**Gilbert Picollier**

Chef du Service Essais-Calculs, NEYRPIC - Grenoble

#### Introduction

La conception et le dimensionnement des turbomachines hydrauliques exigent la connaissance précise des charges statiques et dynamiques pour les régimes permanents et les régimes transitoires.

Cette connaissance sera acquise par les deux moyens complémentaires que constituent les essais et les calculs.

L'expérience fournit les hypothèses de base du calcul, elle confirme aussi la représentativité du modèle mathématique.

Les charges appliquées aux structures des turbomachines sont d'origine mécanique et hydraulique. La définition des premières ne pose pas de grandes difficultés puisqu'il s'agit principalement des poids, des effets d'inertie tels que les efforts centrifuges ou des efforts de précontrainte. Les secondes sont de deux types, d'une part les charges de pression et leurs fluctuations dues aux coups de bélier et aux phénomènes de propagation d'onde dans les conduites, et d'autre part, les efforts provenant de l'écoulement à travers les grilles d'aubes.

Un programme général de calcul des régimes transitoires de turbines, pompes et turbines-pompes permet d'obtenir les valeurs des surpressions et des survitesses à prendre en compte dans les cas de surcharge consécutifs aux déclenchements.

Les champs de pression stationnaires autour des profils des directrices et des aubes de la roue sont déterminés à l'aide de programmes de calcul des écoulements à travers les grilles d'aubes.

Les charges étant ainsi définies et contrôlées par essais sur modèle et essais industriels, le calcul de résistance est effectué à partir de programmes généraux ou spécifiques suivant la nature de l'élément de turbine et

du type de sollicitation. La méthode des éléments finis est la plus employée.

Les résultats du calcul sont aussi confrontés à l'expérience. Celle-ci sera conduite à partir d'essais sur modèles réduits et surtout d'essais industriels en centrale. Les essais en centrale sont effectués soit à la mise en route d'un groupe, soit en exploitation pour un problème particulier.

Les installations dont les dimensions ou la conception présentent un caractère exceptionnel demandent une surveillance particulière à la mise en route. Cette surveillance justifie l'ampleur de la campagne de mesures et le déploiement important des moyens est mis à profit pour procéder à des investigations plus fondamentales.

L'objet de cet exposé est de montrer par quelques exemples les types de mesures effectuées en centrale ou en laboratoire et de donner un aperçu sur les méthodes de calculs et les moyens d'essais. Nous présenterons quelques comparaisons essais-calculs en nous attachant plus particulièrement aux résultats obtenus sur une roue modèle de turbine Francis soumise aux efforts centrifuges.

#### Essais industriels

Il s'agit principalement au cours de ces essais de mesurer des grandeurs telles que déplacements, vitesses, accélérations, pressions, contraintes sur les parties fixes et mobiles de la machine, ainsi que les paramètres de fonctionnement : position des pales et du vannage, puissance électrique, niveaux amont et aval etc.

La mesure doit permettre d'évaluer la composante moyenne du phénomène ainsi que ses fluctuations. Les capteurs et appareils de mesure devront donc avoir une bande passante au moins égale à 2000 Hz pour les phénomènes qui nous intéressent. Les signaux en prove-

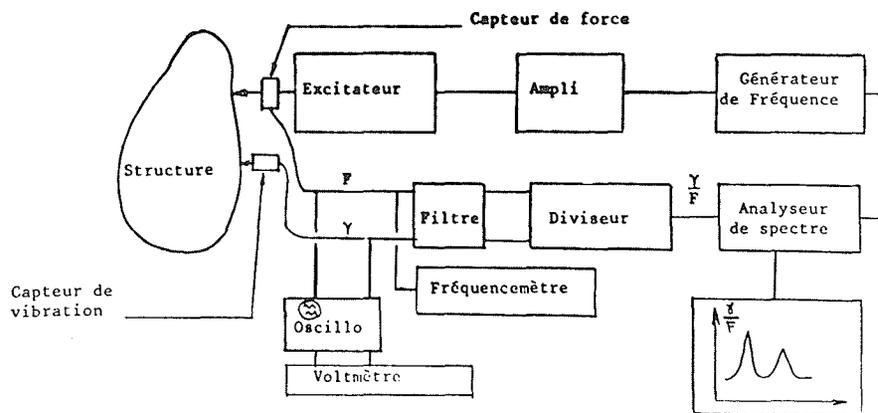


Figure 1 – Schéma d'installation pour la mesure des vibrations en excitation harmonique.

nance des capteurs et des jauges sont enregistrés simultanément sur enregistreur graphique et magnétique.

L'enregistreur magnétique servira ultérieurement à l'analyse spectrale des phénomènes à l'aide en particulier d'un corrélateur et transformateur de Fourier numériques. Mis à part les régimes transitoires qui suivent le déclenchement d'un groupe, les phénomènes peuvent être considérés comme stationnaires, ce qui permettra de raisonner à partir des principales valeurs statistiques telles que valeur moyenne ou efficace, valeur crête-à-crête, densité spectrale d'énergie pour les spectres de corrélation ou d'intercorrélation.

La partie analyse dynamique du fonctionnement d'une turbomachine hydraulique est d'une importance primordiale et le constructeur doit avoir une connaissance suffisamment précise des fréquences propres des structures ainsi que des sources possibles d'excitation afin de minimiser les risques de résonance mécaniques ou hydrauliques. Dans ce domaine, le modèle mathématique ou l'essai sur modèle réduit n'est pas suffisamment représentatif à cause du très grand nombre de degrés de liberté des structures et des effets des frottements et amortissements difficiles à évaluer théoriquement ou à reproduire en similitude. C'est pourquoi chaque mise en route importante est précédée par une campagne de mesures de fréquences propres des principaux organes de la machine tels qu'avant-directrices, directrices et roue.

### Mesure des fréquences propres – Analyse des vibrations

Les campagnes de mesures de fréquences propres consistent à rechercher les premières fréquences de résonance des structures sous l'effet d'une excitation imposée dans l'air et dans l'eau. Pour chacune de ces premières fréquences propres on déterminera les lignes nodales et les courbes de réponse en un ou plusieurs points.

L'excitation de la structure peut être réalisée par choc ou, dans la majorité des cas, à l'aide d'un excitateur électrodynamique piloté par un générateur BF fournissant un signal sinusoïdal (excitation harmonique) ou un bruit blanc.

La disposition générale de l'installation en excitation harmonique est représentée par le schéma de la fig. 1.

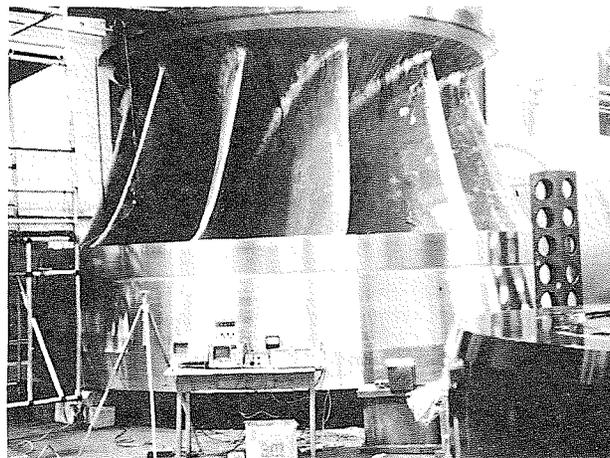


Figure 1 bis – Mesure des fréquences propres sur une roue Francis de 152 tonnes.

Après avoir recherché, pour les éléments principaux de la machine, les premières fréquences propres et défini les modes correspondants, les mesures dynamiques seront effectuées au cours des campagnes d'essais à partir de capteurs de pression et de déplacements, d'accéléromètres ou de jauges de contraintes. Mis à part quelques régimes particuliers pour lesquels des résonances peuvent se produire, les phénomènes enregistrés ont des lois de variation aléatoire mais néanmoins stationnaires. Les signaux, enregistrés sur bande magnétique, peuvent donc être analysés au moyen du corrélateur et du transformateur de Fourier.

La détermination des interspectres de densité de puissance entre deux phénomènes, tels par exemple que la vibration d'une aube et les fluctuations de pression, permet de voir si ces phénomènes sont indépendants ou liés par un échange d'énergie (Fig. 2).

Voici quelques exemples de résultats obtenus sur les avant-distributeurs, distributeurs et roues de turbomachines.

