

Etude des régimes transitoires dans les circuits hydrauliques de réfrigération des centrales thermiques*

Jacques Bonnin et Colette Jolas

Electricité de France, Direction des Etudes et Recherches.

Michele Fanelli

Ente Nazionale per l'Energia Elettrica, Direzione Studi e Ricerche

Après avoir posé le problème des régimes transitoires dûs aux manœuvres volontaires ou non dans les circuits hydrauliques de réfrigération, et montré les dangers qu'ils peuvent occasionner, en particulier en cas de rupture de la veine hydraulique, les auteurs examinent les différentes méthodes d'études des problèmes : méthodes numériques de simulation (explicites et implicites), utilisation de modèles physiques, relevés d'essais sur le site. Les méthodes numériques, qui ne sont pas encore pleinement satisfaisantes ni très économiques, représentent encore très mal les fermetures de cavités. Les modèles physiques, onéreux, tout au moins pour une première installation, ne sont pas encore pleinement représentatifs (similitudes incompatibles, difficultés de représenter les pompes). Les relevés sur le site sont souvent gênants pour l'exploitation et toujours limités à des manœuvres non destructives. La confrontation des trois, déjà satisfaisante, devra être améliorée par de nouvelles études pour permettre le développement des remèdes aux surpressions qu'engendrent ces transitoires.

Risques de rupture de veine dus aux régimes transitoires dans les circuits de condenseurs

1. — Un circuit de condenseur d'une centrale thermique peut être schématiquement représenté par la figure 1 où l'on retrouve ses éléments principaux : prise d'eau, pompe, vanne, conduite d'aménée, condenseur, conduite

(*) Communication présentée au Cycle de Conférences CEA-EDF, 6-10 octobre 1975. Les sources froides des centrales électriques.

de retour, rejet. En fonctionnement normal, la vanne est ouverte et les pertes de charge sont localisées essentiellement dans les deux conduites et dans le condenseur. Ce dernier, pour des raisons constructives, est placé assez haut de façon en particulier à éviter des cuvelages étanches onéreux pour le bâtiment de la salle des machines ; cette condition est d'ailleurs d'autant plus critique que les variations du niveau naturel de l'eau peuvent être importantes. Elle conduit dans la pratique, en fonctionnement normal, à une pression au sommet du condenseur nettement inférieure à la pression atmosphérique et pouvant parfois atteindre dans la boîte à eau aval 0,2 à 0,3 bar absolu seulement, ce qui est compatible avec un fonctionnement normal.

Lorsque des manœuvres prévues ou accidentelles créent dans ce circuit des régimes transitoires, il devient le siège d'ondes de pression positives ou négatives.

La pression peut alors devenir dans le circuit inférieure à la tension de vapeur, en particulier dans le condenseur, provoquant la rupture de la veine liquide et la formation d'une cavité vide d'eau.

Lorsque la pression prend à nouveau des valeurs plus élevées, la fermeture de cette poche peut engendrer localement des pressions assez élevées (plusieurs bars) susceptibles de provoquer des dommages graves au condenseur ou aux conduites.

Ces phénomènes ont été étudiés numériquement et sur modèles réduits par Evangelisti [1] et par Streefer [2] puis par Fanelli [3] et par Anelli [4]. Ils ont fait l'objet en Italie de deux tables rondes organisées par l'ENEL en 1971 et 1974 [5].

2. — Pour limiter ces inconvénients, on ne peut recourir à tout l'arsenal des remèdes habituels contre les coups de bélier [6], car certains de ces remèdes sont inapplicables, soit à cause des débits importants mis en jeu, soit à cause des sujétions particulières d'exploitation de ces circuits :

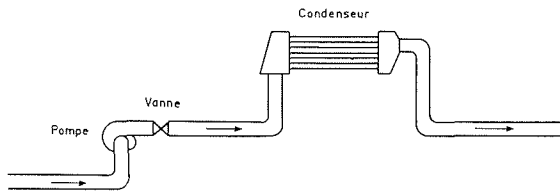


Figure 1. — Schéma d'un circuit de condenseur

- la suppression des transitoires trop rapides, concevable pour les manœuvres programmées de mise en route et d'arrêt, ne peut être envisagée pour le cas de défaut brusque d'alimentation des pompes;
- la conjugaison optimale de la fermeture de la vanne avec l'arrêt de la pompe, qui permet de réduire l'amplitude des ondes de pression, ne réalise pas une protection absolument sûre contre les défauts d'alimentation;
- un volant d'inertie est inconcevable, car vu la masse d'eau en circulation, il aurait des dimensions et un prix inacceptables;
- l'admission d'air dans les zones critiques a été utilisée avec succès dans certaines installations alors équipées en leurs points hauts de soupapes casse-vide. L'air constitue lors du retour de la pression un bon amortisseur, limitant ainsi à des valeurs acceptables les pressions maximales atteintes.

