Conception et construction des turbomachines hydrauliques de grandes dimensions

Séverin Casacci

Directeur Technique NEYRPIC

Claude Moulin

Chef du Service Hydraulique NEYRPIC

Jacques Bosc

Ingénieur en Chef du Groupe Hydraulique NEYRPIC

Albert Sauron

Chef du Bureau d'Etudes Turbines NEYRPIC

Introduction

En une dizaine d'années, les puissances unitaires des turbomachines de grandes dimensions ont passé de 200 MW à près de 800 MW. Les optimistes parlent déjà de groupes de plus de 1 000 MW.

Les groupes hydro-électriques se caractérisent par un facteur d'utilisation excellent et n'exigent que des temps de mise au point et d'entretien négligeables. La rapidité des mises en service et des prises de charge, la possibilité de fonctionner de la marche à vide à la pleine charge sans contrainte spéciale constituent des avantages d'exploitation exceptionnels. Pour conserver ces qualités aux turbines géantes, les constructeurs ont exécuté un volume très important de recherches et d'essais dans tous les domaines et plus particulièrement en hydraulique et en mécanique.

Pour les turbines Francis, deux développements se poursuivent simultanément, l'un cherche à augmenter la chute limite maximale utilisable, l'autre à permettre l'emploi de tracé d'un n_s donné sous des chutes de plus en plus fortes. Cette évolution remarquable, motivée par la recherche de la rentabilité maximale, est devenue possible et continue grâce à l'approfondissement de nos connaissances sur les écoulements dans les turbines et sur les phénomènes de cavitation.

La conception et la construction des turbomachines de grandes dimensions ont bénéficié au cours des dix dernières années de progrès notables réalisés dans tous les domaines, parmi lesquels il faut citer particulièrement :

- La réduction des dimensions par l'augmentation de la puissance spécifique et l'adoption de vitesses de rotation élevées, tout en maintenant de hautes performances hydrauliques.
- La meilleure connaissance des efforts hydrodynamiques permanents et pulsatoires appliqués aux structures fixes et aux parties tournantes, acquise par des

essais et des mesures, soit sur modèles réduits, soit sur des machines industrielles. Grâce aux essais hydrauliques réalisés sur un modèle réduit en similitude, il est possible de prévoir le comportement de la turbine future dans toutes les circonstances particulières de l'exploitation ; le coût de ces recherches est un investissement bien faible au regard des possibilités qu'elles offrent de résoudre rapidement les éventuels problèmes d'instabilité ou de cavitation sur les prototypes.

- La détermination beaucoup plus précise des contraintes et déformations dans les différentes structures des machines, et l'analyse statique et dynamique de leur comportement, par la méthode des éléments finis.
- L'évolution des procédés de fabrication, principalement des techniques de soudage, adaptés aux exigences nouvelles que pose la réalisation de composants de volume et de masse importants.

Nous donnons dans la présente étude un aperçu des progrès techniques qui ont permis de réaliser en toute sécurité les turbomachines de grandes dimensions.

Turbines Francis de grandes dimensions

Evolution des tracés et caractéristiques hydrauliques. Exigences de rentabilité et de sécurité

Augmentation des puissances spécifiques et amélioration de la tenue à la cavitation

L'économie d'ensemble des installations de très grandes puissances équipées de machines géantes oblige les constructeurs à rechercher une réduction des dimensions. Ces dimensions économiques s'obtiennent par augmentation de la puissance spécifique et adoption de vitesse de rotation élevée ; les turbines géantes sont donc

toujours des machines de hautes performances hydrauliques tant du point de vue des rendements et de la stabilité d'écoulement que de la tenue à la cavitation.

Pour illustrer cette tendance, nous signalerons que nous venons de proposer récemment à Electricité de France de remplacer les roues de certaines centrales anciennes par des tracés mis au point dernièrement pour les centrales géantes du Brésil, du Canada, ou de l'Afrique Centrale.

L'estimation moyenne des avantages à espérer de ces remplacements de roue a été chiffrée à :

- un gain de rendement de 2 % environ,
- une augmentation des puissances de 8 % pour les mêmes dimensions de sortie de roue,
- une amélioration du sigma admissible conduisant soit à une différence de calage en altitude de 1 à 2 mètres soit à un surcroît de puissance à calage constant.

Ainsi pour la Centrale de Genissiat (groupes Neyrpic), l'amélioration proposée est la suivante :

	Ancien tracé	Nouveau tracé
Maximum de rendement sous 65 m	92 % à 56 MW	93,5 % à 61 MW
A forte charge	86 % à 72 MW	88,5 % à 72 MW 86 % à 75,5 MW

Présentons également la comparaison de deux aménagements étudiés à 16 ans d'intervalle sous des chutes voisines de 60 mètres :

- Mequinenza (Espagne) en 1958
 ϕ roue 4 300 mm, 80 MW sous 62 m, à 150 tr/mn, n_s 300 environ

Figure 1 — Amélioration de tracé Francis sous 60 m.

- Agua Vermelha (Brésil) en 1974

ϕ roue 7 200 mm, 230 MW sous 57 m, à 94 tr/mn, n_s 340 environ

La puissance spécifique du nouveau tracé n'a pas été augmentée de plus de 3 % car l'effort a porté surtout sur l'accroissement de la vitesse de rotation : n_s 300 est devenu n_s 340 sous la même chute de fonctionnement. Voir figure 1 pour la comparaison des puissances spécifiques, des rendements et des sigmas.

Par contre pour conférer toute sécurité vis-à-vis des risques d'usure le sigma limite défini d'après les observations du modèle a été volontairement très réduit et la valeur ancienne voisine de $\sigma = 0,33$ a été ramenée à $\sigma = 0,25$. Cette différence de calage théorique de 5 mètre

Figure 2 — Réduction du cadre hydraulique des Francis basse chute.

Figure 3 – Colline caractéristique n_s 200.

tres environ pour une chute de 60 mètres n'a toutefois pas été entièrement concédée au Génie Civil car l'utilisation d'une telle vitesse spécifique de 340 sous 57 m de chute requiert un supplément de calage pour éviter des usures par cavitation inadmissibles.

Enfin pour compléter la comparaison, la figure 2 montre la différence des tracés de l'avant-distributeur et des directrices mettant en évidence la réduction de diamètre des doubles grilles distributrices autour de la roue.

Les rendements des turbines Francis géantes et les compromis hydraulique – mécanique inévitables

On a parfois envisagé de sacrifier légèrement le rendement des turbines de grandes dimensions pour en faciliter la conception, la construction et en accroître la sé-

curité de fonctionnement ; cette démarche a le plus souvent été gênée par le contexte de vive concurrence dans lequel se déroulent les réponses aux appels d'offres des aménagements hydro-électriques.

Depuis plusieurs années déjà, nous avons apporté la preuve que les rendements des tracés récents atteignaient des valeurs très élevées. Divers contrôles dans les laboratoires du constructeur et des laboratoires indépendants de réputation internationale ont fait apparaître sur modèle réduit des rendements maxi dépassant 94 % pour des tracés de vitesse spécifique moyenne (voir colline caractéristique figure 3).

La figure 4 montre à titre indicatif les progrès réalisés depuis 1969 sur la valeur maxi des rendements sur modèle réduit des turbines Francis Neyrpic.

Pour les turbines géantes, nous restons persuadés

Figure 4 – Turbines Francis. Amélioration des rendements maximaux sur modèle.

qu'un niveau de rendement maxi au cœur de 93 % sur modèle réduit devrait être la valeur raisonnable à considérer ; ce qui permettrait de retenir des dispositions locales de tracé augmentant la fiabilité de chaque pièce élémentaire de la turbine : roue, avant-distributeur, directrice, etc. . .

En effet, il est indispensable, d'une part de limiter les amplitudes des efforts hydrauliques pulsatoires, d'autre part de dimensionner les profils pour que leurs fréquences propres se situent hors des domaines d'amplitudes maximales des perturbations.

Le constructeur est donc en face de compromis, comme par exemple celui concernant l'épaisseur de l'arête de sortie des aubes des roues pour lesquelles la longueur de l'arête dépasse 4 mètres alors que l'épaisseur en cette zone devrait rester relativement mince pour entraîner de très bonnes performances.

Nous pouvons énumérer rapidement quelques compromis qu'il a été nécessaire d'établir entre les impératifs mécaniques et hydrauliques des turbines Francis de grandes dimensions.

- Le nombre d'aubes de la roue est aujourd'hui proche de 11 à 13 alors qu'antérieurement le constructeur en adoptait 15 à 17. Chaque nouveau profil a des dimensions plus importantes et présente donc une plus grande sécurité vis-à-vis des vibrations.
- La variation d'épaisseur des aubes de la roue doit présenter des lois d'évolution à simple courbure pour faciliter le matriçage à partir de tôle mère plane fraisée sur une seule face.
- Le profil des directrices doit être épaissi pour permettre la réalisation des directrices sur deux paliers seulement ; cette tendance au renflement des profils est encore accentuée si l'on recherche une tendance hydraulique à fermer sur toute la course.
- Les progrès réalisés dans la connaissance des écoulements dans les bâches spirales et dans la conception des avant-distributeurs soudés ont permis de réduire les dimensions des avant-directrices de telle sorte que l'importance des deux grilles distributrices de l'écoulement devient inhabituelle : la section droite d'une directrice est plus grande que la section droite d'une avant-directrice (voir figure 5). Cette disposition n'est pas sans poser des problèmes hydrodynamiques de fonctionnement de cette double grille en tandem.

Figure 5 — Turbine Francis de grande dimension. Tracé des grilles distributrices.

Les connaissances hydrodynamiques approfondies garantissent la sécurité d'exploitation. . .

La recherche des puissances unitaires et des puissances spécifiques élevées doit se faire en maintenant pour les machines de grandes dimensions d'excellentes conditions d'exploitation.

Les principaux problèmes à résoudre concernent :

- L'examen du coefficient de sécurité des structures fixes et mobiles dans le comportement dynamique en service et la prévision des risques de vibrations.
- Les instabilités d'écoulement et leurs manifestations, non seulement dans la turbomachine et à l'aval immédiat de la roue, mais également dans l'ensemble de l'aménagement hydro-électrique incluant conduites forcées et rameaux d'évacuation ; ce dernier point reste généralement à la charge du maître d'œuvre.
- La prévision des phénomènes de cavitation en tenant compte des vitesses d'écoulement généralement plus élevées qu'habituellement et des variations de chute consécutives au grand marnage des retenues.
- Les phénomènes d'effet d'échelle sur le rendement entre modèle et prototype qui restent encore à préciser dans les zones de surpuissance et de saturation des collines ; la résolution de ce problème conditionne la réussite du dimensionnement des turbines géantes.

La connaissance de la répartition des pressions le long des aubages constitue un facteur important de progrès dans la conception des turbomachines.

Nous avons mis au point un programme de calcul en fluide parfait supposant l'existence de turbines élémentaires, hypothèse licite dans les zones de fonctionnement voisines des rendements optimaux [1].

Ce calcul donne la répartition des vitesses dans une grille d'aubes tracées sur une surface de révolution dont la méridienne correspond à la surface moyenne des turbines élémentaires. Ce calcul prend bien entendu en compte la variation d'épaisseur des turbines élémentaires de l'entrée à la sortie. Hors de ces zones de fonctionnement optimum les écoulements deviennent tridimensionnels et nous en étudions alors les particularités à l'aide d'observation sur modèle réduit ; c'est ainsi par exemple que nous définissons les répartitions de pressions sur chacune des parois des aubes à l'emballlement afin de préciser les efforts hydrodynamiques.

Les forces hydrodynamiques pulsatoires pourraient soumettre les organes de la turbine à des cycles de contraintes alternées de fréquences souvent voisines de certaines des fréquences propres des structures composantes. Seule l'expérimentation sur turbine industrielle et sur modèle réduit permet de connaître l'amplitude et les fréquences de ces sollicitations. Les modèles réduits peuvent alors comporter la mesure des contraintes sur les parties fixes et mobiles et une analyse assez précise de ces phénomènes fluctuants se fait à l'aide d'enregistrements magnétiques desquels on peut tirer les densités spectrales d'énergie [2].