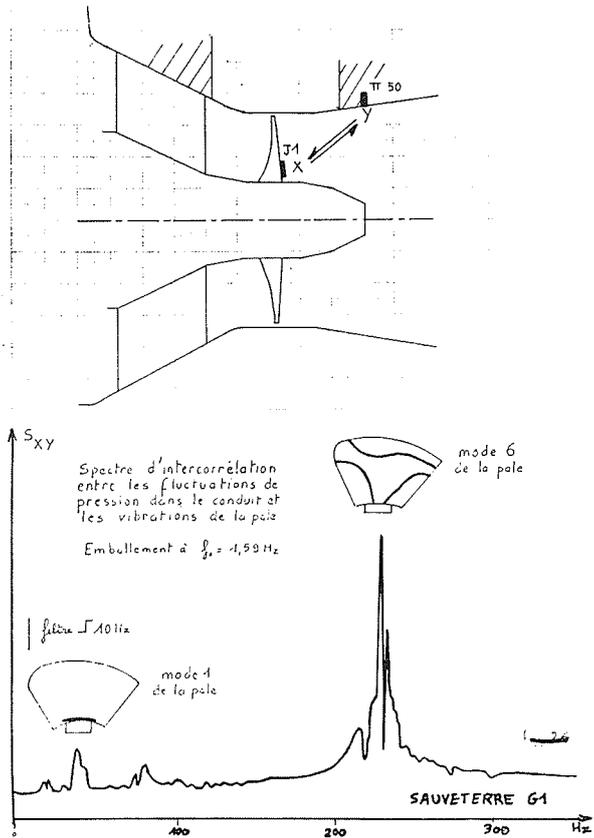


Figure 2 - Intercorrelation pression-contrainte dans un bulbe.

**Avant-distributeur**

Les mesures dans l'air des fréquences propres des avant-directrices de Cabora-Bassa (Francis de 480 MW) montrent que le facteur de surtension Q pour la première fréquence propre de flexion à 156 Hz est de l'ordre de 50 (amortissement réduit  $\eta = \frac{1}{2Q} = 10^{-2}$ ).

L'influence de la masse ajoutée de l'eau sur les fréquences propres a été mesurée sur un groupe Kaplan de 44 MW de Salignac. La première fréquence propre de flexion passe de 110 Hz dans l'air à 65 Hz dans l'eau.

**Distributeur**

La détermination expérimentale des fréquences propres de l'ensemble directrice-embliage est réalisée soit par excitation harmonique, par choc ou à partir de l'excitation produite par l'écoulement. La mesure se fait en général par jauges de contraintes disposées en pont de torsion sur le tourillon et par des accéléromètres fixés sur le profil de la directrice, sur le levier et le moyeu.

Les fréquences propres de torsion sont fonction de la position de la directrice, c'est-à-dire de l'ouverture du distributeur dans l'air comme dans l'eau.

La figure 3 donne la courbe de réponse mesurée sur le profil et sur le moyeu d'une directrice de Revin (Turbine-pompe de 180 MW). Le facteur de surtension Q est égal à 16, il est de 10 dans l'eau.

Les figures 4a à 4e illustrent les modes de torsion et flexion d'une directrice d'un groupe de Cabora Bassa. Chacune des directrices pèse environ 4 tonnes.

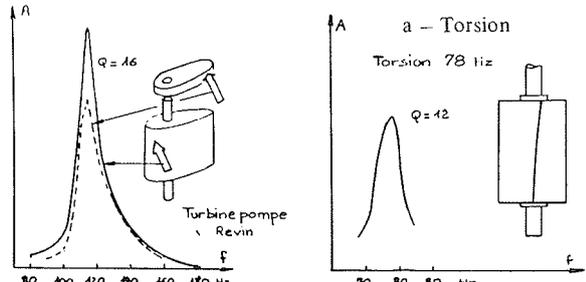


Figure 3 - Courbe de réponse d'une directrice de turbine-pompe.

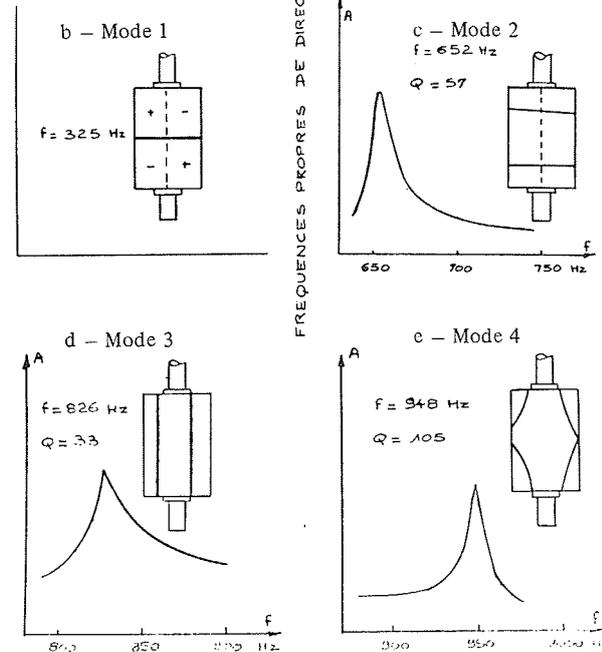


Figure 4 - Modes propres d'une direction de turbine Francis (Cabora Bossa).

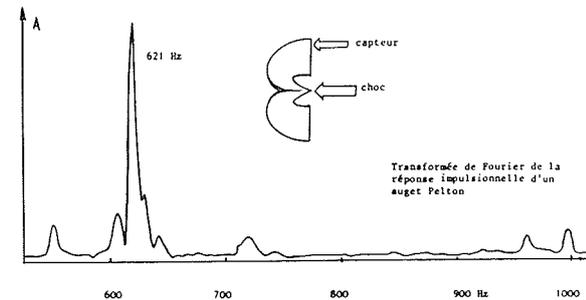


Figure 5 - Réponse impulsionnelle d'un auget Pelton.

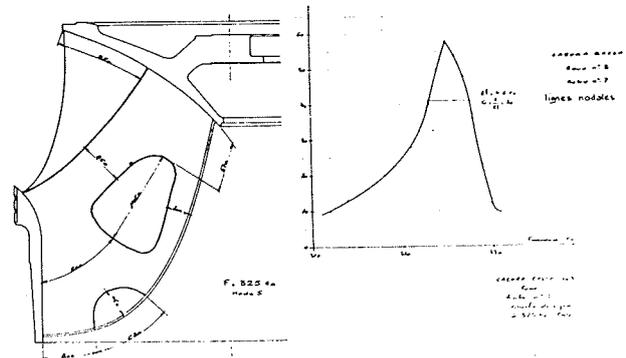


Figure 6 - Mode propre d'ordre 5 et courbe de réponse d'une aube de turbine Francis de 480 MW.

## Roues

C'est l'organe le plus délicat de la machine et, qu'il s'agisse d'une Pelton, d'une Kaplan, d'une Francis ou d'une turbine-pompe, le calcul de résistance doit tenir compte des composantes pulsatoires des sollicitations.

Le spectre (Fig. 5) représente la transformée de Fourier de la réponse impulsionnelle obtenue par choc sur l'arête d'un auget de turbine Pelton.

Un exemple relatif aux roues de turbines Francis est donné figure 6. Il s'agit du mode 5 à 325 Hz de la roue de Cabora Bassa.

La mesure des fréquences propres et la détermination des lignes nodales des pales de turbines Kaplan ou Bulbes s'effectue en général sur le groupe prêt au démarrage avant la mise en eau du conduit. Les pales sont, comme les augets de Pelton, d'excellents résonateurs et l'analyse spectrale des contraintes en pied de pale en régime met en évidence les premiers modes propres ainsi d'ailleurs que la fréquence du tour de roue et ses multiples.

## Mesures des contraintes et pressions sur les roues – Télémesure

L'emploi de l'émission radio a rendu possible la transmission dans de bonnes conditions des signaux provenant de jauges ou de capteurs disposés sur les parties tournantes des machines. Les principales applications concernent les mesures de contraintes et de pression sur les roues et les mesures de contraintes sur les arbres. La description du dispositif utilisé pour la mesure des contraintes sur les pales d'un groupe bulbe de Gervans illustre la méthode. On donne aussi quelques résultats des premières mesures effectuées en turbine sur la roue de Sainte-Croix sur le Verdon.

### Groupe bulbe de Gervans

De nombreuses campagnes de mesures ont été effectuées dans cette Centrale en collaboration étroite avec la C.N.R.

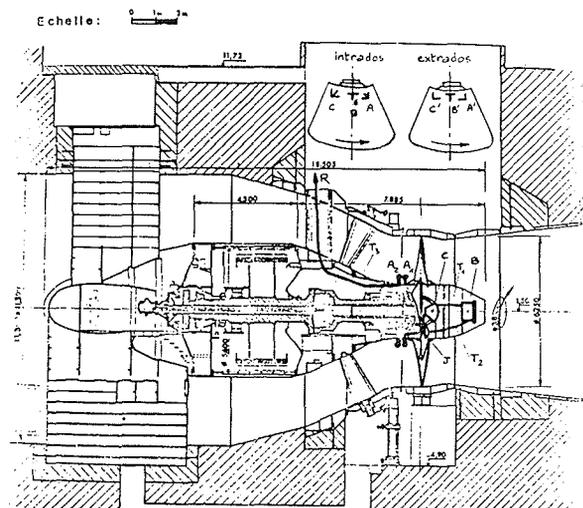
La roue comporte quatre pales et son diamètre est de 6,25 m. La puissance nominale du groupe est 30 MW.