Il y a toutefois un inconvénient sérieux à ce remède simple, économique et relativement très sûr : il empêche de réenclencher rapidement la pompe de circulation après son déclenchement, d'où de sérieux problèmes d'exploitation pour la centrale. On peut toutefois tenter d'y remédier en limitant quantitativement l'entrée d'air ; mais, outre qu'il est nécessaire d'avoir correctement déterminé la masse d'air optimale à admettre, le dispositif perd alors en simplicité et en fiabilité.

Un récent brevet EDF propose d'admettre alors, non de l'air, mais de l'eau provenant d'un réservoir auxiliaire, pour remplacer en quelque sorte celle que la pompe ne peut plus fournir. Cette disposition représentée par la figure 2 est analogue davantage aux réservoirs d'air anti-bélier utilisés dans les distributions d'eau [7] qu'aux classiques cheminées d'équilibre ; elle en diffère essentiellement par le fait que la pression dans le réservoir auxiliaire est inférieure à la pression atmosphérique ; son optimum pourrait être égal à la tension de vapeur de l'eau. Ce dispositif a été essayé en collaboration avec l'ENEL sur le modèle physique de Niguarda dont il sera parlé plus loin [8].

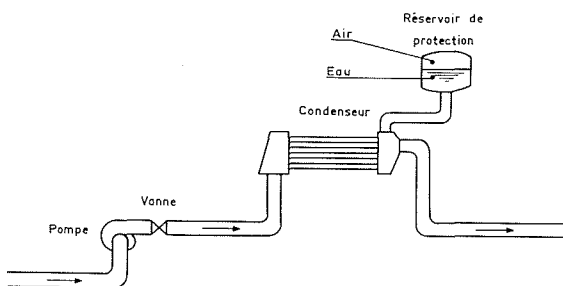


Figure 2. — Schéma d'un réservoir auxiliaire de protection

3. — Bien entendu, d'autres dispositions peuvent être envisagées, mais il reste nécessaire de prévoir, avec ou sans protection particulière, les variations de pression aux points particulièrement sensibles du circuit de réfrigération, lors du développement des régimes transitoires voulus ou non, afin de pouvoir adopter en connaissance de cause les dispositions constructives et les consignes d'exploitation conservatives pour ce matériel.

Méthodes d'étude du problème

Pour étudier le problème des régimes transitoires, trois types de méthodes peuvent être envisagés :

- les méthodes numériques,
- les méthodes ayant recours à des modèles physiques,
- l'expérimentation sur le site,

présentant chacun, comme nous allons le voir, avantages et inconvénients. Aussi la comparaison des résultats tirés des trois doit-elle s'avérer particulièrement enrichissante.

1. — Méthodes numériques de simulation des régimes transitoires

Les méthodes numériques de simulation des régimes transitoires font appel à des modèles mathématiques ; ceux-ci représentent d'une part les conditions aux limites du fluide (dans l'espace et dans le temps), d'autre part les lois auxquelles obéit le mouvement de ce fluide.

Le mode de représentation mathématique de ces dernières conduit à classer les méthodes numériques en deux catégories. En effet, la combinaison des équations dynamique et d'état conduit aux équations bien connues d'Allievi qui expriment la propagation — théoriquement sans déformation — d'ondes, au moyen de caractéristiques espace-temps.

Dans certaines méthodes numériques, comme par exemple celles tirées directement de la méthode graphique de Schnyder-Bergeron ou de la méthode plus élaborée de Craya, ces caractéristiques apparaissent explicitement ; dans d'autres au contraire, la résolution numérique est effectuée directement sur les équations de départ ; la différence de traitement justifie l'appellation de *méthodes explicites* ou de *méthodes implicites* par ailleurs équivalentes.

Tous les modèles mathématiques actuels évitent l'aspect bidimensionnel ou même tridimensionnel de l'écoulement et considèrent les différents éléments du circuit comme filaires (grandeurs cinématiques et dynamiques déterminées pour une section) ou capacitifs (grandeurs définies dans un volume). Ainsi le condenseur pourra-t-il être considéré comme un ensemble de tubes débitant en parallèle entre deux capacités où la pression est définie à chaque instant. Cette simplification mathématique, valable en écoulement monophasique (avant rupture de veine), représente très mal la rupture lorsque la direction de l'écoulement n'est pas verticale. Elle est à l'origine de sous-estimations graves de la surpression de fermeture de la cavité.