L'étude de la cavitation revêt également un aspect important pour les turbines Francis de grandes dimensions utilisées sous des chutes inhabituelles pour les

Figure 6

tracés types retenus. Pour ces machines, les connaissances statistiques des constructeurs fondées sur la comparaison entre images de cavitation observées sur modèle réduit et usures de cavitation constatées sur certaines turbines ne peuvent plus s'appliquer sans correction.

Dans ce domaine, nos connaissances de répartition des pressions en différents points des aubes sont à la base de l'estimation des risques d'usures et de la détermination des surfaces devant recevoir une protection d'acier inoxydable.

La prévision du comportement des turbines de grandes dimensions (rendement, non cavitation, ...) à partir des essais sur modèle, exige tout d'abord le respect de la similitude géométrique. La réalisation des roues des turbines puissantes en éléments assemblés par soudage assure cette similitude avec une bonne précision, en particulier la réalisation des aubes de roue à partir de tôle matricée permet d'obtenir l'identité des formes pour toutes les aubes de l'ensemble des roues d'une même centrale dans des tolérances réduites.

La figure 6 montre une aube de la roue d'Agua Vermelha en cours de tracé sur le marbre. A côté de l'aube industrielle ont été posées la roue modèle échelle 1/17 et l'aube plastique échelle 1/7 qui "aplatie" sur l'extrados donnera les formes de l'aube plate à fraiser dans la tôle mère en prévision du matriçage en forme gauche (voir plus loin : Ceinture).

Roues

La conception et la fabrication des roues sont incontestablement la clé de la réussite des machines de grandes dimensions.

La conception et le dimensionnement de ces roues exigent la connaissance des efforts hydrodynamiques permanents et non permanents, et nécessitent la mise au point d'une méthode de calcul applicable aux structures concernées.

Les constructeurs s'attachent à définir les fréquences et les amplitudes des forces hydrauliques perturbatrices. Ils déterminent les fréquences propres correspondant aux différents modes de vibrations possibles.

La conception doit tenir compte des moyens de fabrication et des possibilités de transport. Elle nécessite, entre autres, une étude minutieuse préalable des conditions de soudage et la connaissance des limites de fatigue des matériaux utilisés.

Ces études constituent la partie la plus délicate des recherches qui permettent de définir la conception mécanique et la gamme de fabrication des grosses roues Francis.

Nous essaierons d'exposer les principaux problèmes que nous avons rencontrés pour les roues déjà construites, en cours de construction ou en projets.

Pour faciliter la compréhension de cet exposé nous avons regroupé sur un même tableau les caractéristiques principales des roues qui sont citées dans ce texte.

			En service		En cours de montage		En projet		
			Ilha Solteira ¹	Cabora bassa ²	Agua Vermelha*	Sao Simao *	Projet n° 1	Projet n° 2	
Caractéristiques générales	N	MW	171	415	230	291	360	715	
	H	m	50	103,50	57	72	67,6	118,4	
	n	tr/mn	85,7	107	94,7	94,7	81,8	91,6	
	Poids total	T	146	162	150	167	230	286	
	φ sortie	mm	7128	6560	7200	7030	8100	8000	
	φ hors tout	mm	7350	7125	7400	7200	8300	8520	
	Hauteur totale	mm	3970	3560	4000	3960	4675	4500	
Éléments séparés	Plafond	φ hors tout	mm	5600	6300	5400	5600	6680	7780
		Poids	T	67	78	43	48	112,6	134
	Aubes	Nombre		12	13	12	13	12	13
		Encombrement	mm	2100 x 2300	2100 x 2100	4300 x 2600	4300 x 2500	3500 x 3300	3100 x 2900
		Épaisseur max. plafond	mm	163	164	170	167	187	200
		Épaisseur max. ceinture	mm	124	140	122	122	140	172
		Poids unitaire	T	3,8	3,9	6,5	6,3	5,9	7
	Ceinture	φ hors tout	mm	7350	7125	7400	7200	8300	8520
		Épaisseur moyenne	mm	140	130	140	140	135	160
		Poids	T	33	33	33	35	46,5	61

Grosses roues Francis

1. Consortium Européen
 2. En collaboration avec Voith
- *. Plafond lisse

Conception

Calculs

Contraintes et déformations

Nous utilisons depuis plusieurs années un programme de calcul par éléments finis en structure tridimensionnelle (éléments plans) pour déterminer les contraintes et les déformations dans les roues Francis.

Les efforts hydrodynamiques permanents appliqués aux aubes sont déterminés par un programme de calcul des grilles d'aubes.

A titre d'exemple, nous donnons dans le cas de la roue de Sao Simao :

- Figure 7 : représentation du maillage utilisé pour le calcul de la roue
- Figure 8 : contraintes sur la face extrados de l'aube en marche normale
- Figure 9 : déformations de l'aube à l'emballlement.

Ces calculs mettent en évidence deux zones de concentrations de contraintes :

- l'une à l'attache de l'arête de sortie de l'aube sur le plafond pour le fonctionnement au synchronisme à la charge maximum,
- l'autre à la liaison de l'arête d'entrée de l'aube avec la ceinture, à l'emballlement.

Figure 7

Figure 8

Figure 9

Les calculs par éléments finis permettent de limiter ces concentrations de contraintes à des valeurs compatibles avec la limite de fatigue des matériaux utilisés en recherchant les modifications de structures locales (épaississement local, adaptation des formes de raccordement...) ou globales (notamment formes du plafond).

Les deux zones de concentrations de contraintes ayant une grande importance du point de vue hydraulique, il est nécessaire de trouver un compromis entre les impératifs de l'hydrodynamique et de la résistance des matériaux.

Fréquences propres

Les turbomachines peuvent être soumises à des forces perturbatrices liées à la conception hydraulique de l'ensemble de l'installation.

Il peut exister des forces perturbatrices d'origine hydraulique de fréquences plus élevées et d'amplitudes faibles. Les mesures faites sur les machines en service montrent que les fréquences d'amplitudes mesurables au droit de la turbine, se limitent en général au produit de la fréquence de rotation f_0 par le nombre d'aubes de la roue.

Les fréquences propres de la roue doivent rester assez éloignées des fréquences perturbatrices, une résonance franche pouvant entraîner des amplitudes de vibrations sensibles étant donné le faible coefficient d'amortissement des matériaux utilisés (10^{-3} , 10^{-4}). Les mesures effectuées sur les roues montrent que les fréquences propres les plus basses se rapportent à des vibrations en anneau de la ceinture. Les vibrations propres des aubes apparaissent pour des valeurs plus élevées des fréquences.

La figure 10 donne les modes de vibrations et les fréquences propres correspondantes des aubes de la roue d'Illa Solteira.

Figure 10 — Roue d'Illa Solteira — Fréquences propres des aubes dans l'air.

Technologie de réalisation

La fabrication des roues de grandes dimensions pose un des problèmes les plus difficiles à résoudre dans la construction des turbines Francis de grande puissance. Au-delà d'un certain tonnage, que l'on peut fixer à environ de 100 à 120 tonnes, il devient nécessaire d'abandonner la solution moulée en une partie.

En effet, même si la construction monobloc restait possible, les risques présentés par la coulée de telles pièces ne sont plus admissibles. Sur ces pièces de grandes dimensions, on a constaté ces dernières années des incidents graves, tels que rupture du plafond y compris le plateau d'accouplement, séparation de la roue quasi totale selon un plan horizontal par suite d'une interruption accidentelle de l'opération de coulée, déformations ou déplacements des noyaux.

Par ailleurs à l'accroissement des dimensions correspond une diminution du nombre de fonderies capables de couler ces pièces, souvent incompatible avec la recherche de solutions économiques et également avec la cadence de livraison requise (en général 3 à 4 mois entre groupes).

De ce fait, il devient nécessaire de s'orienter vers des solutions consistant à réaliser la roue en éléments séparés, en général plafond, ceinture, aubes, qui sont assemblés par soudure, soit en atelier, soit sur le site. Il convient de noter que les solutions d'assemblage mécanique des éléments séparés ont été progressivement abandonnées : difficultés de réalisation et coût.

Par ailleurs, la construction en éléments séparés présente de nombreux avantages :

- qualité de la construction : respect des épaisseurs et des dimensions, chacun des éléments peut en effet être usiné séparément,
- qualité du métal qu'il est plus facile d'assurer sur des composants de masse inférieure,
- qualité de la similitude hydraulique : lors du montage des aubes, il est relativement facile d'assurer l'homologie avec le modèle : angles et ouvertures,
- simplification de l'équilibrage de la roue qui est construite à partir d'un plafond et d'une ceinture préalablement usinés et d'aubes que l'on dispose après pesée de manière à réduire le balourd au minimum,
- possibilité d'emploi d'aciers de nuances différentes pour les diverses parties de la roue,
- possibilité de construire la roue sur place si les conditions de transport interdisent la réalisation d'une roue monobloc dans les ateliers du constructeur.

Ces divers avantages expliquent la tendance irréversible vers la construction des roues Francis de grandes et moyennes dimensions, ainsi que certaines roues de turbines pompes, à partir d'éléments séparés.

Nous exposerons dans ce qui suit les différentes technologies de construction possibles et les principaux facteurs à prendre en compte dans la conception et le choix des procédés de fabrication.

Plafond

Compte tenu d'une certaine complexité due à la présence du plateau d'accouplement, les plafonds sont en

général réalisés en acier moulé et coulés en une seule partie.

Pour les grosses turbines Francis, l'épaisseur du plateau d'accouplement est de l'ordre de 300 à 500 mm, ce qui rend très délicate une construction par soudage à partir de 2 éléments symétriques.

Deux conceptions sont possibles :

Plafond lisse

L'avantage de cette solution réside en une simplification considérable du plafond qui peut être usiné définitivement, sauf en ce qui concerne le plateau d'accouplement, avant soudage. Par contre, la soudure en T des aubes sur le plafond est une opération délicate du fait du manque d'accessibilité de la soudure, des conditions de travail pénibles imposées par le préchauffage et de la position de soudage. De plus, les conditions d'accessibilité à la racine de la soudure imposent une ouverture du chanfrein, par rapport à la solution du soudage bout à bout, qui se traduit par une majoration du volume de soudure de l'ordre de 40 % environ.

Plafond avec attentes d'aubes

Pour supprimer les problèmes posés par la soudure en T et réaliser cette liaison par une soudure bout à bout, le plafond est moulé avec des attentes d'aubes. Ces attentes peuvent avoir simplement la longueur suffisante (200 à 300 mm) pour permettre la réalisation d'une soudure bout à bout. Dans ce cas, la surface de liaison avec la partie inférieure de la roue est approximativement un cône.

Une autre solution, que nous employons de préférence, consiste à couper la roue par un plan horizontal, en réalisant des attentes de la longueur suffisante. La contrepartie des avantages présentés du point de vue soudage par cette solution réside en un accroissement important des opérations de meulage. En effet, pour pallier les irrégularités inévitables en fonderie sur le pas et l'épaisseur des attentes, il est nécessaire de prévoir des surépaisseurs pour le raccordement avec les aubes proprement dites, surépaisseurs qui devront être meulées après jonction avec la partie inférieure. La figure 11 montre un plafond avec attentes en cours de tournage.

Figure 11

De plus, la coulée d'une telle pièce est pratiquement aussi difficile qu'une roue monobloc. Cette coulée se réalise en général avec une ou plusieurs fausses ceintures destinées à assurer une géométrie correcte de cette pièce.

L'accroissement des puissances unitaires des turbines Francis nous laisse prévoir une limitation prochaine de cette solution. En effet, les plafonds des roues en projet (voir tableau) atteignent dans la conception attendues longues un poids unitaire de 134 t pour un diamètre extérieur de 7,800 m. On retrouve dans ce cas les inconvénients signalés plus haut pour la roue monobloc.

C'est pourquoi nous étudions actuellement des solutions mécano-soudées qui devraient nous permettre de résoudre ce problème.

Aubes

Nous utilisons deux solutions pour la réalisation des aubes séparées :

Aubes moulées

Cette solution a été employée avec succès.