La pale d'essai était équipée de 14 jauges de 1000  $\Omega$  disposées près de l'attache (Fig. 7).

L'alimentation est obtenue par des batteries au Cd-Ni d'une autonomie de 60 h. Les antennes sont constituées par deux cerceaux entourant le bulbe de part et d'autre du joint charbon. Une antenne est solidaire du moulinet, l'autre de la partie fixe. De l'antenne fixe part un câble blindé qui rejoint le récepteur radio en passant au-travers d'une avant-directrice creuse.

Pour chaque jauge, les fréquences sont imprimées sur télétype et les tensions sont enregistrées en série sur une bande magnétique.

La figure 8 reproduit les variations des contraintes en pied de pale 15 secondes après un déclenchement à pleine charge, soit 11 s au-delà de la survitesse maximum. Les spectres de densité d'énergie montrent bien la présence de fluctuations de contraintes à la fréquence



Gervans : Mesure de contraintes sur une pale. Dispositif de télémesure.

- J : jauge de contrainte
- C : "casquette" de protection des fils de jauges fixée sur le plateau de la pale par points de soudure
- T<sub>1</sub> : tube contenant les fils allant à la télémesure
- B : caisson étanche contenant l'ensemble de télémesure : modulateurs - commutateurs - émetteurs - amplis et batteries
- T<sub>2</sub> : tube contenant les fils allant à l'antenne émettrice
- A<sub>1</sub> : antenne émettrice tournante
- A<sub>2</sub> : antenne réceptrice fixe
- T<sub>3</sub> : tube contenant les fils allant au récepteur
- R : vers le récepteur.

Figure 7

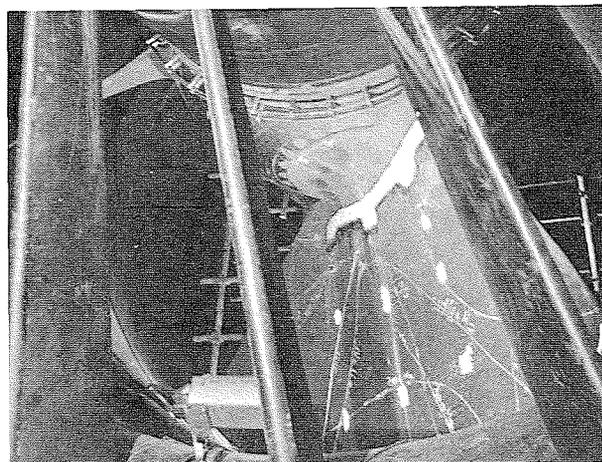


Figure 7 bis – Gervans : Vue de la pale équipée.

du tour de roue et suivant les modes propres d'ordre 1, 4 et 5 de la pale.

### Autres essais

Des variantes du dispositif décrit ci-dessus ont été employées pour mesurer les contraintes et les pressions sur des pales fixes de groupes bulbes et des aubes de Francis et de turbines-pompes. Les fils cheminent à l'intérieur de l'arbre et sortent, soit en bout d'arbre sur un collecteur tournant, soit par une rainure pratiquée



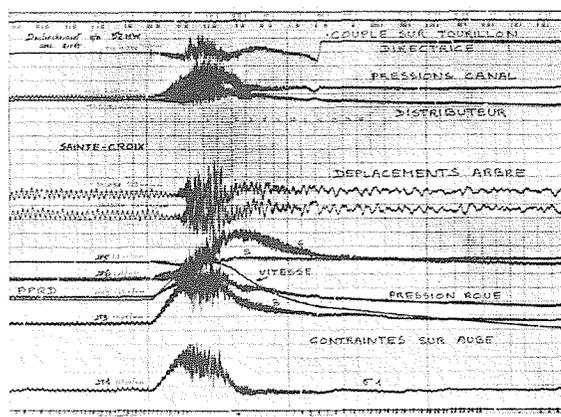


Figure 10 – Sainte-Croix – Enregistrement d'un déclenchement en turbine.

## Mouvements des lignes d'arbre – Efforts sur les paliers et les pivots

### Procédés de mesures

Les déplacements radiaux de l'arbre sont en général mesurés au niveau des paliers, du pivot et du plateau d'accouplement, dans deux plans perpendiculaires.

Les capteurs les plus utilisés sont des capteurs sans contact à courants de Foucault dont le support est solidaire du support de palier.

Les moments de flexion et de torsion sur l'arbre sont mesurés à partir de ponts de jauges extensométriques collés sur l'arbre. Les signaux sont transmis par télémesure, l'ensemble alimentation - émetteur étant fixé sur l'arbre par un collier. Ce dispositif permet en particulier de mesurer les valeurs instantanées du couple transmis par la roue à l'alternateur ou inversement.

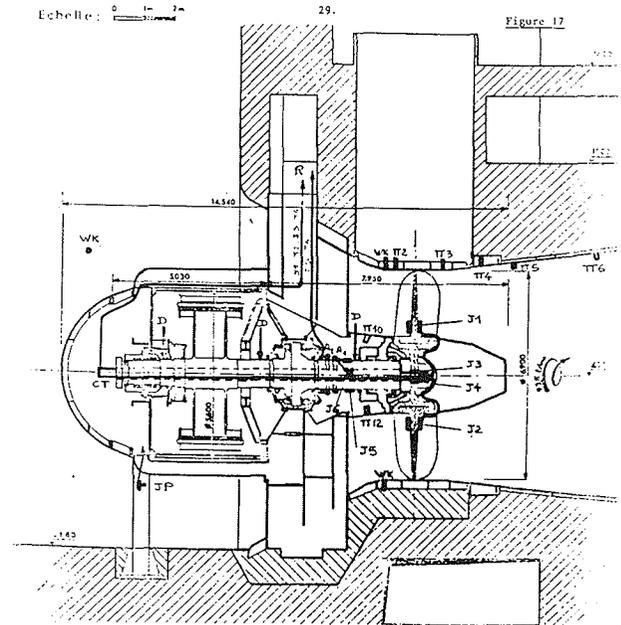
La poussée axiale est mesurée par l'intermédiaire de ponts de jauges disposés sur le cône ou le croisillon support de pivot. L'étalonnage est fait à partir du poids des parties tournantes pour les groupes à axe vertical, il est plus délicat pour les bulbes où l'on doit procéder par recouplement avec des valeurs théoriques.

La poussée radiale est mesurée à partir de ponts de jauges collés sur le support du palier turbine. L'étalonnage est réalisé en poussant sur la roue successivement dans deux directions perpendiculaires grâce à un vérin s'appuyant sur les avant-directrices.

La nature des efforts et moments appliqués à l'arbre par l'intermédiaire de la roue est illustrée par quelques exemples sur des groupes bulbes et des turbines-pompes.

### Cas des groupes bulbes (Fig. 11)

Les efforts radiaux et moments d'axes perpendiculaires à l'axe du groupe apparaissent lors des fonctionnements en régime perturbé tels que déclenchements, emballements et coupure du débit par la vanne amont. Dans ce dernier cas, les sollicitations sont telles qu'elles peuvent mettre en danger la tenue du ou des goujons d'accouplement de la roue à l'arbre.



SAUVETERRE : Mesures de contraintes - Déplacements - Pressions

- J1 - J2 - Pont de flexion sur 2 pales opposées
- J3 - J4 - Pont de flexion et pont de traction sur le goujon
- J5 - J6 - Pont de flexion et pont de traction sur l'arbre
- D - Déplacements de l'arbre suivant deux plans  $\perp$
- WK - Capteurs de pression  $\frac{1}{2}$  et  $\frac{3}{4}$  (ont leurs correspondants à  $90^\circ$  sur la ceinture)
- J.P. - Prises de pression pour évaluation du débit.
- A1 - Ponts de traction sur les piliers RD et RG.
- A2 - Antenne mobile collée sur l'arbre
- CT - Antenne fixe
- R - Collecteur tournant.
- R - Vers les récepteurs et enregistreurs.

Figure 11

On a représenté figure 12 les variations du moment de flexion sur l'arbre en fonction des ouvertures de la vanne amont et de la vanne aval obtenues au cours d'essais effectués sur un groupe bulbe à pales fixes de Sauveterre sur le Rhône.

La mesure directe du couple de torsion sur l'arbre lors d'un déclenchement met en évidence le passage en fonctionnement pompe à partir de la survitesse maximum. La puissance absorbée qui tend à ralentir le groupe atteint environ 20 % de la puissance maximum. Dans les bulbes classiques, ce phénomène crée entre distributeur et roue une dépression venant s'ajouter à celle due au coup de bélier.