Une autre difficulté provient de la façon de représenter les caractéristiques de pompes, pour lesquelles le passage par certains points singuliers de fonctionnement est délicat, et qui de surcroît sont souvent mal connues dans tous les domaines et peu valables pour les transitoires rapides.

D'autre part, les caractéristiques de célérité et de dissipation des liquides peuvent être sérieusement affectées par un léger dégazage précédant la rupture de veine. Ces effets ont été étudiés par Fanelli et Reali [9], par Siccardi et al. [10] [11] ainsi que par Martin et Padmanabhan [12] et par Piga et Sambiagio [13]. A l'heure actuelle leur introduction dans les modèles mathématiques complets n'est pas encore réalisée.

Enfin, la représentation de l'évolution de la masse d'air éventuellement présente dans une cavité suppose la connaissance de sa température et de ses variations, toutes deux conjecturales pour l'instant : l'introduction de l'air par un orifice en écoulement généralement sonique abaisse fortement sa température, et les échanges entre cet air et l'eau sont mal connus.

Toutes ces raisons conduisent à une représentativité incomplète des modèles mathématiques, défaut auquel peuvent s'ajouter des imperfections d'ordre numérique (apparition d'oscillations d'origine numérique ou au contraire amortissement excessif).

2. — Modèles physiques

Les modèles physiques sont ceux où l'on cherche à reproduire, avec des échelles convenables, les phénomènes étudiés. Ils ne peuvent toutefois atteindre la perfection que s'il est possible d'y respecter simultanément toutes les similitudes qui interviennent. Dans le cas contraire (comme nous le verrons plus loin) les écarts dus au non-respect de certaines similitudes, généralement désignés sous le nom d'*effets d'échelle*, diminuent la fiabilité du modèle.

Des difficultés supplémentaires sont dues à la quasi-impossibilité de faire réaliser des pompes semblables à celles du circuit réel et à la nécessité d'opérer le plus souvent avec une eau désaérée. Ajoutons que la technologie de ce genre de modèle n'est pas simple ; mais son utilité est indéniable car il permet d'effectuer physiquement des manœuvres interdites sur une installation réelle.

Nous verrons qu'un modèle physique peut souvent être hybride si certains éléments, difficiles à réaliser physiquement, sont introduits de façon approximative en fonction des résultats de calculs simplifiés, ce qui suppose alors à ce niveau un bouclage faible ou nul entre les variables concernées.

3. — Expérimentation sur le site

Théoriquement l'expérimentation sur le site serait le mode d'approche le plus satisfaisant, si les conditions de fidélité des essais étaient respectées. En réalité, il est par exemple difficile d'obtenir les conditions de niveau correspondant aux cas les plus défavorables, et impossible de faire varier à volonté la teneur de l'eau en air.

Les principaux défauts de l'expérimentation sur

le site sont l'impossibilité d'opérer avant la construction et celle d'effectuer des manœuvres dangereuses, que le modèle physique peut supporter sans danger majeur. Cette expérimentation ne peut donc se substituer entièrement aux méthodes précédentes ; elle peut toutefois les compléter, en permettant une confrontation stricte des cas réalisables sur modèles physiques en mathématiques, et en permettant d'ajuster les consignes d'exploitation en l'absence de tout effet d'échelle.

4. — On voit par ce qui précède que les trois types de méthodes envisagées sont complémentaires et que leur comparaison sera toujours fructueuse. Notons que leurs prix et délais d'exécution sont eux aussi distincts mais dépendent du degré de connaissance et d'équipements des organismes chargés de l'étude, ce qui peut conduire à des choix différents.

Modèles mathématiques

1. — Comme nous l'avons vu schématiquement les modèles mathématiques cherchent à représenter le phénomène en traitant —de façons diverses— les équations qui le régissent. L'un d'entre nous [3] a exposé il y a quelques années en détails le cas d'un modèle en cours de développement, cherchant à représenter une rupture de veine et une fermeture de cavité, avec et sans introduction d'air, en utilisant la méthode des caractéristiques précédemment indiquée par Evangelisti [1] pour résoudre des problèmes de coup de bélier. Comme l'écriture des équations fondamentales peut changer suivant le type de méthode mathématique —et en particulier, suivant que l'on adopte une méthode explicite ou implicite— nous n'écrirons pas ici ces équations, mais les mentionnerons seulement.