Elle présente toutefois l'inconvénient de nécessiter des opérations de meulage longues et minutieuses pour permettre d'obtenir des aubes respectant les tolérances imposées par les conditions hydrauliques.

Pour permettre un contrôle efficace de la qualité du métal, le constructeur a tendance à demander au fondeur la livraison d'aubes pratiquement terminées. De son côté le fondeur ne dispose que très rarement d'une main d'œuvre qualifiée et compétente pour exécuter les meulages nécessaires. C'est pourquoi nous tendons de préférence vers la solution aubes matricées.

Aubes matricées

Cette solution a été mise au point en collaboration avec une firme spécialisée. Elle est couverte par des brevets. Elle consiste à obtenir les aubes par formage à partir d'ébauches.

Pour réaliser ces ébauches, il faut tout d'abord déterminer les dimensions de la tôle capable. Cette détermination se fait à partir d'une aube modèle réalisée avec un élastomère permettant le développement plan à chaud de l'aube côté extrados (voir figure 6). Ce développement effectué sur aube modèle donne le format de la tôle capable de l'ébauche ainsi que les épaisseurs selon un quadrillage prédéterminé.

L'ébauche peut alors être réalisée. Deux procédés sont utilisés :

- Fraisage par reproduction de la tôle capable.
- Emboutissage à chaud de la tôle capable, puis usinage plan de la face extrados.

A ce stade, et c'est l'un des principaux avantages de la méthode, on procède, pour les roues en acier ordinaire, au rechargement inox des zones des aubes soumises à cavitation. Ce rechargement peut s'effectuer, soit par placage par explosion, soit par les procédés de rechargement automatiques classiques (fil ou feuillard). Les déformations obtenues au cours de ce rechargement ont peu d'importance puisque le formage final est effectué en dernier lieu.

Après formage, les aubes sont contrôlées de la même manière que les aubes moulées sur un châssis de contrôle permettant de vérifier dimensions, angles et épaisseurs.

Ceinture

Les ceintures sont réalisées soit en acier moulé en une ou plusieurs parties, soit à partir de tôles cintrées puis assemblées par soudage. La solution tôle est certainement la plus intéressante pour ces machines de grandes dimensions. Par contre, elle nécessite un tracé hydraulique adapté permettant de réduire l'épaisseur de la tôle capable.

Choix des matériaux

Le choix des matériaux est dicté principalement par les considérations de cavitation, de résistance mécanique et de soudabilité. La résistance à l'usure par les matériaux solides en suspension dans l'eau est un facteur moins important. Par contre lorsqu'on étudie des équipements installés dans les régions tropicales il faut tenir compte des problèmes posés par la corrosion chimique.

Actuellement, nous utilisons les aciers suivants :

- Acier au carbone faiblement allié, nuance ASTM A 643 gr A (A 48 M 3S), présentant de bonnes caractéristiques de soudabilité. Dans ce cas les rechargements inox 18/8 ou 17/4 sont effectués dans les zones de la ceinture et des aubes exposées à la cavitation.
- Acier inox 13 % Cr et 4 % Ni qui offre une bonne soudabilité, mais présente l'inconvénient de nécessiter des températures de préchauffage élevées.
- Acier inox à 17 % de Cr et 4 % Ni qui peut être soudé pratiquement à froid.

Le dimensionnement de la roue nécessite la connaissance des limites de fatigue des matériaux utilisés et des différents dépôts de soudure possibles, prenant en compte la nature du métal déposé, le procédé et la position de soudage.

Nous avons effectué un grand nombre d'essais en collaboration avec le Service de Recherche Métallurgique Appliquée du Commissariat à l'Energie Atomique.

Pour les matériaux de base, les limites de fatigue sous eau déterminées en traction-compression alternées sont voisines de 22 hbar pour le 17/4, 24 hbar pour le 13/4.

Les dépôts par soudage présentent en général des limites de fatigue supérieures à celles du métal de base. C'est ainsi que pour les dépôts inox martensitiques et austénitiques, on obtient des limites de fatigue de l'ordre de 35 hbar.

Il s'agit de valeurs obtenues sur des éprouvettes classiques. L'effet d'échelle peut réduire considérablement ces valeurs. Nous admettons en général un coefficient de réduction de l'ordre de 2.

Choix de la gamme de fabrication

Le choix de la gamme de fabrication revêt une importance primordiale. Le prix unitaire des roues mécanosoudées dépasse souvent 10 millions de francs. Les conséquences sur les délais et sur le prix de revient d'un incident sérieux de fabrication peuvent être extrême-

mement lourdes. Tout accident grave sur une machine en service risque d'être catastrophique. Pourtant, la gamme de fabrication doit concilier des impératifs bien souvent difficilement conciliables. Citons notamment :

- Choix d'un procédé de soudage rapide. Les poids de métal à déposer atteignent 2 500 kg pour une roue d'Ilha Solteira et 3 500 kg pour une roue du projet n° 1 ; d'où l'importance du choix de procédés et de positions de soudage permettant des cadences de dépôt satisfaisantes.
- Essais préliminaires pour déterminer les conditions de soudage, les dimensions des chanfreins, les retraits et les déformations.
- La connaissance préalable des déformations constitue un facteur important pour le choix de la gamme de fabrication. Elle intervient lors de l'assemblage des éléments de la roue qui doit être fait en estimant les déformations de soudage de manière à obtenir en fin de fabrication les dimensions finales visées. D'autre part, une condition essentielle du succès dans ce genre de fabrication reste le choix de séquences permettant de réduire au minimum les bridages pouvant apparaître lors de la fabrication.
- Nécessité de contrôler en cours de soudage les déformations obtenues, qui ne peuvent pas être toutes prévues lors des essais préliminaires, et d'adapter les séquences de soudage en conséquence.
- Intérêt de la réduction, voire de la suppression, du préchauffage notamment dans le cas de soudure en T. Ceci oriente les recherches vers l'utilisation de procédés de soudage semi-automatiques ou automatiques à haut niveau d'énergie.
- Suppression du recuit intermédiaire qui constitue une lourde sujétion. Le démontage des échafaudages et de l'équipement de préchauffage, le traitement thermique proprement dit, puis le remontage des équipements nécessitent une quinzaine de jours. Le choix de la gamme de fabrication, du procédé de soudage, et les contrôles dimensionnels effectués en cours de soudage, tendent vers la réduction voire la suppression des recuits intermédiaires.

Pour illustrer ces données générales, nous donnons dans ce qui suit deux exemples de réalisation.

Exemples de réalisation

Ilha Solteira

Conception générale (le tableau récapitulatif indique les caractéristiques principales de ces roues)

Le transport de Grenoble au chantier ne présentant pas de difficulté particulière, la solution du soudage complet de la roue en atelier a été retenue. La roue a été reconstituée à partir d'un plafond moulé monobloc avec attentes d'aubes, de 12 aubes moulées individuellement et d'une ceinture moulée monobloc.

Matériaux

Tous les éléments constitutifs de la roue ont été réalisés en acier genre A 48 M 3S présentant les caractéristiques suivantes :

Composition chimique

C	max	0,22 %
M _n	max	1,3 %
S _i	max	0,4 %

Caractéristiques mécaniques

R	mini	48	hbar
E	mini	28	hbar
A %	mini	18	(1 = 5d)

Résilience KCU environ 4 daJ/cm² à 20°C

Les zones de la ceinture et des aubes sujettes à cavitation ont été rechargées en acier inox 18/8.

Essais de soudage

De nombreux essais de soudage ont été effectués. Nous avons étudié le soudage homogène à l'électrode, semi-automatique en fil fourré, et le soudage austénitique pour la liaison aube-ceinture. Pour chacune de ces possibilités, les chanfreins ont été déterminés avec simulation de la position de soudage et de la gêne apportée par les aubes adjacentes. Les mesures de déformations de soudage ont été effectuées.

A la suite de ces essais, nous avons choisi d'effectuer le soudage de la roue en homogène à l'électrode avec préchauffage.

Le soudage semi-automatique en fil fourré, séduisant a priori par la réduction de température de préchauffage qu'il pouvait permettre, n'a pas été retenu pour des considérations de délais et de risques de fabrication. En effet ce type de soudage doit être effectué en position, ce qui ne permet de souder au mieux que deux aubes à la fois. Il nécessite en outre de placer la roue à axe horizontal, donc un outillage important, et enfin il rend très délicat le contrôle des déformations en cours de soudage. Par comparaison, le soudage manuel permet de travailler simultanément sur six aubes, ne nécessite aucune manutention de la roue en cours de fabrication et permet enfin un contrôle précis des déformations de soudage.

Fabrication

La gamme de fabrication, très fortement orientée par les essais de soudage, s'est déroulée comme suit :

- Mise en place du plafond à axe vertical, plateau d'accouplement côté sol.
- Montage des aubes et contrôle géométrique de la roue (angles et ouvertures).
- Exécution du soudage aubes-attentes

Les déformations lors du soudage ont été strictement contrôlées et les séquences de dépôt adaptées de telle manière qu'en fin de soudage il n'a pas été nécessaire de tourner l'extrémité des aubes avant montage de la ceinture. Ces aubes étaient d'ailleurs terminées, y compris les chanfreins de soudage côté ceinture, avant montage de la roue et soudage aubes-plafond. La figure 12 montre la roue à ce stade de la fabrication.

- Montage à chaud de la ceinture

L'intérieur de la ceinture a été usiné définitivement, de manière à assurer un fretage des aubes. Ce fretage a été déterminé pour permettre la compensation des retraits lors du soudage aubes-ceinture.

Figure 12

— Soudage aubes-ceinture

Ce soudage a été effectué manuellement en alternant les séquences de soudage extrados/intrados et en contrôlant les déformations. Des jauges de contraintes placées sur les aubes permirent de contrôler l'évolution des contraintes internes en cours de soudage. La figure 13 montre l'évolution de ces contraintes. Grâce aux précautions prises ces soudures bridées ont pu être exécutées sans incident. Aucun traitement thermique intermédiaire ne fut nécessaire.

Figure 13 — Contraintes suivant direction 1 en 7 et 8.

- Après recuit final, réalisation du rechargement 18/8 qui n'avait pas été fait sur les aubes moulées individuelles par crainte des déformations.

La figure 14 montre la roue lors de son meulage final après rechargement.

- Usinage et équilibrage final.

Figure 14

Cabora Bassa

Conception générale

Les caractéristiques principales de la roue figurent dans le tableau.

Les eaux de la retenue de Cabora Bassa située en zone tropicale présentent une agressivité particulière. La décomposition des matières organiques en suspension dans la retenue dégage un mélange de SH₂ et d'oxygène qui provoque une corrosion accélérée en l'absence de précautions particulières. De ce fait, le choix d'une roue en acier inoxydable s'imposait.

Les conditions de transport au Mozambique interdisaient l'expédition d'une roue monobloc. Il a donc été nécessaire de diviser la roue selon un plan horizontal et de la livrer au chantier en deux parties :

- le plafond moulé monobloc avec les attentes d'aubes,
- la partie inférieure en une pièce, reconstituée en atelier à partir d'une ceinture moulée en 4 parties assemblées par soudage et de 13 aubes séparées soudées sur la ceinture.

Au chantier on a procédé à l'assemblage par soudure de ces deux composants, à l'usinage final de la roue et au fretage du labyrinthe mobile inférieur.

Matières

Les matières suivantes ont été utilisées :

Plafond et aubes : acier inox 17/4-1

- Composition chimique

C	maxi	0,06 %
Cr		16 %
Ni		4,5 %
Mn		1 %
Mo		1 %

- Caractéristiques mécaniques

R	mini	80 hbar
E	mini	60 hbar
A % (5 d)	mini	13

Résilience KUF mini 5 daJ/cm² à 20°C

Ceinture : acier inox 13/4

- Composition chimique

C	maxi	0,07 %
Cr		12,5 %
Ni		3,8 %
Mo		0,5 %

- Caractéristiques mécaniques

R	mini	75 hbar
E	mini	58 hbar
A %	mini	15

Résilience KUF mini 4,2 daJ/cm² à 20°C pour e > 100 mm

La différence de nature des aciers inox employés ne résulte évidemment pas d'un choix délibéré mais de la conjoncture des approvisionnements à l'époque de la construction. Il n'a pas été possible de réaliser une roue avec un matériau unique du fait du manque de fournisseurs capables d'assurer dans les délais requis les fournitures nécessaires pour la construction d'un ensemble de 5 roues.