La figure 13 montre un enregistrement obtenu lors du déclenchement d'un groupe de Sauveterre avec fermeture très lente de la vanne aval de façon à obtenir un emballement maximum.

### Groupes à axe vertical : turbines et turbines-pompes de type Francis

Les mouvements et les déformations de la ligne d'arbre des turbines et turbines-pompes de type Francis sont aussi liés, comme pour les bulbes, aux phénomènes d'écoulement non symétriques dans la roue en régimes perturbés.

L'enregistrement reproduit figure 14 donne une image de l'évolution des poussées radiales et axiales ainsi que quelques autres paramètres lors d'un déclenchement en turbine de la turbine-pompe de Sainte Croix.

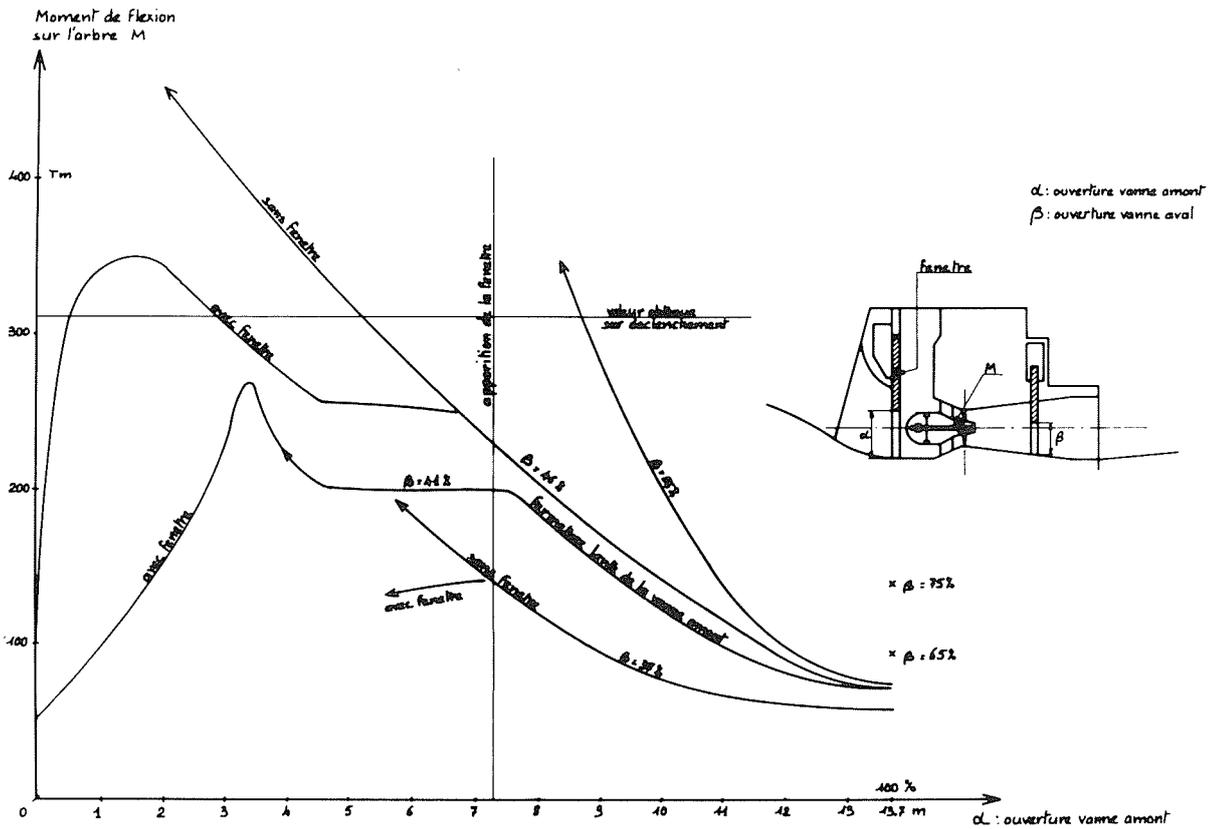


Figure 12 – Sauveterre G2 : Moment de flexion sur l’arbre lors de la coupure du débit par la vanne amont, à couple nul et pour différentes ouvertures de la vanne aval.

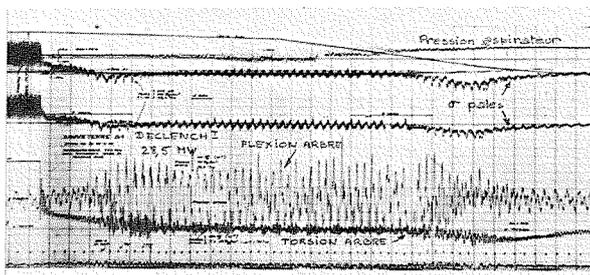


Figure 13 – Sauveterre : Déclenchement avec fermeture très lente de la vanne aval.

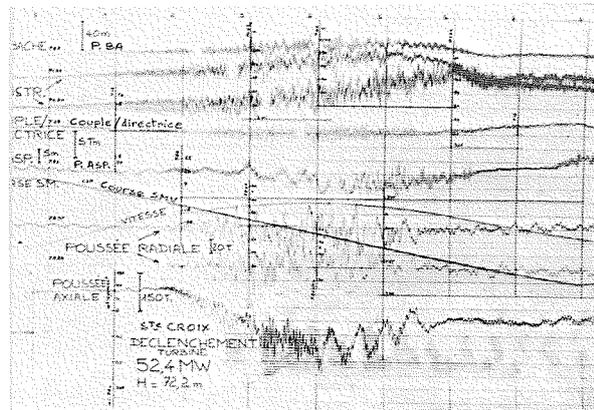


Figure 14 – Sainte-Croix : Déclenchement en turbine. Enregistrement des efforts radiaux et axiaux.

### Mesures et analyses des pressions dans le conduit hydraulique

Les principaux points de mesure de pressions dans une turbine sont situés dans la bache, dans les canaux entre directrices, sur le fond turbine de part et d’autre du labyrinthe supérieur pour les Francis, à l’amont au droit et à l’aval de la roue pour les Kaplan et dans l’aspirateur. Les capteurs utilisés sont principalement du type à membrane affleurante.

Tous ces capteurs ont une bande passante de l’ordre de 10 kHz, ce qui permet d’analyser avec précision les phénomènes pulsatoires.

L’enregistrement et l’analyse spectrale de la figure 15 montrent les fluctuations de pression engendrées par la roue au niveau de la ceinture d’un groupe bulbe. Les fréquences de ces oscillations sont celles du passage et de certains modes propres de la pale.