Equations relatives à des éléments de conduites

Ces équations concernent aussi bien les conduites d'amenée et de retour, d'interconnexion éventuelle, que les tubes du condenseur. Bien que dans ceux-ci la représentation de la propagation (ou, ce qui revient au même, de la compressibilité du liquide) ne soit pas essentielle, elle ne présente en effet aucune difficulté supplémentaire.

Les équations incluent d'une part les pertes de charge, et d'autre part les phénomènes de propagation introduits soit directement (sous forme explicite équivalente aux équations d'Allievi [1] [2]) soit implicitement par les équations dynamiques et d'état du fluide.

Ainsi ces équations peuvent également représenter l'écoulement soit de l'air, soit d'un fluide diphasique (l'air étant partiellement séparé de l'eau), pourvu que l'on connaisse les propriétés mécaniques apparentes du nouveau fluide ou la célérité des perturbations qui s'y propagent. Actuellement, aucun modèle mathématique ne tient compte efficacement de ce dernier phénomène.

Equations relatives à des singularités du circuit

Ces équations concernent des éléments du circuit où, sur une faible longueur, l'énergie mécanique du fluide varie de façon importante, en plus ou en moins. Il est alors superflu d'y tenir compte des pertes de charge régulières et des phénomènes de propagation. En revanche, on pourra introduire les variations temporelles des caractéristiques, passives ou actives, de ces éléments, tels que vannes et pompes.

Dans le cas des vannes, la connaissance à un instant quelconque du degré d'ouverture fournit une relation théorique ou expérimentale entre le débit et la chute de pression qu'il suffit ensuite d'ajuster ou de discrétiser convenablement.

En ce qui concerne les pompes, les difficultés sont plus grandes et viennent d'une part de la méconnaissance, dans le cas général, de leurs caractéristiques complètes (quels que soient les signes du débit, de l'énergie échangée, du sens de rotation, du couple) et d'autre part du fait que ces variables peuvent s'annuler à certains instants, donnant lieu mathématiquement à des indéterminations et numériquement à des divergences de calcul, sauf précautions particulières dont l'apparition dépend du mode de représentation adopté pour les caractéristiques.

Enfin, on connaît encore très mal l'influence des transitoires sur les caractéristiques des pompes et on ne sait donc pas l'introduire dans les calculs [14].

Aux équations concernant les pompes, il convient d'associer l'équation purement mécanique des masses tournantes qui relie l'accélération du mobile à la différence entre le couple moteur et le couple résistant.

Equations des capacités

Certaines zones du circuit, comme les boîtes à eau du condenseur, peuvent être considérées seulement comme des volumes qui voient entrer et sortir le fluide. S'il n'y a pas de phase gazeuse, on peut y négliger la compressibilité et annuler la somme algébrique des débits entrants. Un cas particulier est alors l'équation d'une jonction de tuyauteries dont le volume peut être arbitrairement pris égal à zéro. Lorsqu'il existe une phase gazeuse, une telle équation peut par exemple représenter un élément court de tuyauterie, siège d'une cavité. La difficulté est alors de connaître l'équation évolutive d'état de la phase gazeuse pour laquelle l'adiabatique ne peut être adoptée que si les échanges de chaleur sont négligeables (dans le cas d'une phase gazeuse dispersée et d'évolution lente, il est préférable de choisir une évolution isotherme).

2. — Avantages et inconvénients des diverses méthodes numériques

Aucun modèle mathématique actuel n'est parfaitement satisfaisant, les différentes méthodes (explicites et implicites) ayant leurs avantages et leurs inconvénients.

Les méthodes utilisant les caractéristiques ne sont stables que si le pas de temps est sensiblement inférieur

au temps de propagation le long du pas d'espace. Si celui-ci est petit, il en résulte un gaspillage de temps de calcul, mal compensé par la bonne représentation du phénomène, y compris des premières oscillations rapides, vite amorties dans la réalité.

Les méthodes implicites échappent à cette condition de stabilité, ce qui leur permet en principe des performances plus élevées grâce à un pas de temps plus important. Mais il peut arriver que les résultats courants dépendent un peu du pas de temps choisi ; de plus, les premières oscillations sont souvent mal représentées, alors qu'il peut s'y produire des pics de pression déterminants.

On voit que le modèle idéal devrait changer de structure au cours du temps... ce qui pose des problèmes ardues aux créateurs de modèles mathématiques.

Des progrès constants sont en cours tant pour la représentation des phénomènes (y compris l'apparition d'une deuxième phase) que pour la solution numérique des ensembles d'équations physiques, permettant d'espérer un jour des modèles mathématiques parfaitement satisfaisants.