Essais de soudage préliminaires

La différence des caractéristiques des matériaux en présence, la conception retenue pour la roue et la nécessité d'assembler cette roue sur place, nous ont conduits à effectuer un grand nombre d'essais en liaison avec le C.E.A. avant d'arrêter les solutions définitives :

Essais de raboutage des éléments de ceinture entre eux

Ces essais, réalisés en vraie grandeur sur des échantillons d'épaisseur 140 mm, permirent de définir les principaux paramètres suivants :

- soudage manuel en homogène, en position verticale montante,
- préchauffage 150°C,
- postchauffage après soudage 250°C pendant 8 heures,
- les essais de fatigue effectués sur le dépôt ont conduit aux valeurs de 24 hbar dans le métal de base et 35 hbar dans le métal déposé, déjà citées plus haut.

Liaison aubes-ceinture

L'hétérogénéité des matériaux à assembler a posé un problème difficile dont la résolution a nécessité de nombreux essais.

Pour remédier à l'inconvénient présenté par l'obligation de souder le 13/4 avec préchauffage, nous avons cherché à effectuer cette soudure en 17/4 après beurrage préalable de la ceinture par du 17/4.

Une première série d'essais nous a permis de définir les conditions du beurrage du 13/4 avec du 17/4, le problème principal étant posé par la dureté du rechargement.

Les essais mirent en évidence que la température de préchauffage lors du rechargement n'a pas d'influence sensible sur la dureté obtenue. Par contre le traitement thermique après rechargement abaisse sensiblement cette dureté (environ de 450 à 350 HV1).

Compte tenu de ces résultats, nous avons finalement effectué le rechargement du 13/4 avec des électrodes 17/4 sans préchauffage mais avec un traitement thermique de recuit à 600°C pendant 4 heures.

Une deuxième série d'essais a permis de définir les conditions du soudage aubes-ceinture en 17/4 sans préchauffage. Ce soudage a été réalisé avec des électrodes 17/4, en position semi-montante et plafond. La difficulté essentielle présentée par ce type de soudage réside dans les caractéristiques mécaniques du métal brut de dépôt : résilience et allongement restent relativement faibles et accroissent les risques de fissuration dus au bridage ou à des déformations de soudage incontrôlées. Par contre le 17/4 présente la particularité d'avoir un point de début de transformation martensitique au refroidissement qui se situe aux environs de 100°C, la fin de transformation étant voisine ou légèrement inférieure à la température ambiante. Cette transformation austénite → martensite s'effectue avec augmentation de volume qui compense partiellement les retraits et tend à diminuer les contraintes internes engendrées lors du soudage.

Par ailleurs, la présence d'austénite résiduelle dans le réseau martensitique réduit considérablement les risques de fissuration à froid sous cordon, l'hydrogène apporté par le métal déposé étant très soluble dans l'austénite.

Soudage de la partie inférieure avec le plafond

Le choix de la solution s'est avéré particulièrement délicat. Pour effectuer cette liaison sur le site, deux solutions étaient possibles :

- Soudage homogène en 17/4 nécessitant impérativement un recuit du fait des caractéristiques mécaniques du métal brut du dépôt inacceptables pour le bon comportement mécanique ultérieur de la roue.

La réalisation de ce recuit sur place ne posait théoriquement pas de problème insoluble. On trouve sur le marché des fours de recuit légers et économiques qui peuvent assurer leur fonction pour un nombre limité de pièces dans des conditions satisfaisantes. Toutefois les conditions locales, caractérisées par un montage sur plage en centrale souterraine et par l'impossibilité de procéder aux opérations d'assemblage et de recuit à

l'extérieur de la centrale par manque de moyens de transport et de manutention, nous ont conduits à abandonner cette solution.

- Parallèlement les essais de soudage austénitique ont été effectués d'une façon approfondie. C'est ainsi que nous avons procédé à des essais de soudage sur des éprouvettes d'épaisseur 160 mm permettant la détermination des chanfreins, des paramètres de soudage et des déformations (retraits et déformations angulaires).

Pour juger du comportement de la roue en service, nous avons réalisé en collaboration avec le C.E.A. des essais de fatigue sous eau qui ont été divisés en deux catégories :

- 1 — Essais de relaxation sous une contrainte moyenne dépassant la limite élastique (56 hbar pour une limite élastique de 49 hbar) à laquelle était superposée une contrainte cyclique de ± 3 hbar.

Ces essais ont montré que le métal déposé atteignait sans rupture un allongement plastique de l'ordre de 9 % à 7.10^7 cycles.

- 2 — Essais de fatigue proprement dits

Sous une contrainte moyenne initiale égale à la limite élastique du dépôt austéno-ferritique, avec superposition d'une contrainte cyclique de ± 3 hbar représentant environ le double de la contrainte pulsatoire en service estimée.

Dans ces conditions et à 10^8 cycles, on ne constate jamais de rupture dans le dépôt austénitique.

Dans le métal de base, nous avons obtenu des ruptures pour une contrainte moyenne de 60 hbar dépassant largement la limite élastique du cordon austéno-ferritique ; d'où les conclusions suivantes valables pour la soudure austénitique :

- "la rupture ne pourra se produire dans l'acier martensitique de base,
- la contrainte moyenne dans le dépôt austéno-ferritique initialement égale à la limite élastique se relaxera légèrement sous l'influence de la contrainte cyclique,
- sous une charge maximale (moyenne + cyclique) proche de celle de rupture, le dépôt ne rompt pas. Son allongement plastique potentiel est grand. Les contraintes à grande distance devraient accumuler une énergie élastique considérable pour permettre la rupture du cordon. L'assemblage aubes-plafond est conçu de manière à éviter une telle accumulation : le choix du joint hétérogène austéno-ferritique peut être considéré comme satisfaisant".

A la suite de ces études, c'est la solution du soudage austénitique sans recuit qui a été retenue.

Fabrication

En atelier

Pour une même roue, on travaillait simultanément sur deux chantiers :

Dès sa sortie de fonderie, le plafond était contrôlé de manière à pouvoir reproduire sur un tracé au sol l'intersection des attentes d'aubes avec le plan horizontal de coupe de la roue. Le plafond pouvait alors suivre son processus normal d'usinage allant jusqu'à la finition

complète, sauf en ce qui concerne les surépaisseurs prévues pour le raccordement avec les aubes de la partie inférieure.

A partir du tracé au sol on procédait :

- au montage complet de la partie inférieure, à axe vertical avec la ceinture en haut,
- au soudage aubes-ceinture (voir figure 15). Ce soudage a dû être effectué avec un contrôle rigoureux des déformations et adaptation des séquences de soudage, de manière à ne pas s'écarter du tracé au sol afin d'assurer le raccordement final avec la partie supérieure. Les soudures étaient réalisées manuellement, en position semi-montante côté extradados, et au plafond côté intrados.

Après traitement thermique et contrôle, le plafond a été présenté et assemblé provisoirement sur la partie inférieure, les raccordements attentes-aubes effectués, puis l'ensemble équilibré globalement. De ce fait, l'équilibrage final prévu au chantier avait simplement pour but de compenser les balourds créés lors des opérations de construction au chantier.

Construction au chantier

— Assemblage provisoire de la roue

Le plafond a été placé sur un support, de telle manière que le retrait de soudage puisse s'effectuer librement, le seul bridage étant dû au poids propre de la ceinture qui remontait progressivement pendant le soudage.

— Exécution du soudage

Soudage manuel en corniche. Le poids théorique du métal à déposer s'élevait à 700 kg. Des précautions exceptionnelles ont été prises pour limiter les déformations de soudage et par conséquent l'usinage final.

La concentricité des deux parties a été respectée à quelques dixièmes de mm près, le parallélisme entre le plateau d'accouplement et la face inférieure de la ceinture à moins de 1 mm.

Nous n'avons pas constaté d'ovalisation sensible du diamètre de perçage de l'accouplement arbre-roue. Par contre, la planéité du plateau d'accouplement a été altérée de 0,5 mm au maximum, ce qui a nécessité le planage du plateau à l'aide d'un bras tournant équipé d'une meuleuse.

Du fait de l'impossibilité de contrôle par ultra-sons des soudures austénitiques les dispositions suivantes ont été adoptées :

- contrôle par ressuage après meulage à blanc de chaque couche déposée,
- après 50 mm d'épaisseur soudée, radiographie à 100 % des soudures. L'épaisseur de 50 mm a été fixée d'après les possibilités maximales de la source qui pouvait être transportée par avion de France au chantier.

— Usinage et équilibrage de la roue

Les précautions prises lors du soudage des deux parties ont permis de limiter les usinages à un minimum.

Comme indiqué précédemment, le plateau d'accouplement a été surfacé à l'aide d'un bras tournant équipé d'une meuleuse.

La réalisation du labyrinthe mobile et sa mise en place ont été effectuées comme suit :

La portée du labyrinthe inférieur a été usinée en atelier avec une surépaisseur de 5 mm au rayon. Cette valeur fixée largement dans l'ignorance des déformations exactes que l'on pouvait obtenir lors du soudage aurait pu être réduite.

Figure 15

Après soudage de la roue, le diamètre de la portée a été ramené à sa cote finale par fraisage. La roue était montée sur un dispositif de rotation constitué par un support et une couronne à rouleaux croisés, assurant la reprise de la charge axiale et le guidage de la roue. L'entraînement en rotation s'effectuait à l'aide d'une chaîne enroulée sur la ceinture et commandée par un ensemble moto-réducteur. La figure 16 illustre le dispositif employé.

Le labyrinthe mobile a été construit au chantier à partir de quatre éléments en tôle 17/4 cintrés et gabariés en atelier à la cote théorique. L'épaisseur définitive de ces éléments a été obtenue par usinage plan des tôles constitutives avant cintrage. Après usinage final, la longueur développée de la portée du labyrinthe a été contrôlée. Les éléments ont été assemblés par soudage avec un contrôle minutieux des retraits afin d'obtenir la valeur du freinage requise, puis recuits localement. Le labyrinthe a enfin été freiné à chaud sur la roue.

— L'équilibrage final a été ensuite exécuté en utilisant le piston central U5 (figure 16) qui permet de soulever l'ensemble de l'équipage mobile après démontage du dispositif d'entraînement en rotation.

Nous avons été chargés de la fabrication sur place de l'ensemble des roues fournies par le consortium des cons-

tructeurs de turbine. Pour les 5 roues montées, soudées et usinées par nos soins, nous avons mesuré un balourd maximum de 30 kg sur un diamètre d'environ 7 m. Ce balourd a été supprimé par usinage local du diamètre extérieur de la ceinture au-dessous du labyrinthe mobile.

L'expérience acquise lors de la construction sur place de ces 5 roues constitue pour nous une base solide nous permettant, pour des roues de plus grandes dimensions, d'envisager une fabrication complète au chantier avec des moyens d'usinage relativement réduits.

Perspectives d'évolution dans la conception et la fabrication des grosses roues mécano-soudées

Tendances

Les roues de Cabora Bassa construites en grande partie sur place, et les roues de Grand Coulee entièrement fabriquées sur le site, marquent l'évolution de la tendance actuelle vers la construction sur place des roues de grands diamètres.

Les perspectives d'équipement hydro-électrique au Brésil ou en Afrique laissent entrevoir de nombreuses possibilités pour l'exécution de roues de caractéristiques similaires.

Figure 16

Nous avons actuellement en projet des roues de diamètre voisins de 8,500 mètres pour un poids voisin de 300 t. Pour ces machines, nous cherchons à améliorer nos conceptions et nos procédés de fabrication dans le sens de la simplification, de la sécurité d'exécution et de la réduction des coûts.