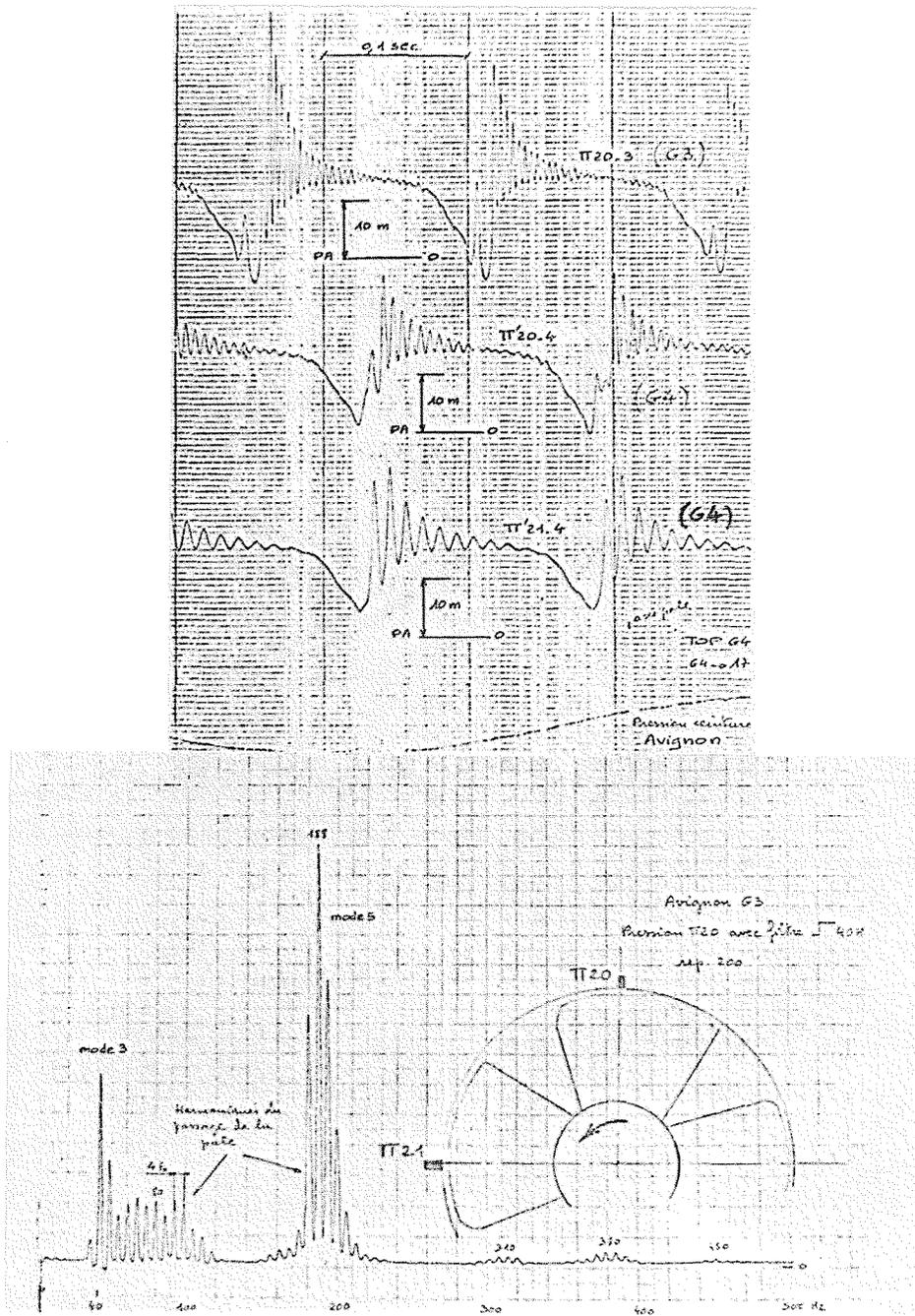


Figure 15 – Fluctuations de pression sur la ceinture d'un bulbe provoquées par le passage de la pale.

### Essais mécaniques sur modèle réduit de roue Francis

Avec l'apparition des méthodes de calculs par éléments finis, le modèle mathématique a remplacé dans bien des cas le modèle mécanique. Il est maintenant possible, en effet, de calculer des structures aux formes complexes dans le domaine élastique ou plastique et d'en étudier le comportement vibratoire.

Dans ces méthodes, le choix de la nature et du nombre d'éléments conditionne la précision et le prix du calcul. On cherchera à réduire le nombre de degrés de liberté en conservant à la structure sa représentativité qui peut être différente suivant la nature des résultats demandés : déformations globales, concentration de contraintes, analyse vibratoire...

Ces résultats dépendent aussi des conditions aux limites, des charges, des lois de comportement du matériau prises en compte par le programme de calculs. L'expérience dira si, globalement, toutes ces hypothèses étaient correctes.

Enfin certaines données de base, telles que la valeur des amortissements pour les phénomènes de vibrations en présence de fluide ne peuvent être connues qu'expérimentalement.

L'exemple relatif au modèle réduit d'une roue de turbine Francis a été choisi pour illustrer la liaison entre les essais et les calculs, car il constitue une étude très complète incluant à la fois la détermination expérimentale des contraintes et des modes de vibrations dans l'air et dans l'eau, et la modélisation de la structure suivie du calcul par éléments finis.

La roue en acier moulé a un diamètre de sortie de 600 mm et comporte 18 aubes. C'est le modèle réduit au 1/10 d'une roue de turbine produisant environ 250 MW sous 100 m de chute.

**Mesure des contraintes**

La roue est équipée de 86 jauges d'extensométrie et de 4 capteurs de déplacement. Les mesures ont été faites dans l'air pour différentes vitesses de rotation comprises entre 500 et 2300 tr/mn. La transmission des informations en provenance des jauges est effectuée par télémesure.

La figure 16 montre la roue équipée. Sur la figure 17 sont représentés les résultats du calcul par éléments finis comparés aux mesures.

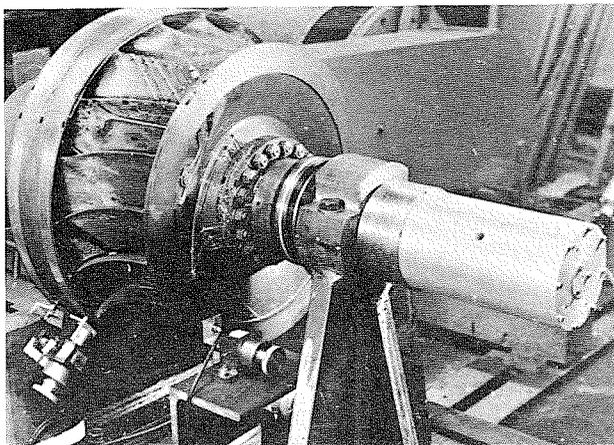
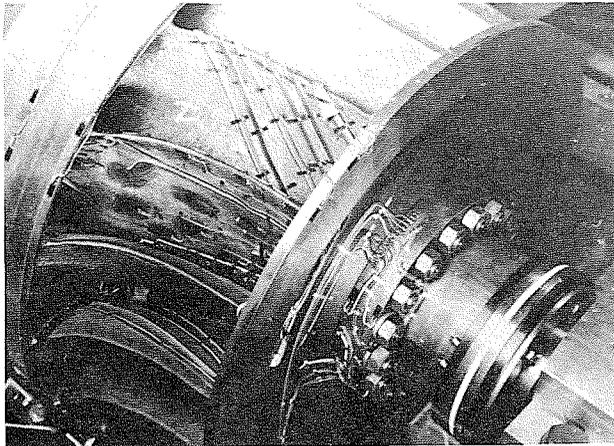


Figure 16 – Modèle réduit de roue Francis équipé pour la mesure des contraintes.

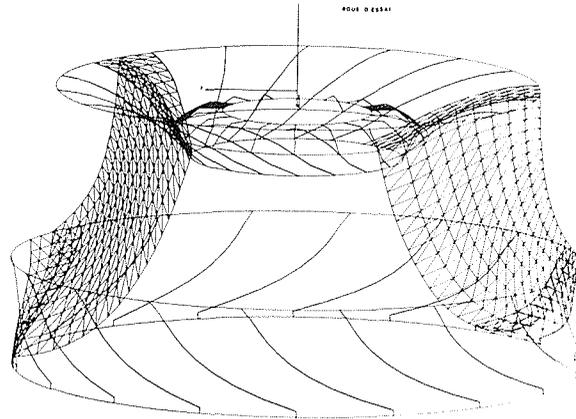


Figure 17 – Maillage d'une roue pour le calcul par éléments finis.

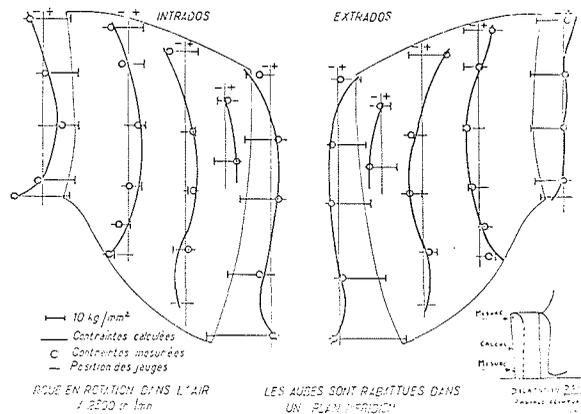


Figure 17 bis – Contraintes sur une roue modèle. Comparaison essais-calculs.

**Mesure des fréquences propres dans l'air et dans l'eau**

Le modèle utilisé pour les mesures de contraintes a servi à la détermination des principaux modes propres de vibration dans l'air et dans l'eau. Un anneau de grande inertie radiale a été disposé autour de la ceinture pour simuler la présence du labyrinthe avec différents jeux.

Comme on peut le remarquer sur la figure 18 le spectre de fréquence est très riche et il est difficile de retrouver exactement dans l'eau tous les pics apparaissant dans l'air, ceux-ci étant amortis, et certains ayant

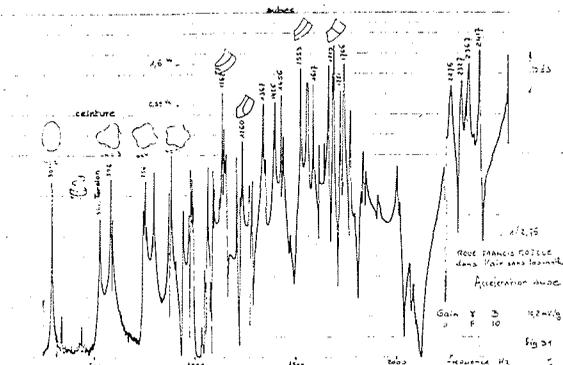


Figure 18 – Spectre des fréquences propres d'une roue Francis modèle réduit.

disparu. On peut estimer néanmoins à 45/50 % l'abaissement des fréquences dans l'eau.

Pour les modes 2, 3 et 4 de la ceinture, l'abaissement de fréquence dû au fluide est respectivement de 24, 43 et 41 %. La présence du labyrinthe avec un jeu radial de 0,4 mm, ne modifie pratiquement pas les fréquences mais multiplie par 10 les amortissements des modes de ceinture.