Nous avons développé dans ce qui précède les résultats déjà obtenus. Pour l'avenir, nous étudions principalement les problèmes suivants.

Conception des éléments séparés

Nos recherches portent, d'une part sur la mise au point de plafonds mécano-soudés, comme nous l'avons signalé précédemment, afin d'améliorer nos possibilités d'approvisionnement qui se restreignent avec l'augmentation des dimensions. D'autre part, nous avons effectué des études tendant à simplifier le tracé hydraulique des aubes. En effet, les tracés classiques d'aubes grèvent assez lourdement la solution tôle matricée, en ce sens que le volume de matière à enlever par usinage pour obtenir l'ébauche plane avant matriçage est de l'ordre de la moitié du poids de la tôle brute capable.

Une évolution générale de l'aube vers une épaisseur plus constante compatible à la fois avec les impératifs mécaniques et hydrauliques constitue une évolution importante vers l'obtention de composants économiques.

Les recherches actuellement en cours devraient déboucher très rapidement dans les deux voies explorées.

Procédés de soudage

L'augmentation constante du coût de la main-d'œuvre et les conditions de travail imposées par l'assemblage des composants sont de moins en moins compatibles avec les procédés manuels.

Nous avons effectué toute une série d'essais de développement des procédés semi-automatiques qui présentent l'avantage, grâce aux énergies de soudage élevées utilisées, de permettre dans certains cas de supprimer complètement le préchauffage. Ceci a été vérifié par une série d'essais sur implants, et les roues d'Agua Vermelha actuellement en construction dans nos ateliers sont partiellement soudées sans préchauffage en fil fourré semi-automatique.

En outre, nous travaillons sur l'automatisation des processus de soudage, soit en fil fourré en position, soit en procédé MIG toutes positions.

Les premiers résultats obtenus sont encourageants, mais nous nous attachons à ne pas perdre de vue, pour la fabrication de ces grosses roues, les critères de réussite que nous avons développés précédemment (notamment le contrôle des déformations et la limitation maximale des bridages) et qui sont parfois plus difficiles à respecter avec les procédés semi-automatiques ou automatiques.

La tendance vers l'augmentation des dimensions unitaires des roues et la limitation et le prix du transport des roues monoblocs favoriseront dans l'avenir la construction des roues, au moins partiellement, sur le site.

L'expérience acquise au cours de la construction des grandes roues citées dans cet exposé et lors de la fabrication sur le site des roues de Cabora Bassa nous permettent d'envisager avec optimisme ce développement.

Bâches et avant-distributeurs

La bache spirale d'une turbine Francis constitue la structure fixe de plus grandes dimensions. Pour l'affaire d'Agua Vermelha (Brésil) $N = 230$ MW, sous $H = 57$ m, elle atteint plus de 25 m dans sa plus grande dimension, a un diamètre d'entrée de 9 000 mm et pèse 370 tonnes environ. Comme pour les roues Francis, la réalisation de bâches de telles dimensions pose des problèmes difficiles de conception et de soudure. Ces bâches, de construction entièrement soudée pour les chutes moyennes, peuvent être de construction mixte pour les hautes chutes.

La soudure des volutes s'effectue en centrale ; la réduction des épaisseurs revêt donc une importance économique, car le poids de la soudure est sensiblement proportionnel au carré de l'épaisseur. De même les procédés de soudage sont à étudier tout particulièrement, car ils conditionnent la durée de montage de la bache. La détermination de l'épaisseur des tôles constituant la volute nécessite la connaissance des contraintes subies lors des essais en pression, notamment aux raccords avec les anneaux de l'avant-distributeur où peuvent prendre naissance des contraintes de flexion plus ou moins importantes selon les formes de raccordement.

La recherche de l'optimum permet de réduire ces contraintes de flexion ; toutefois dans la zone du bec de bache, à la jonction des grandes et petites sections d'enroulement, existent de fortes contraintes de flexion localisées. Cependant les capacités d'adaptation du matériau utilisé permettent d'admettre des contraintes locales dépassant la limite élastique, lors de l'essai en pression.

Les avant-distributeurs (voir figure 17 Cabora Bassa) sont réalisés en ateliers, en autant de parties que le permettent les conditions de transport au site. Lors du montage, les éléments d'avant-distributeur sont assemblés entre eux et la volute est soudée sur l'avant-distributeur.

Figure 17

La réalisation de la bache en centrale s'accompagne de déformations au cours du soudage, puis du bétonnage. Il est donc inutile que la pièce envoyée au site soit tournée. L'atelier livre des avant-distributeur non usinés dont les éléments sont assemblés par soudure au chantier. Après bétonnage de la bache, les faces d'appui des flasques sont alors retouchées pour assurer une portée correcte et l'étanchéité aux brides de liaison.

Avec cette technique de réalisation des avant-distributeur, les seules opérations d'usinage en ateliers consistent à dresser les faces aux coupes et à assurer un repérage précis des différents éléments, ce qui évite un tournage coûteux sur une machine de fortes capacités.

Outre les problèmes de réalisation, les avant-distributeur soulèvent également de délicats problèmes de conception.

Nous avons rassemblé dans le tableau suivant les caractéristiques de trois machines sous des chutes différentes :

Avec : De = diamètre extérieur des avant-directrices
Di = diamètre intérieur des avant-directrices
h = hauteur du distributeur
e = épaisseur des avant-directrices

Désignation	N (MW)	H (m)	De (mm)	Di (mm)	h (mm)	e (mm)
Cabora Bassa (Mozambique)	415	103,5	10500	9300	1710	110
Sao Simao (Brésil)	291	72	10335	9215	2020	100
Agua Vermelha (Brésil)	230	57	10586	9422	2200	90

A la lumière de ce tableau, on voit que pour des diamètres d'avant-directrices très voisins, lorsque la chute diminue, la hauteur du distributeur augmente et l'épaisseur des avant-directrices diminue. Ces évolutions vont toutes deux dans le sens d'un abaissement des fréquences propres et l'on conçoit dans ces conditions que les avant-directrices soient de plus en plus exposées à des contraintes vibratoires sous l'action de forces excitatrices pulsatoires liées soit à des tourillons de Karman sur l'arête de sortie, soit à des décollements sur l'arête d'entrée. Ces risques sont d'autant plus grands que les avant-directrices sont réalisées dans des tôles non cintrées et que les formes hydrauliques à l'entrée et à la sortie sont obtenues par chanfreinage mécanique. Les forces hydrauliques pulsatoires peuvent exister soit en régime permanent pour certaines charges, soit momentanément au cours des fonctionnements transitoires ; les avant-directrices vibrent à leur fréquence propre dans l'eau avec des amplitudes de contraintes variables selon les régimes de fonctionnement. Ces contraintes s'ajoutent à celles d'autres natures qui existent dans l'avant-distributeur (contraintes internes, contraintes statiques sous charge) et le comportement en service de la pièce dépend du champ réel des contraintes.

La conception des avant-distributeur doit donc prendre en compte :

- les efforts statiques en service,
- les efforts pulsatoires (réponse des avant-directrices aux excitations liées à l'écoulement),

- les facteurs de concentration de contrainte liés aux formes,
- la limite de fatigue dans l'eau du matériau,
- les procédés de fabrication en ateliers (procédés de soudage, conduite du traitement thermique...),
- les soudures exécutées sur le site.

Faute de ne pas étudier tous les éléments ci-avant, il faut s'attendre à de graves mécomptes sur les avant-distributeur de grandes dimensions. Il est symptomatique de constater que tous les constructeurs ont rencontré des déboires à ce sujet, car la connaissance des fréquences et des amplitudes des forces excitatrices pulsatoires n'est pas encore suffisamment précise.

Parties tournantes

Dans le but de diminuer le coût des ouvrages de Génie Civil, notamment pour les centrales souterraines, les constructeurs ont été amenés à concevoir des groupes de hauteur totale réduite. La disposition d'ensemble comporte en général deux paliers et un pivot reposant sur le fond turbine. On trouve alors en partant du haut : le palier alternateur supporté par le croisillon supérieur, le rotor alternateur, le pivot, le palier de la turbine, la roue. Cette disposition nous paraît la meilleure pour les groupes de grandes dimensions ; elle permet l'appui direct du moyeu central du rotor alternateur sur le grain mobile du pivot.

Le poids des parties tournantes et la poussée hydraulique sont transmis au béton au moyen du support du pivot qui travaille en compression et non plus par un croisillon inférieur soumis à flexion ; ce qui donne une fréquence propre axiale beaucoup plus élevée. Cette solution a été retenue pour Churchill Falls 475 MW, H = 320 m, Cabora Bassa et Agua Vermelha. Si nécessaire, un troisième palier peut être ajouté à la partie inférieure de l'alternateur (Sao Simao).

La conception correcte des parties tournantes, des paliers et du pivot est un facteur important de succès pour les groupes de grandes dimensions. On ne peut tolérer des vibrations d'amplitude sensible et de fréquence moyennement élevée dans les éléments composant le rotor de l'alternateur et la roue sans risquer des fissures de fatigue. Pour éviter tout phénomène de résonance, les constructeurs doivent connaître les fréquences des forces perturbatrices d'origine hydraulique et électrique. La conception et le dimensionnement des parties tournantes du groupe exigent donc une collaboration efficace entre les constructeurs hydrauliciens et électriciens, et l'Ingénieur-Conseil. La disposition de la ligne d'arbres et des paliers nécessite une étude approfondie des déplacements des appuis, des déformations locales et d'ensemble des arbres, surtout lorsque ces derniers sont creux. Au stade du projet, un examen complet du comportement dynamique des parties tournantes comprenant les modes de vibrations du rotor et de la roue, la disposition des paliers et du pivot, l'influence des jeux, des flexibilités radiales et axiales, etc. s'avère indispensable.

Comme les jeux aux labyrinthes de la roue doivent être de faible valeur pour éviter un débit de fuite trop

grand, il est indispensable qu'à tous les régimes de fonctionnement les flèches maximales de la ligne d'arbres soient compatibles avec ces jeux. Deux facteurs très importants des déformations de la ligne d'arbres, la rigidité des appuis de l'alternateur et l'attraction magnétique, dépendent du constructeur électrique ; ceci implique que toute étude d'une ligne d'arbres soit sous la responsabilité commune des fournisseurs de la turbine et de l'alternateur.

Les forces perturbatrices d'origine hydraulique peuvent être liées :

- Aux caractéristiques hydrauliques générales de l'installation. Dans ce cas, elles peuvent avoir des causes très diverses (changements de sections, réflexions d'onde, ...) et provoquer des pulsations de pression et consécutivement des oscillations axiales et tangentielles des parties tournantes ; elles sont souvent la cause de phénomènes de résonance qui se traduisent par des oscillations sensibles de puissance. Les fréquences des ondes de pression dans les conduits hydrauliques sont d'ailleurs assez souvent proches de fréquences naturelles synchrones des alternateurs.
- Aux perturbations de fonctionnement des turbomachines hors des zones de marche optimale. Elles sont liées à des pulsations de pression de deux sortes :
 - les unes de fréquences relativement basses (inférieures ou égales à la fréquence de rotation f) et d'amplitudes sensibles (quelques pour cent de la chute) qui dépendent de la charge de la machine,
 - les autres de fréquences plus élevées et d'amplitudes faibles qui proviennent du nombre fini d'aubes Z_r de la roue, du distributeur Z_d et de l'avant-distributeur $= f.Z_r$ et $f.Z_d$.
- A des fonctionnements transitoires ou à des incidents tels que désynchronisation des directrices. Elles se rapportent principalement aux variations de poussées radiales sur les paliers. Les forces radiales qui sont faibles en régime permanent croissent sensiblement lors des régimes transitoires, et d'autant plus que la chute est élevée. Elles croissent également lors d'un déséquilibre entre les ouvertures des différentes directrices.

Les forces perturbatrices d'origine électrique sont définies par le constructeur électrique. Il a déjà été fait mention des oscillations naturelles d'une machine synchrone couplée sur un réseau. Les forces perturbatrices à prendre en compte lors du dimensionnement de la ligne d'arbres sont principalement les efforts magnétiques radiaux ; ils comprennent une composante de direction constante (fonction de l'excentrement, de la réalisation imparfaite du stator, de la flèche de l'arbre...) et d'une composante tournante (fonction des imperfections du rotor, d'un défaut d'équilibrage...)