## Méthodes de calculs

Pour répondre aux besoins de la construction dans les domaines aussi divers que l'hydraulique, le nucléaire, les antennes de télécommunications par satellites, les matériels de traitement des matériaux, l'océanographie, etc. un certain nombre de programmes de calculs ont été développés par notre société.

Ils concernent principalement l'étude des contraintes et déformations élastiques ou plastiques, la détermination des modes propres et des réponses ainsi que la stabilité des structures. Les principales méthodes utilisées sont basées sur les équations intégrales et les éléments finis. Dans certains cas particuliers, il est aussi possible de faire appel à certains gros systèmes de calculs à partir de terminaux ; les plus utilisés sont Nastran, Bosor 4, SAP 4, TRICO etc.

Ces programmes doivent traiter un grand nombre de données provenant de la modélisation de la structure et fournissent par conséquent un nombre encore plus important de résultats. Pour cette raison, ils sont précédés par des programmes de prétraitement : maillage automatique, minimisation de largeur de bande des matrices de rigidité, calcul et mise en place des charges, et suivis par des programmes de tracés donnant sous forme graphique les déformées, les contraintes ou les courbes d'isovaleurs.

## Méthodes basées sur les équations intégrales

Les premières études consacrées à l'emploi des équations intégrales pour résoudre les problèmes d'élasticité ont été entreprises il y a une vingtaine d'années environ. Elles ont permis de résoudre le problème des déformations des coques de révolution chargées axisymétriquement, les efforts pouvant dépendre des champs de déplacements. La méthode utilisée pour les coques de révolution consiste à transformer les équations différentielles de base en un système d'équations intégrales de Fredholm. Ces équations sont ensuite résolues soit numériquement, soit en développant les solutions en séries de fonctions propres associées aux opérateurs différentiels.

Des programmes généraux ont été établis pour des coques à génératrice définie analytiquement telles que sphères, tores d'épaisseur constante, plaques, cylindres et cônes d'épaisseur linéairement variable ou constante.

Ces programmes fournissent, pour des cas de charges élémentaires donnés, les coefficients d'influence des

contraintes et déformations sur les bases et le long de la génératrice de la coque. Ils sont d'autre part intégrés dans les programmes de calcul spécifiques de certaines structures comme les bâches de turbines, les réservoirs sous pression, les brides etc.

L'avantage de cette méthode réside dans la grande précision obtenue pour un volume de calculs réduit, donc un faible coût d'exploitation sur ordinateur, ce qui en fait un moyen intéressant pour résoudre les problèmes d'optimisation.

La généralisation de la méthode aux problèmes à deux et trois dimensions a été entreprise par les équipes de calcul du Centre Technique des Industries Mécaniques avec lesquelles nous collaborons étroitement. Les inconnues du problème sont les champs de déplacements à l'intérieur de la structure. Les équations différentielles de base sont constituées par l'équation de Navier pour l'élasticité avec les conditions aux limites associées.

Le passage aux équations intégrales est obtenu grâce à la relation de Betti analogue à la formule de Green pour l'opérateur de Laplace.

Ces relations relient les déplacements des points à l'intérieur et sur la surface aux déplacements et tensions sur la surface. Le problème est ainsi réduit d'une dimension, ce qui facilite la représentation de la géométrie.

D'autre part, la subdivision de la structure en sous-régions reliées par les équations de continuité permet de diminuer le nombre d'éléments dans les matrices.

Des exemples très détaillés ont été publiés dans les mémoires techniques du CETIM où l'on donne en particulier des comparaisons de calculs et d'essais effectués sur des brides à collet conique. Les calculs ont été effectués avec plusieurs programmes basés sur les équations intégrales et les éléments finis.

## Méthode des éléments finis

Les avantages de cette méthode en ont fait le moyen le mieux adapté et le plus utilisé dans le calcul des structures de formes et de charges complexes.

Le programme Neustruc employé généralement pour le calcul des structures de turbomachines, utilise les éléments de poutres, barres, triangles à trois nœuds et rectangles à quatre nœuds. Chaque élément peut être composé d'un matériau différent pour lequel on définit le module d'Young, le coefficient de Poisson, la masse volumique, le coefficient de dilatation linéaire.

A titre d'exemple, la figure 19 représente l'élément triangulaire à 3 nœuds dans le plan  $xOy$  du repère local.  $Oz$  est la normale à ce plan.

Le vecteur déplacement associé à l'élément est :

$$U_e = \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{Bmatrix} \quad \text{avec } U_i = \begin{Bmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix}_i = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix}_i \quad i = 1,2,3,$$

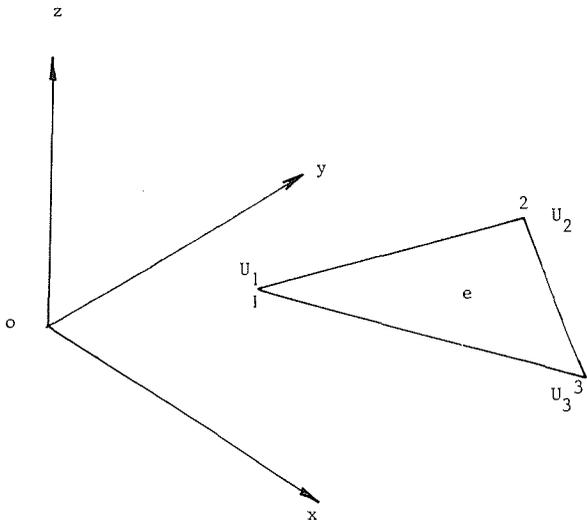


Figure 19 – Élément fini triangulaire à 6 degrés de liberté par nœud.

L'élément étant plan, la matrice de rigidité peut être décomposée en rigidité de membrane  $K_1$ , rigidité de flexion  $K_2$ , et rigidité de rotation  $K_3$ , dans le plan  $xOy$  autour de  $Oz$ .

- Dans le plan du triangle :  
les déplacements  $u$  et  $v$  ont une forme linéaire en  $x$  et en  $y$

$$U = \begin{vmatrix} u \\ v \end{vmatrix} \quad \begin{matrix} u = a_1 + a_2x + a_3y \\ v = a_4 + a_5x + a_6y \end{matrix}$$

les composantes des déformations ainsi que les contraintes sont donc constantes à l'intérieur de l'élément.

- En flexion :  
le déplacement  $w$  perpendiculaire au plan de l'élément a une forme cubique.

$$w = C_1 + C_2x + C_3y + C_4x^2 + C_5xy + C_6y^2 + C_7x^3 + C_8(xy^2 + y^2x) + C_9y^3$$

- En rotation suivant  $Oz$  :  
on utilise une matrice de rigidité empirique due à Zienkiewicz

$$K_3 = \alpha EtS \begin{vmatrix} 1 & -1/2 & -1/2 \\ -1/2 & 1 & -1/2 \\ -1/2 & -1/2 & 1 \end{vmatrix}$$

avec  $\alpha = 0,03$   $t$  = épaisseur de l'élément  
 $S$  = surface de l'élément

Les charges appliquées peuvent être de quatre types :

- Forces et moments concentrés aux nœuds
- Charges thermiques sur chaque élément
- Charges de volume (poids – forces centrifuges)
- Charges de surface (pression)

Les conditions aux limites sont imposées en un certain nombre de nœuds particuliers de la structure. Elles ont pour but d'une part de fixer la structure dans l'espace et de l'empêcher de se déplacer en bloc, et d'autre part d'imposer une valeur aux déplacements de certains nœuds, ou de tenir compte d'une fondation élastique.

Certaines particularités géométriques peuvent être prises en compte pour réduire dans des proportions très importantes la description de la structure et la taille des calculs. Il s'agit principalement :

- des symétries par rapport à un plan
- des répétitions de la structure par translation ou rotation autour d'un axe.

Si les charges présentent les mêmes symétries ou les mêmes périodicités, on ne calcule qu'un secteur de la structure sans introduire d'approximation supplémentaire.

La génération et la vérification du maillage sont des opérations très importantes dans le calcul par éléments finis. Des programmes de maillage automatiques tels que Neymail permettent de générer la structure à partir d'un nombre réduit de coordonnées. Un programme de minimisation de largeur de bande des grands systèmes d'équations, Neyband, est utilisé ensuite pour diminuer le nombre d'opérations.

### Programmes de tracés

Le volume important des données et surtout celui des résultats rend obligatoire la représentation graphique.

Le programme Neystel est un programme général de tracé dont les caractéristiques principales sont les suivantes :

- représentation totale ou partielle de la structure, en projection, perspective, coupe etc.
- tracé de la déformée,
- tracé des contraintes,
- tracé d'isovaleurs : collines de pressions, courbes d'égale contrainte.