Le choix de la conception pour les arbres de grandes dimensions nécessite une analyse très détaillée des conditions de réalisation en grosse forge. Selon les puissances et les dimensions des machines, on peut concevoir :

- des arbres forgés monobloc avec leurs plateaux d'accouplement et comportant sur l'axe un forage de propreté,

- des arbres creux forgés monobloc avec leurs plateaux d'accouplement, ou réalisés à partir de deux éléments assemblés par soudure sur le fût,
- des arbres creux de grand diamètre réalisés par soudage à partir d'éléments séparés tels que viroles, galettes, ébauches forgées.

Organes porteurs : palier, pivot

La conception des paliers est liée à celle des arbres. Pour des diamètres allant jusqu'à 1 500 à 1 600 mm, il est encore possible d'utiliser des paliers à coussinet lisse (Sao Simao diamètre 1 600 mm).

Au delà de cette valeur, nous sommes conduits à adopter des paliers à patins, ce qui offre la possibilité de réduire les jeux relatifs et par conséquent de limiter les déplacements de l'arbre par rapport aux pièces fixes. Cependant pour les arbres creux de grandes dimensions, les déformations locales au droit des patins deviennent relativement importantes et il est nécessaire d'étudier avec soin la rigidité au droit de la portée sur le palier. Les déformations mécaniques et thermiques de l'arbre, les flèches des supports, conditionnent la conception des paliers à patins ; le dimensionnement et la disposition des patins dépendent de la valeur des efforts radiaux qui varient selon les régimes de fonctionnement de la machine.

Un soin tout particulier doit être apporté à l'étude de la lubrification du palier turbine. Lorsqu'il est possible de prévoir un coussinet lisse, nous utilisons notre système de palier à cuve tournante dans l'eau, qui est autolubrifiant et dont le refroidissement est assuré par l'eau entourant la cuve. Celle-ci en une partie est fixée directement sur le plateau de la roue et le joint d'arbre est placé au-dessus (Sao Simao, Agua Vermelha). Le palier à patins peut être autolubrifiant ou non. Dans le premier cas l'arbre comporte une jupe sur laquelle est montée la pompe qui fera circuler l'huile dans les réfrigérants placés au-dehors. Dans le second cas le palier peut être alimenté par gravité avec un joint tournant simplifié permettant le maintien des patins dans un bain d'huile pendant le fonctionnement.

Les dimensions des pivoteries capables de supporter plusieurs milliers de tonnes sont importantes. Le diamètre extérieur du grain mobile peut largement dépasser 5 m. L'épaisseur minimale du film d'huile reste toujours de l'ordre de 0,1 mm ; la précision d'usinage tend à diminuer, tandis qu'un grand nombre de facteurs défavorables prennent une importance de plus en plus grande lorsque les dimensions augmentent. Les surfaces d'appui de la glace mobile doivent être convenablement situées pour limiter les déformations : d'où l'intérêt de l'appui direct du moyeu de l'alternateur sur la glace mobile, évoqué plus haut.

Pour améliorer la sécurité des grandes pivoteries tout en augmentant la pression spécifique, il est indispensable de réaliser une équirépartition automatique des charges. Sur nos pivots au-delà de 1 000 tonnes, celle-ci est réalisée par un ensemble de membranes toriques en acier de faible épaisseur, remplies d'huile et reliées entre elles par

Figure 18

un circuit commun et sur lesquelles appuient les patins (voir figure 18 pivot de Cabora Bassa 2400 tonnes).

En plus des précautions prises pour assurer une bonne répartition des charges, nous nous sommes efforcés de réduire les déformations d'origine thermique ou mécanique. Nous avons isolé thermiquement les patins pour diminuer les gradients de température. Une circulation d'huile efficace nous a permis d'égaliser les températures autour de la couronne des patins et dans le circuit d'huile. Pour réaliser avec succès des pivots de 4 000 à 5 000 tonnes nous poursuivons notre analyse approfondie de tous les problèmes que pose la conception de ces organes et des phénomènes qui conditionnent le bon fonctionnement d'un pivot.

Pour assurer la transmission des calories entre l'huile et les échangeurs disposés à l'extérieur du pivot, deux solutions sont possibles :

- circulation par un groupe moto-pompe extérieur alimenté à partir des auxiliaires de la centrale. Cette solution permet d'adopter des vitesses de circulation élevées conduisant à des échangeurs très économiques,
- circulation par une pompe centrifuge liée aux parties tournantes. Cette solution qui assure l'autonomie du pivot est plus coûteuse que la précédente.

Distributeur et sa commande

Pour les machines de grandes dimensions, le nombre de directrices n'est plus fixé seulement par des considérations hydrauliques, mais aussi par la prise en compte des impératifs de résistance des matériaux ou économiques.

Par ailleurs, étant donné la hauteur des flasques supérieurs, on a tout intérêt à limiter la longueur du tourillon supérieur en adoptant des directrices sur deux paliers.

Pour commander les directrices, on peut utiliser : soit un cercle de vannage entraîné par deux ou plusieurs servo-moteurs, soit des servo-moteurs indépendants. Le choix entre les deux solutions dépend de considérations économiques ou de la sécurité recherchée, l'adoption de servo-moteurs indépendants accroissant la sécurité de fermeture du distributeur.

La synchronisation des différentes directrices peut être réalisée par différents moyens :

- mécanique, par cercle de synchronisation ;
- électrique : chaque directrice a son propre système de commande comprenant un transducteur électro-hydraulique et une chaîne hydraulique, analogues à ceux qui commandent un cercle de vannage. La même tension pilote est délivrée sur chaque actionneur ;
- mixte : chaque directrice comporte la chaîne hydraulique complète, la commande du tiroir de chacune des soupapes de distribution étant réalisée à partir d'un cercle de vannage de faible inertie.

Les deux derniers systèmes doivent être complétés par une détection de désynchronisation.

Pour les turbines de grandes dimensions, nous pensons que la synchronisation mécanique est la solution à la fois la plus sûre et la plus économique.

Le dimensionnement des servo-moteurs et du cercle de synchronisation doit être vérifié pour les fonctionnements transitoires, et prendre en compte, en cas de rupture de la liaison de sécurité directrice-cercle de synchronisation, les efforts appliqués sur une directrice désynchronisée et sur ses voisines.

Développement des turbines pompes

Il n'est pas dans notre propos de traiter les turbines-pompes dans leur ensemble, puisque deux articles leur sont spécialement consacrés [3, 4] au cours de cette Session, mais plutôt de définir les problèmes mécaniques délicats que pose la réalisation des turbines-pompes de grandes dimensions. Une des différences fondamentales entre les turbines-pompes et les turbines Francis est que les cycles de charge sont beaucoup plus fréquemment variables pour les premières que pour les secondes, en raison de leur mode d'exploitation en production de pointe. Plusieurs fois par jour les machines démarrent et s'arrêtent avec chaque fois un cycle de charge et décharge et des fonctionnements transitoires. Ceci conduit à des sollicitations en fatigue très sévères.

Il faut donc que l'analyse des contraintes dans les différents composants de la machine soit faite avec le maximum de précision et conduise au gradient le plus faible possible. D'où la nécessité absolue de déterminer les contraintes et les déformations par la méthode des éléments finis, que nous avons utilisée pour l'avant-distributeur, les flasques supérieur et inférieur et la roue. En ce qui concerne cette dernière pièce, nous avons dû adapter notre programme de calculs des roues Francis aux formes particulières des roues de turbines-pompes, pour effectuer l'analyse statique et dynamique de leur comportement.

Le problème important est alors de déterminer les forces hydrodynamiques pulsatoires qui peuvent soumettre les organes de la machine à des cycles de contraintes alternées de fréquences souvent voisines de certaines des fréquences propres des structures composantes. Seule l'expérimentation sur machine industrielle peut permettre de connaître l'amplitude et les fréquences de ces sollicitations.

Nous n'insisterons pas sur l'aspect de ces essais industriels puisqu'un autre article [2] de cette Session leur est spécialement consacré. Nous rappellerons simplement que sur les machines de Revin (France) :

Turbine	N = 200 MW	H = 240 m
Pompe	Q = 64 m ³ /s	H = 234 m
4 groupes	n = 300 tr/mn	ϕ roue = 4330 mm

nous avons effectué l'enregistrement de 52 paramètres différents sur un même groupe, qui ont permis de mieux connaître les forces excitatrices et la réponse des structures.

Nous développons ci-après les principaux problèmes des turbines-pompes et pour illustrer notre analyse nous avons choisi deux de nos dernières réalisations :

- Le Cheylas (France)

(voir figure 19)

– Turbine :	N = 250 MW	H = 256 m
Pompe :	Q = 83,3 m ³ /s	H = 260 m
2 groupes	n = 300 tr/mn	ϕ roue = 4780 mm

- Montezic (France)

(voir figure 20)

– Turbine :	N = 230 MW	H = 419 m
Pompe :	Q = 47,25 m ³ /s	H = 410 m
4 groupes	n = 428 tr/mn	ϕ roue = 4010 mm

Bâche et avant-distributeur

L'avant-distributeur est la pièce vitale de la machine, car c'est lui qui supporte tous les efforts de la turbine-pompe, qu'ils viennent de la volute, de la pression de l'eau sur ses propres surfaces, ou des boulonnages de fixation des flasques.

Pour les turbines-pompes sous chutes relativement élevées, la hauteur du distributeur est faible, et il est difficile d'adopter une solution soudée pour l'avant-distributeur qui est donc généralement moulé. Dans le cas du Cheylas cependant, la partie moulée est limitée aux avant-directrices et aux guideaux, les anneaux étant réalisés par des tôles soudées sur les guideaux moulés. La volute est construite à partir de tôles.

La conception de l'avant-distributeur du Cheylas peut être qualifiée de "classique" ; cependant l'adoption de guideaux moulés de forte épaisseur permet, en rapprochant d'eux le centre de gravité de l'anneau, de réduire le moment de flexion dû à l'action de la volute.

L'avant-distributeur de Montezic est beaucoup plus compact et la disposition relative des fixations des flasques et de l'attache de la volute conduit aux moments de flexion minimaux. De plus, la disposition parfaitement symétrique par rapport au plan moyen de la bâche des flasques supérieur et inférieur permet d'optimiser l'avant-distributeur.

Pour les deux affaires, l'avant-distributeur est réalisé en 4 parties, l'assemblage s'effectuant par soudure au chantier.

Flasques supérieur et inférieur

Ces pièces doivent présenter le maximum de rigidité et leur étude par la méthode des éléments finis permet d'abaisser le niveau des contraintes en agissant sur les différents paramètres.

La conception du flasque supérieur doit conduire à une structure qui permette de réduire les déformations locales. Une attention particulière est portée à la fixation du flasque sur l'avant-distributeur. Pour Le Cheylas où le flasque supérieur est de construction entièrement soudée, la fixation se fait par une double bride. Mais ce système, s'il conduit à un comportement meilleur du boulonnage, peut introduire des contraintes locales importantes.

A Montezic, la fixation du flasque se fait par une bride massive moulée monobloc avec la partie inférieure du flasque qui est donc de construction mixte. La réalisation en acier moulé convient parfaitement à la réduction des contraintes locales à la liaison bride-caisson.

Le flasque inférieur peut être bétonné (Le Cheylas) ou non (Montezic). Dans le cas du Cheylas, nous nous sommes attachés à réduire au minimum le décalage relatif des perçages de fixation des flasques sur l'avant-distributeur. A Montezic, la disposition symétrique des flasques permet d'adopter la même conception de fabrication mixte que pour le flasque supérieur.

Distributeur et sa commande

Les directrices d'une turbine-pompe sont soumises au cours des fonctionnements transitoires et notamment au cours d'un emballement à des couples pulsatoires importants. En effet, une partie de la roue fonctionne en turbine, alors que l'autre marche en pompe ; cela s'accompagne d'une circulation perturbée dans la roue avec création de tourbillons et dissipation d'énergie sous forme de bruits et vibrations.