Les figures 20, 21, 22 donnent des exemples de maillages et de résultats obtenus pour des éléments de turbines Francis et de turbines-pompes.

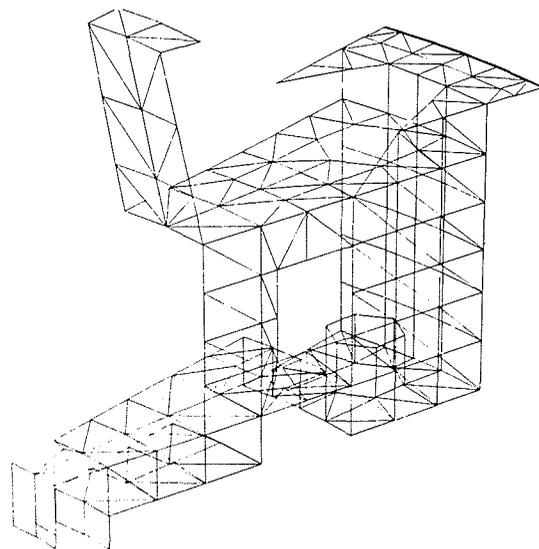


Figure 20 – Flaque supérieur de turbines Francis. Secteur pris en compte pour le calcul.

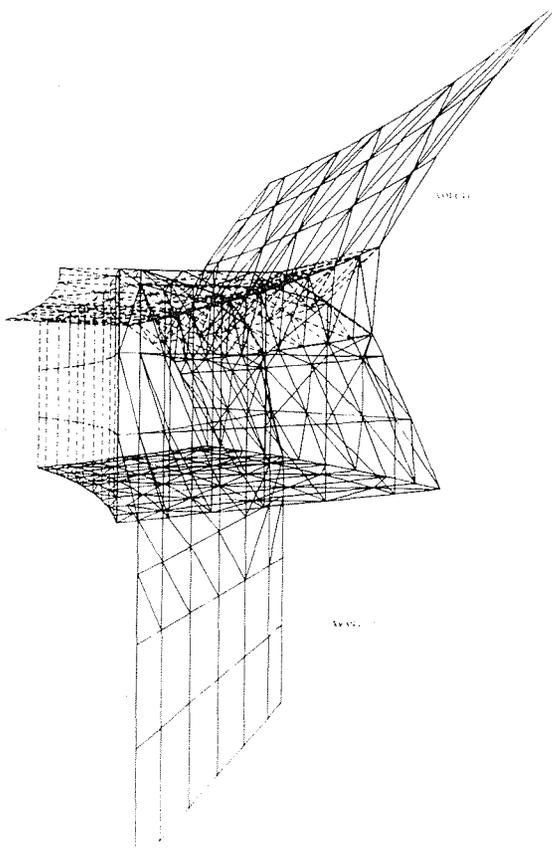


Figure 21 – Bache de turbine. Secteur pris en compte pour le calcul.

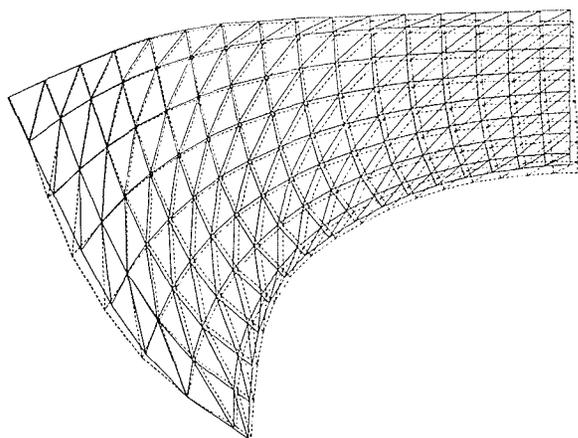


Figure 22 – Aube de turbine pompe. Déformée en régime nominal.

Echelle du tracé 5 cm = ———  
 Echelle des déplacements : 1 mm = - - - - -

## Conclusion

L'accroissement important des performances des turbomachines hydrauliques a pu être réalisé grâce aux recherches expérimentales en laboratoire ou sur le site et aussi grâce au développement des méthodes de calculs. Les deux moyens complémentaires que constituent les essais et les calculs permettent de définir la réponse des structures par des méthodes différentes à l'origine mais profondément imbriquées et indissociables. L'histoire montre que les mesures sont toujours accompagnées par une série de calculs et que, réciproquement, tout calcul de structure est précédé ou suivi d'un essai sur modèle ou prototype.

De plus en plus les résultats de mesures sont traités numériquement, ce qui établit une analogie encore plus étroite entre les deux méthodes.

Les grandes étapes dans la connaissance du fonctionnement des turbomachines hydrauliques ont été marquées tout d'abord par l'emploi des jauges de contraintes, le perfectionnement des capteurs de pression et de déplacement sans contact, puis par l'utilisation de la télémessure et enfin par l'analyse spectrale et le traitement numérique de l'information. Des progrès seront encore réalisés par l'emploi du laser et des systèmes rapides de conversion analogique numérique permettant de traiter par mini ordinateur les phénomènes dynamiques. Les investissements deviennent alors importants mais les gains de temps et la richesse des informations recueillies les justifient.

C'est bien entendu à l'ordinateur que l'on doit les progrès en calcul des structures. Ses performances ont permis le développement de méthodes nécessitant le traitement d'un nombre important de données telles que la méthode des éléments finis. Néanmoins, les coûts de calculs peuvent devenir prohibitifs lorsque ces méthodes sont employées pour résoudre des problèmes d'optimisation.

L'étape suivante doit tendre à réduire les temps de calculs par l'emploi de méthodes plus performantes, et une modélisation "économique" de la structure rendue possible par une meilleure connaissance expérimentale.

Les quelques exemples d'essais spéciaux que nous avons présentés ont été réalisés en France grâce à l'aimable autorisation d'Electricité de France et de la Compagnie Nationale du Rhône et avec la collaboration de leurs équipes d'essais. Nous tenons à les remercier pour leur aide.

Dans le domaine des calculs enfin, nous mentionnerons particulièrement les échanges fructueux établis avec les équipes de recherche du Centre Technique des Industries Mécaniques.

## Bibliographie

- CASACCI S. et BOSCH J. – *Calcul à la flexion des coques coniques d'épaisseur constante soumise à des charges axisymétriques – Table des coefficients d'influence – Comparaison avec les coques cylindriques, les plaques circulaires et les anneaux coniques.* – Octobre 1958 – Dunod 1959.
- CASACCI S. – *Etude de la flexion des coques de révolution chargées axisymétriquement – Travaux* – Novembre/Décembre 1959.
- CASACCI S. – *Flexion des coques de révolution soumises à des champs axisymétriques de forces et de températures.* Thèse de Docteur-Ingénieur présentée à la Faculté des Sciences de l'Université de Grenoble – 23 Avril 1960.
- CASACCI S. et PICOLLIER G. – *Etude de la flexion des coques coniques d'épaisseur variable soumises à des efforts centrifuges.* – *La Houille Blanche* n° 1 – 1961.
- CASACCI S. et PICOLLIER G. – *Etude de la flexion des coques toriques d'épaisseur constante chargées axisymétriquement* – *La Houille Blanche* n° 1 – 1962 – *Mécanique et Electricité* Février 1965.
- MEYER R. et MEUNIER G. – *Détermination des surpressions et des survitesses des groupes hydroélectriques munis de turbines Francis ou Kaplan* – *La Houille Blanche* n° 4 – Septembre 1962.
- CASACCI S. – *Calcul à la flexion des plaques et des coques de révolution soumises à des champs de forces dépendant des déplacements – Fondations élastiques – vibrations – flambages* – Thèse d'Etat présentée à la Faculté des Sciences de l'Université de Grenoble – 10 Juin 1966.
- PICOLLIER G. – *Solutions numériques et analytiques du problème des déformations axisymétriques des coques coniques dont l'épaisseur varie linéairement* – Thèse de Docteur-Ingénieur présentée à Grenoble en Novembre 1966.
- BOUTILLON J.P., LACHAT J.C. et PICOLLIER G. – *Jonctions par brides : Détermination des contraintes et des déformations* – *Les Mémoires techniques du CETIM* n° 6 – Octobre 1970.
- BOUTILLON J.P. et LACHAT J.C. – *Introduction aux méthodes de calcul par différences finies et éléments finis* – *Informations CETIM* 17 Octobre 1970.
- CASACCI S. – *Analyse des vibrations et des instabilités de fonctionnement dans les turbines-pompes* – Conférence Madrid 15.12.1970.
- CASACCI S., WEGNER M. et GUITON P. – *Analyse des vibrations et des instabilités de fonctionnement dans les turbines-pompes* – S.H.F. 18-19 Mars 1971 – *La Houille Blanche* n° 6 – 1971 – P. 519 – 530.
- CASACCI S. – *Analyse des efforts agissant sur les augets des roues Pelton de grandes dimensions, leur influence sur la tenue à la fatigue* – Février 1971.

## Discussion

Président : M. H. de MAUBLANC

M. le Président remercie M. PICOLLIER dont l'exposé a montré d'une façon frappante l'importance de l'arsenal mis en œuvre pour déterminer dans le détail les caractéristiques de fonctionnement des turbomachines modernes. Il ouvre ensuite la discussion.

M. BAETZ (E.D.F., Production hydraulique) se félicite des moyens de calcul et d'essais actuellement disponibles et présente les commentaires ci-après :

1 – En ce qui concerne le calcul des bâches spirales, les sollicitations maximales ont lieu lors de l'épreuve hydraulique. Il y a, au cours de cet essai, des dépassements de la limite d'élasticité en certains points. A l'Electricité de France, nous ne sommes pas opposés à des plastifications locales du métal. Il se produit, non seulement au cours de l'épreuve hydraulique une vérification réelle de tous les assemblages et soudures mais aussi un détensionnement partiel des soudures et des contraintes résiduelles de fabrication (tensions qui abaissent la résistance de la bêche à la fatigue et augmentent les risques de ruptures fragiles). Compte tenu des moyens de calculs précis dont il a été question, pourquoi les Constructeurs sont-ils réticents à exécuter ces épreuves hydrauliques ? Peut-être faudrait-il développer des programmes de calcul des contraintes en élasto-plasticité, ce qui présente très certainement des difficultés de calcul importantes.

2 – Concernant les essais extensométriques sur les pales de Kaplan, nous avons vu des applications très intéressantes. Je voudrais signaler qu'en exploitation, nous avons constaté sur plusieurs pales provenant de différents Constructeurs des fissurations qui se développaient à partir de l'extrémité du congé de raccordement entre l'aube et le tourillon, près de l'ogive côté bord d'attaque ; or, sur les diapositives qui nous ont été présentées, je n'ai pas vu de jauges de contrainte dans ces zones très localisées.

On aurait pu, en effet, répond M. PICOLLIER, placer des jauges plus près de ce congé, mais le but des essais était moins de rechercher d'éventuelles zones d'initiation de fissures, dont le niveau de contrainte moyen peut être faible, que de mesurer les valeurs moyennes et fluctuantes des contraintes aux endroits les plus chargés pour différents régimes de fonctionnement. D'autre part, le nombre de voies de mesures était limité.

Pour ce qui est de notre réticence à faire certains essais, elle s'explique par le désir bien compréhensible du Constructeur de ne pas trop maltraiter sa machine. Les études dans le domaine plastique peuvent être faites par le calcul si besoin est. Des essais de déformation plastique ont été effectués sur modèles réduits et prolongés jusqu'à la rupture. Quant aux essais sur bêche réelle, nous en avons effectués à l'usine hydro-électrique de Monteynard.

A ce propos, M. CRAVERO rappelle les résultats d'une étude entreprise en son temps à Electricité de France sur le comportement des bâches de turbines en tôles soudées, bloquées dans le béton.

L'étude avait conclu qu'effectivement l'épreuve d'essai des bâches avant blocage était très sévère puisque se développaient des contraintes élevées dans les tôles, dues à des flexions locales engendrées par la rotation de l'avant-distributeur et que cette rotation disparaissait avec le blocage dans le béton. Elle concluait également que les calculs séparés des bâches et du ferrailage du béton ne tenant pas compte l'un de l'autre conduisaient à adopter, pour ces structures, des marges de sécurité disproportionnées par rapport à celles admises sur d'autres parties des installations.

Le Cahier des charges, dit M. BOSCH (Neyrpic), prévoit un essai à une pression supérieure de 30 % à 50 % selon les cas, à la pression de service, avec des conditions d'appui fort différentes des conditions réelles et sans l'influence du béton.

Pourquoi faire subir à un matériel des sévices qu'il n'aura jamais à supporter en service ?

Un compromis doit intervenir entre le Maître d'œuvre qui a besoin d'un matériel remplissant une certaine fonction avec un certain degré de sécurité et le Constructeur qui doit observer le Cahier des charges avec, en outre, la contrainte d'un prix fixé. Je suppose que nos collègues constructeurs étrangers rencontrent le même problème vis-à-vis de leurs clients ; ils semblent avoir trouvé un arrangement.

M. LACOSTE intervient en ces termes :

Je me permets de répondre à M. BOSC pour dire que nous sommes, pour notre part, très attachés à ces essais.

En effet, de très nombreux exemples montrent qu'il est assez fréquent qu'une machine ou une installation soit soumise à des sollicitations exceptionnelles beaucoup plus élevées que celles correspondant à un fonctionnement normal.

C'est ainsi qu'à Curbans, la fermeture brusque et accidentelle de toutes les directrices a été à l'origine d'une surpression dans la conduite et la bêche égale à 5 fois la pression statique. Un phénomène semblable vient d'avoir lieu sur un bulbe d'Argentat et a provoqué de graves dégâts.

On pourrait multiplier les exemples ; aussi nous, exploitants, avons la conviction que les essais synthétiques que nous imposons dans nos cahiers des charges : pression pour les bâches et conduites, emballement pour les machines, surcharge pour les ponts roulants, etc., sont nécessaires, doivent être effectués et permettent de limiter les conséquences des accidents inévitables d'exploitation.

M. PICOLLIER se déclare tout à fait d'accord avec M. LACOSTE. Mais, dit-il, toute la difficulté entre Exploitant et Constructeur provient du fait que le premier souhaite obtenir la plus grande sécurité dans tous les cas possibles tandis qu'au moment de la commande de la machine, on cherche à optimiser le rapport prix/service rendu.

Je crois que nous ne viderons pas cette querelle ce soir, constate M. le Président, qui conclut :

Il m'est agréable de remercier les organisateurs et aussi ceux qui ont pris la peine de préparer des rapports fort intéressants, ainsi que ceux qui ont pris la parole pour animer ces débats et discussions.

## Abstract

### Hydraulic turbomachines Industrial tests and design calculation procedure

Static and dynamic load data for steady and transient conditions are basic design requirements for the machines considered in this report. Tests and calculation are complementary as a source of this information, the former in supplying the basic calculation assumptions and confirming the "representativeness" of the mathematical model.

Turbomachine structures are subjected to both hydraulic and mechanical loads. Mechanical loads mainly result from weight and inertia effects (centrifugal and prestress loads), which are fairly easily determined. Hydraulic loads are of two distinct kinds, one being associated with pressure and its fluctuations caused by water-hammer and wave propagation in pipes, and the other with flow forces through the bladings.

Overpressure and overspeed values to take into account in connection with machine disconnection overloads are determined with the aid of a general transient condition calculation program for turbines, pumps and pump-turbines.

Stationary pressure distributions around guide-vanes and runner blades are calculated by a blading flow program.

Having defined the loads and checked them by model and industrial tests, strength calculations are carried out with general or specific programs, depending on the considered turbine component and type of stress. In addition, calculated data are checked against experimental data obtained on models and, especially, machines operating in the power station. The latter tests take place when a unit is started up, or during operation if a particular problem requires investigation.

The first requirement for experimental investigation of dynamic machine behaviour is to determine the natural modes of its main components, e.g. stay-vanes, guide-vanes and runner, in both air and water. This is usually done by harmonic excitation (Figs. 1, 3, 4 and 6). In addition, basic frequency can be determined by impact (Fig. 5).

The most important quantities measured in industrial tests include displacement, velocity, acceleration, pressure, stationary and moving component stresses and operating parameters, e.g. guide-vane and runner blade settings, electric power, levels, etc. Typical instrumentation for bulb units and pump-turbines is illustrated in Figures 7, 9 and 11.

Runner stresses and pressure (Figs. 8 and 10) and flexural and torsional shaft stresses (Figs. 12 and 13) are determined by radio signal transmission. Radial and axial thrust on vertical-shaft units is measured by strain gauges on the bearing support and thrust bearing. The strain gauges are calibrated by applying radial load to the runner and lifting the rotor. Fig. 14 shows thrust behaviour for the pump-turbine at Sainte-Croix during load rejection when operating as a turbine.

After magnetic recording of the data, the energy density spectra and inter-spectra are calculated by a correlator operating in conjunction with a numerical Fourier transformer (Fig. 2). The origin and type of pulsation associated with a given effect are determined by spectrum analysis (Fig. 15).

The connection between tests and calculation is illustrated by an example of experimental and theoretical stress determination on a Francis turbine runner model (Figs. 16, 17 and 18).

The calculation programs relate mainly to investigation of stress and elastic or plastic strain and determination of natural mode, response and structural stability. The methods used are based on integral equations and finite elements (Fig. 19). These programs are preceded by pre-processing programs, i.e. automatic meshing, band width minimalisation, calculating and positioning of loads, and are followed by data-plotting programs (Figs. 20, 21 and 22).