L'importance des couples pulsatoires sur les directrices dépend de la valeur de la fréquence propre de torsion de la directrice comparée à la fréquence de défilement des aubes de la roue et à son premier harmonique. En effet, nos mesures à Revin et à Sainte-Croix ont mis en évidence les fréquences caractéristiques d'excitation : $f = nZr/60$ et $2f$. Il faut donc pour éviter toute résonance que la première fréquence propre en torsion de la directrice soit nettement supérieure à ces deux valeurs. Nous nous sommes imposés que la première fréquence propre dans l'eau soit comprise entre $3f_0$ et $4f_0$, l'indice 0 correspondant à la vitesse de synchronisme.

Comme les directrices sont soumises à des couples pulsatoires, il faut impérativement que les jeux dans la chaîne de commande soient réduits au strict minimum ; de même on doit tout faire pour éviter les flexibilités secondaires qui augmentent les déformations. Les directrices peuvent être commandées soit par un cercle de vannage (Le Cheylas), soit par des servo-moteurs indépendants (Montezic).

Au Cheylas, l'organe de sécurité qui relie le levier cla-

Figure 19 – Le Cheylas (Alsthom Neyrpic-Creusot-Loire)

Figure 20 — Montezic

veté sur la directrice au levier mobile lié au cercle de vannage, est un boulon de rupture mis en précontrainte ; de sorte qu'en fonctionnement normal il n'y a aucun jeu de liaison.

A Montezic, la synchronisation entre les servomoteurs est assurée par un cercle de synchronisation, la protection d'une directrice étant réalisée par un doigt de rupture à la liaison directrice-cercle.

Roue

Comme déjà indiqué précédemment, l'analyse des contraintes statiques et dynamiques des roues est effectuée par la méthode des éléments finis. La détermination

des épaisseurs du plafond, de la ceinture et des aubes doit être faite avec grand soin pour éviter les fissurations en service, notamment aux bords de sortie des aubes, et permettre une réalisation correcte en aciérie. Les roues sont exécutées soit en acier inox à 13 % Cr et 4 à 6 % Ni, soit en acier inox à 17 % Cr et 4 % Ni, matériaux de très bonnes caractéristiques mécaniques, soudables et ayant une très bonne tenue à la cavitation.

Pour les machines de chutes élevées, la faible hauteur des canaux de la roue permet difficilement une réalisation en mécano-soudage. Par contre pour des chutes plus faibles nous pouvons adopter des roues soudées.

La détermination de la poussée hydraulique sur la roue est très délicate, car elle résulte d'une différence de

grands nombres, et il suffit d'une légère imprécision sur l'un des deux termes de la différence pour faire varier l'écart dans des proportions importantes. Il est particulièrement nécessaire de vérifier les cas extrêmes de fonctionnement de façon à éviter une charge excessive sur le pivot ou un soulèvement des parties tournantes.

Organes porteurs

La disposition des organes porteurs, principalement celle du pivot, dépend du type de démontage retenu pour la roue.

Du fait de la vitesse de rotation relativement élevée, les groupes comportent généralement trois paliers. C'est le cas pour toutes nos turbines-pompes.

Nous avons vu plus haut que les fonctionnements en survitesse ou à l'emballement s'accompagnent d'une circulation perturbée dans la roue. Il en résulte au niveau de cette dernière des variations de poussées radiales et axiales aléatoires très importantes, qui doivent être prises en compte pour le dimensionnement du palier turbine et du pivot et de leurs supports. Bien entendu palier et pivot doivent être adaptés à la rotation dans les deux sens.

Pour le Cheylas, le démontage de la roue se fait à l'étage intermédiaire entre la turbine et l'alternateur. Dans ce cas le pivot repose sur un support indépendant appuyé directement sur le béton.

A Montezic, le démontage de la roue se fait par dessous, et l'on a pu adopter un pivot reposant sur le fond de la turbine.

Utilisation des groupes bulbes

Les recherches qui permettent de mieux connaître le fonctionnement réel des groupes bulbes de grandes dimensions et le comportement mécanique de leurs parties essentielles, dans les régimes extrêmes d'exploitation, s'avèrent indispensables pour améliorer la technique et pour assurer la sécurité de ces machines [5].

Les campagnes de mesures effectuées en 1972, 1973 et 1974, en collaboration avec la Compagnie Nationale du Rhône, sur les groupes de Gervans et d'Avignon (30 MW sous $H = 12$ m, $D_{\text{roue}} = 6,25$ m, distributeur et pales mobiles, 4 pales) et de Sauveterre (33 MW sous $H = 9$ m, $D_{\text{roue}} = 6,900$ m, distributeur et pales fixes, 4 pales) ont été très fructueuses. Notre étude se rapportait principalement aux contraintes sur les pales, aux déformations et aux déplacements de la ligne d'arbres ; les pressions dans le conduit hydraulique pour des régimes stabilisés, conjugués ou non, et les régimes transitoires ont aussi été analysés [2, 6].

C'est riches de ces renseignements que nous avons pu aborder sans difficulté en 1974 l'étude des 8 groupes de Rock Island (53 MW sous $H = 12,1$ m, $D_{\text{roue}} = 7,4$ m, distributeur et pales mobiles, 4 pales) et que nous mènerons à bonne fin l'exécution du récent projet de la C.N.R. : 4 groupes de Chautagne et Belley (45 MW sous $H = 14,70$ m, $D_{\text{roue}} = 6,4$ m, distributeur et pales mobiles, 4 pales). Pour le futur, nous pouvons envisager sans crainte des groupes ayant des diamètres de roue supérieurs à 8 m.

Pour illustrer les problèmes principaux des groupes bulbes de grandes dimensions nous nous appuierons souvent sur les données de Rock Island (voir Fig. 21).

Figure 21 — Rock Island

Structures d'appui du groupe

Pour Rock Island, la structure porteuse du groupe se compose d'un avant-distributeur scellé dans le béton, comportant six avant-directrices, et de deux piliers en béton sous la carcasse de l'alternateur. Nous avons étudié les comportements statique et dynamique d'une telle structure mixte ; cette analyse a montré que la structure est rigide, mais son hyperstatisme conduit à des efforts axiaux très importants dus aux dilatations thermiques. L'ensemble des efforts appliqués au groupe est partagé entre les avant-directrices et les piliers en béton en fonction de leurs rigidités respectives : un programme de calculs mis au point spécialement pour l'étude des appuis des groupes bulbes a permis de mener à bien l'analyse des contraintes sous les différents cas de charge et l'étude de la réponse dynamique des structures.

Pour des groupes de caractéristiques moins poussées que celles de Rock Island, nous avons envisagé une structure avec un avant-distributeur totalement porteur et des stabilisateurs latéraux à l'amont pour améliorer la tenue aux vibrations. L'étude de cette solution avec un appui unique, pour des groupes de dimensions voisines de celles de Rock Island, a montré que la conception d'un avant-distributeur comportant deux bras verticaux d'accès largement dimensionnés pour la transmission du couple moteur et quatre avant-directrices pleines participant de façon importante à la reprise des poussées axiales ainsi qu'à la stabilisation latérale, était parfaitement envisageable.

Cette disposition permet les dilatations thermiques sans création d'efforts sur les massifs et sans perturber le stator de l'alternateur. Elle évite également tous travaux de Génie Civil pour la réalisation de pieds d'appui sous l'alternateur.

La conception de l'avant-distributeur comme appui unique scellé impose que le montage de l'alternateur se fasse par l'amont, soit par accès direct pour les groupes en chambre d'eau, soit après démontage d'un couvercle pour les groupes en conduit.

Lorsque l'appui unique ne peut être disposé à l'aval de l'alternateur, il est alors constitué par l'ogive amont avec deux bras scellés dans le plan vertical. Dans ce cas, il faut un appui secondaire entre l'alternateur et le distributeur. C'est la disposition retenue pour Chautagne où cet appui est réalisé par six butons radiaux disposés entre le béton du conduit et un anneau central du bulbe.

Dans cette solution, la mise en place de l'alternateur se fait de l'aval par la fosse turbine.

Organes porteurs

C'est la charge due aux parties tournantes qui fixe le nombre et le type des paliers. Pour Rock Island, nous avons adopté une ligne d'arbres sur trois paliers :

- Les deux paliers de part et d'autre de l'alternateur sont du type à coussinet lisse. Le plus chargé (palier intermédiaire) a un effort théorique de 100 tonnes environ pour un diamètre de 1 050 mm.
- Le palier turbine est du type à patins (2 porteurs, 2 stabilisateurs) ; il supporte 200 tonnes environ sur un diamètre de 1 200 mm.

La limite des paliers à coussinet lisse peut s'établir à 150 tonnes environ. Afin de réduire la charge sur le palier turbine, le servo-moteur de commande des pales a été placé dans l'arbre turbine.

Lorsque la ligne d'arbre comporte deux paliers et que l'avant-distributeur est l'appui unique du groupe, pour tirer le profit maximum de cette conception, on peut placer la butée et le palier alternateur au droit de l'avant-distributeur, le rotor de l'alternateur étant en porte-à-faux. (Dans ce cas, le servo-moteur de commande des pales est logé dans la roue). Cette disposition permet à l'ensemble des charges dues aux parties tournantes de passer directement dans la pièce support. Dans ce type de conception l'anneau intérieur de l'avant-distributeur est un des éléments essentiels à la bonne tenue mécanique de l'ensemble ; sa rigidité conditionne simultanément la raideur des paliers et celle du support de butée.

Roue

Les mesures de contraintes sur les pales effectuées sur nos groupes du Rhône ont mis en évidence des fluctuations de contraintes à la fréquence de rotation pour certains régimes perturbés. Les variations de contraintes montrent que des efforts dissymétriques s'appliquent à la roue et créent un couple pulsatoire d'axe perpendiculaire à l'axe du groupe. Ce couple, transmis à l'accouplement de la roue sur l'arbre, provoque des flexions de l'arbre à la fréquence de passage des pales $4 f_0$. La connaissance de ce couple conditionne la sécurité de la boulonnerie d'accouplement.

Un soin tout particulier est apporté à l'étude de la pale et de son boulonnage de fixation. D'une manière générale, tous les boulonnages importants de la roue sont mis en précontrainte, au moyen de vérins hydrauliques ou de cannes chauffantes, avec une sécurité confortable par rapport aux efforts en service. De plus pour l'accouplement arbre-roue de Rock Island, nous avons voulu éviter d'implanter des goujons dans une partie du moyeu où existent souvent des défauts de fonderie, et avons adopté des tiges traversantes avec écrous à l'intérieur du moyeu.

Les conditions de cavitation nous ont fait retenir l'acier inoxydable à 17 % Cr et 4 % Ni pour les pales de Rock Island. Cet acier présente des bonnes qualités de soudabilité à froid et une bonne résistance à la fatigue dans l'eau.

Commande du distributeur

A Rock Island, la commande du distributeur est réalisée de manière classique à l'aide d'un cercle de vannage extérieur commandé par deux servo-moteurs disposés dans la fosse du groupe.

On peut également manœuvrer les directrices par des servo-moteurs individuels placés à l'extérieur, et synchronisés mécaniquement par un petit cercle de vannage disposé soit à l'intérieur s'il peut y être logé, et si les efforts ne sont pas trop importants, soit à l'extérieur (Chautagne).

Raccordement avec l'alternateur

Dans un groupe bulbe, l'alternateur est partie intégrante du bulbe et sa conception a des conséquences importantes sur la turbine.

Selon qu'il fonctionne en air surpressé ou en air atmosphérique, qu'il est refroidi directement par la carcasse ou par des réfrigérants, ses dimensions peuvent varier dans de grandes proportions, ce qui pose le problème des formes hydrauliques de raccordement avec l'avant-distributeur et avec l'ogive amont. En outre le diamètre extérieur de l'alternateur a une incidence directe sur l'entr'axes des groupes.

A Rock Island, pour un diamètre de roue de 7,4 m nous avons un diamètre extérieur de la carcasse alternateur = 7,6 m, avec l'air surpressé à 2 bar absolu, refroidi au travers de réfrigérants à eau.

A Jenpeg (groupe fourni par les constructeurs russes au Canada) $N = 29$ MW sous $H = 7,32$ m, l'alternateur est dans l'air atmosphérique ; stator et rotor sont re-

froidis par eau. Dans ce cas, pour un diamètre de roue de 7,5 m, la carcasse alternateur atteint 9,4 m sur son diamètre extérieur.

Kaplan de grandes dimensions

Tout ce qui a été dit, à l'exception des roues, à propos de grandes turbines Francis reste applicable aux grosses turbines Kaplan et Hélices, avec cependant la précision que, du fait des faibles valeurs des chutes et des grandes dimensions, les fréquences propres des différents composants sont nettement plus basses. Il faut donc que l'analyse du comportement dynamique de ces machines, sous les efforts pulsatoires des fonctionnements normaux et transitoires, soit conduite avec le plus grand soin.

Les connaissances acquises à ce jour nous permettent d'étudier des machines d'un diamètre de roue supérieur à 9 m. Pour développer les aspects principaux des

Figure 22

grandes turbines Kaplan, nous utiliserons les données de la Chine : (voir figure 22) — $N = 62,3$ MW sous $H = 14$ m, limitée à 75 MW sous $H = 22$ m, $D_{\text{roue}} = 8$ m, 5 pales. Le premier groupe a été mis en service en Décembre 75.

Avant-distributeur

Il comporte 16 avant-directrices uniformément réparties, mais dans la partie frontale de la bache du côté du bec, 3 avant-directrices supplémentaires ont été intercalées à la suite d'essais à l'air, pour améliorer l'écoulement à travers les avant-directrices (1).

Les avant-directrices ont pour diamètres d'entrée : 11 900 mm et de sortie 10 400 mm, la hauteur du distributeur atteint 3 200 mm. Nous avons adopté une épaisseur de 100 mm, qui conduit à la première fréquence propre dans l'air de 52,5 Hz. La fréquence d'excitation par les tourbillons de Karman sur le bord de sortie, déterminée pour le débit maximal de la machine, a pour valeur théorique 24,4 Hz. Nous venons de vérifier en Décembre 1976 — Janvier 1977, nos hypothèses de dimensionnement sur les groupes de Salignac (France) : 43,6 MW sous $H = 28$ m : les mesures de contraintes effectuées sur les avant-directrices ont montré que sur toute l'étendue de la plage de fonctionnement possible, les contraintes pulsatoires sont d'amplitude très faibles.

Flasque supérieur

Le flasque supérieur est coupé en deux parties pour permettre le démontage de la roue sans démonter le distributeur. La partie centrale de structure caissonnée très rigide supporte à sa partie inférieure le palier turbine, et à sa partie supérieure le pivot. Pour des raisons de rigidité maximale, la partie extérieure qui comporte les directrices est bétonnée après sa fixation sur les avant-directrices. Cette disposition supprime une bride supplémentaire entre la pièce scellée et la partie portant les directrices, ce qui évite une flexibilité et un joint d'étanchéité et réduit l'encombrement. Par contre, le démontage des directrices doit se faire obligatoirement par le bas.

Commande du distributeur, servo-moteurs indépendants

Comme le distributeur assure la protection de la machine contre l'emballement, il doit impérativement fermer et son fonctionnement doit être très sûr. Nous avons retenu pour le flasque supérieur la solution qui conduit aux déformations minimales afin d'éviter le coincement des éléments mobiles de la commande. L'utilisation d'un cercle de vannage n'offre pas toute la sécurité désirable, car le grippage d'un des servo-moteurs de commande empêche la fermeture de toutes les directrices. C'est pourquoi nous avons choisi des servo-moteurs indépendants : en cas de grippage de l'un d'eux seule la directrice correspondante ne ferme pas.

La synchronisation des 32 directrices est assurée par un cercle de synchronisation dont le dimensionnement a été particulièrement soigné.

Les couples hydrauliques sur les directrices dépendent de l'angle d'injection à la sortie de l'avant-distributeur. Cet angle varie selon la position de l'avant-directrice. Il est voisin de 90° (alimentation radiale) dans la partie frontale de la bache côté du bec et atteint 43° dans toute la partie spirale. Il en résulte que, pour une même chute de fonctionnement et une position donnée du vannage, les couples hydrodynamiques C_i varient d'une directrice à une autre, surtout aux fortes ouvertures. Les servo-moteurs de vannage ayant tous les mêmes dimensions et une alimentation commune, appliquent aux directrices le même couple C_M . Des efforts F_i existent donc dans les bielles du cercle de synchronisation qui agit comme répartiteur d'efforts.

Le système étant bouclé, il comporte 33 inconnues (32 efforts F_i et C_M). Les relations d'équilibre sur chacune des directrices donnent 32 relations. Pour obtenir les valeurs des efforts F_i et C_M , il est nécessaire d'introduire une équation de déformation traduisant le bouclage du système.

Bien entendu, l'étude du cercle de synchronisation a été faite en fonctionnement normal dans les cas extrêmes de fermeture à l'emballement, ainsi que pour la rupture du doigt de sécurité qui relie chaque directrice au cercle.

Pour la réalisation du cercle de synchronisation, nous avons jugé préférable de simplifier la technologie d'exécution et d'adopter un système simple et fiable compte tenu des efforts que les biellettes peuvent être amenées à transmettre lors des emballements. Celles-ci ne comportent aucun système de réglage de longueur. La constitution des parallélogrammes déformables est alors faite uniquement par la précision d'exécution des différentes pièces.

Compte tenu de la structure bouclée du cercle de synchronisation, nous avons vérifié que le système est compatible avec les déformations des directrices et du flasque supérieur sous l'action des efforts extérieurs. Les jeux aux articulations ont été fixés en prenant en compte les déformations du flasque supérieur et des directrices, les jeux et tolérances d'exécution des différentes pièces et les incertitudes de mesure dues à la température.

Roue

Le dimensionnement de cet organe résulte d'un compromis entre les impératifs hydrauliques (puissances, rendements, tenue à la cavitation) qui tendent vers une réduction du diamètre du moyeu et les exigences de la tenue mécanique qui nécessitent un diamètre minimum acceptable. Comme tout compromis, il exige l'étude des deux aspects qui doivent prendre en compte : choix du tracé hydraulique (en particulier épaisseur de la pale à l'attache), calcul des répartitions de pression, étude des régimes transitoires, définition des efforts de manœuvre, dimensionnement du servo-moteur et du mécanisme de commande, calcul des contrepressions, calcul du moyeu.

(1) La bache spirale était déjà réalisée suivant un autre tracé.

Un moyeu de dimensions trop réduites, s'il assure de meilleures caractéristiques hydrauliques, peut conduire à des contraintes ou des pressions spécifiques d'appui trop élevées qui entraînent des fissurations ou des usures anormales en service. De même, une épaisseur insuffisante à l'attache des pales aboutit à un mauvais comportement en régimes vibratoires avec fissurations.

Pour la Chine, le servo-moteur de commande des pales est disposé dans le moyeu à la partie supérieure, le fond du cylindre est constitué par le plateau d'accouplement de l'arbre turbine avec la roue.

Les pales rapportées sont réalisées en acier inoxydable à 17 % Cr et 4 % Ni, en raison des conditions de cavitation particulièrement sévères imposées par le calage du groupe.

Pivot

Ce qui fait la difficulté particulière de la Chine est sa charge élevée (1 900 tonnes) appliquée sur un petit diamètre moyen 2 760 mm. Il en résulte un faible nombre de patins (dix) de dimensions relativement importantes : largeur de la couronne = 690 mm. L'équirépartition automatique des charges est assurée par notre système oléo-hydraulique des membranes. Un soin tout particulier a été apporté au cours de l'étude à réduire les déformations thermiques et mécaniques des patins.

La circulation de l'huile est assurée par un groupe moto-pompe extérieur.

Conclusion

La conception des turbomachines hydrauliques de très grandes puissances ne peut être une simple extrapo-

lation des machines existantes ; des difficultés nouvelles apparaissent avec l'accroissement spectaculaire des dimensions. Les structures fixes ou mobiles constituant ces machines atteignent des dimensions imposantes qui obligent les Constructeurs à repenser tous les problèmes allant de la conception à la fabrication.

Des études générales se poursuivent actuellement qui permettront de préciser les puissances maximales unitaires réalisables, compte tenu des différentes limites techniques et économiques :

- rentabilité globale de l'installation,
- possibilités de fabrication et de transport,
- tenue des machines (instabilités des écoulements, phénomènes de fatigue...),
- maintien d'un coefficient d'utilisation élevé.

Bibliographie

- [1] MOULIN (C.), WEGNER (M.), EREMEFF (L.R.), VINH PHONG — *Méthodes de tracé des turbomachines hydrauliques*.
- [2] PICOLIER (G.) — *Turbomachines hydrauliques. Essais industriels et méthodes de calcul*.
- [3] BOUSSUGES (P.), MEGNINT (L.), AMBLARD (H.) — *Turbines-pompes de hautes chutes*.
- [4] CASACCI (S.), BOUSSUGES (P.), JARRIAND (P.), PHILIBERT (R.), GUITON (P.) — *Contribution à l'étude des vibrations des organes de vannage des turbines-pompes*.

Les références 1 à 4 correspondent aux articles publiés dans le présent numéro.

- [5] CASACCI (S.) — Les groupes bulbes. Projets et perspectives, *La Houille Blanche* n° 2/3 (1973).
- [6] CASACCI (S.), BOSC (J.) — La sécurité dans les turbomachines hydrauliques de grandes dimensions. Point de vue du constructeur, *Revue Française de Mécanique* n° 50-51 (1974).
- [7] CASACCI (S.), MOULIN (C.), BOSC (J.) — Modern trends in very large hydraulic turbines, *Water Power*, October 1975.

Discussion

Président : M. C. GEMAEHLING

M. le Président remercie vivement M. BOSC qui a réussi à exposer en un temps limité le condensé d'un intéressant et épais mémoire dont une partie importante paraîtra dans "La Houille Blanche". Alors que nous avions précédemment entendu le point de vue du Maître d'œuvre concepteur puis celui de l'exploitant, ce mémoire nous apporte celui du Constructeur de turbines, dit M. le Président qui ouvre la discussion en posant la question suivante :

Vous avez parlé, dans le cas de roues de très grandes dimensions, de la nécessité de terminer certains travaux d'usinage sur le lieu même de montage des machines. De quelle manière a-t-on abordé ces difficiles problèmes (soudures, recuits, etc.) ?

Cela dépend du cas particulier considéré, répond M. BOSC. Ainsi pour les turbines de Cabora-Bassa (qui tournent depuis deux ans), où les conditions de transport interdisaient des roues monobloc, après diverses études en liaison avec le Laboratoire de métallurgie appliquée du Commissariat à l'Energie Atomique, il a été décidé de réaliser chaque aube de la roue en deux parties — respectivement solidaires du plafond et de la ceinture — soudées sur place ; on a utilisé, à cet effet, un acier austéno-ferritique qui

permet de s'affranchir de tout traitement thermique après soudure.

Pour les roues d'Itaipu, une solution envisagée est de les construire partiellement sur place avec un four de traitement thermique et une installation d'usinage relativement rustique qui ne requiert pas toute la précision de l'atelier classique d'un constructeur de turbines. Ce procédé, déjà utilisé aux Etats-Unis pour les machines de Grand Coulee, semble devoir se généraliser. En Russie, certaines grandes roues ont été assemblées mécaniquement sur place ; mais cette méthode semble de plus en plus abandonnée au profit de la construction par soudure sur les lieux de montage.

En l'absence d'autre intervention, M. le Président lève la séance en se félicitant des points de vue complémentaires qui y ont été exposés sur les aménagements hydroélectriques récents et conclut : La nouvelle conjoncture énergétique a donné une vigueur nouvelle à l'hydroélectricité dans le monde entier, en raison notamment de la grande taille des installations envisagées aujourd'hui, il y a matière à d'intéressantes recherches pour les ingénieurs d'aujourd'hui et de demain.