Modèle physique de Niguarda

Le Centre de Recherches Hydrauliques et Structurales de la Direction des Etudes et Recherches de l'ENEL a réalisé, dans son laboratoire de Niguarda au Nord de la ville de Milan, un modèle physique d'un circuit de refroidissement de condenseur, spécialement conçu pour la simulation des transitoires dûs aux déclenchements des groupes moto-pompes [15].

Ce modèle reproduit, dans la mesure du possible, les dispositions du circuit de l'unité n° 1 de la centrale de La Casella (unité-type classe 320 MW).

Le modèle est schématiquement représenté par la figure 3.

Le modèle a été étudié à la demande du Centre de Projets Thermiques de Milan, qui désirait vérifier certaines dispositions constructives (rentrées d'air). En effet, seul le modèle physique peut représenter d'une façon au moins qualitativement fidèle la rupture de veine en aval du condenseur et les écoulements diphasiques qui suivent l'introduction d'air.

Le modèle a été ultérieurement modifié de façon à reproduire différentes dispositions, en particulier les appareils de protection par ballon envisagés par EDF, ainsi qu'à simuler des manoeuvres complexes de déclenchement suivi d'un réenclenchement après délai variable [16].

Ce type de modèle est relativement peu usuel et pose des problèmes de similitude.

En effet, on doit satisfaire à plusieurs exigences différentes :

— puisqu'il apparaît, pendant une partie du phénomène, des surfaces libres, on doit respecter la similitude de Froude ;

– pour reproduire au mieux les phénomènes de rupture de veine, la similitude de Thoma doit être respectée : (1)

$$\left(\frac{P - P_v}{\rho v^2}\right)_r = \left(\frac{P - P_v}{\rho v^2}\right)_m \quad (1)$$

r = réel

m = modèle

P = pression locale (absolue)

P_v = tension de vapeur locale

ρ = densité locale

v = vitesse locale

– de plus, les phases initiales du transitoire relèvent du coup de bélier, ce qui conduit à imposer la similitude de Mach :

$$\left(\frac{c}{v}\right)_r = \left(\frac{c}{v}\right)_m \quad (2)$$

avec c = célérité de propagation des ondes de coup de bélier.

L'échelle des longueurs est pratiquement limitée par l'espace disponible et, dans le cas particulier, on l'a fixée à 1 : 10.

$$\hat{l} = 1 : 10 \quad (3)$$

L'échelle des hauteurs (et des excès de pression absolue sur la tension de vapeur) a été fixée à 1 : 5, pour réaliser un compromis entre une faible distorsion du modèle et le souci d'avoir des pressions absolues de régime dans le modèle qui ne soient pas trop petites aux points les plus critiques (en aval du condenseur). La même échelle est appliquée aux pertes de charge (voir ci-dessous)

$$\hat{h} = 1 : 5 \quad (4)$$

La similitude de Froude définit alors l'échelle des vitesses :

$$\hat{v} = 1 : \sqrt{5} \quad (5)$$

et, à la suite de la condition de Mach, la même échelle est valable pour les célérités :

$$\hat{c} = 1 : \sqrt{5} \quad (6)$$

Les pertes de charge doivent respecter l'échelle des hauteurs :

$$\hat{\Delta h} = 1 : 5 \quad (7)$$

ce qui détermine, avec (5), l'échelle des diamètres.

Par tâtonnements on trouve pour La Casella (circuit réel avec conduites incrustées) :

$$\hat{d} = 1 : 15 \quad (8)$$

on a alors pour l'échelle des débits :

$$\hat{q} = \hat{v} \hat{d}^2 \cong 1 : 504 \quad (9)$$

(1) De plus, l'échelle des temps pour le développement des bulles entre le réel et le modèle devrait être égale à l'échelle des temps imposés par les autres conditions, ce qui est très difficile à réaliser, comme l'a montré Siccardi [17].

Les deux dernières équations reviennent à dire que l'on représente seulement une partie de l'ensemble des filets liquides qui s'écoulent dans les conduites réelles. On est alors conduit à choisir, comme ligne de référence pour la reproduction altimétrique du circuit, la génératrice supérieure des conduites réelles (lieu des pressions absolues minimales, contrôlant l'apparition des poches de vapeur).

On a évidemment pour l'échelle des temps :

$$\hat{t} = \frac{\hat{l}}{\hat{v}} = \frac{1 : 10}{1 : \sqrt{5}} = 1 : 4,47 \quad (10)$$

Un autre problème est posé par la simulation des groupes moto-pompes situés à l'extrémité amont du circuit. On devrait théoriquement reproduire, aux échelles appropriées, les quantités suivantes :

- moment d'inertie des masses tournantes,
- courbes caractéristiques $H(n, q)$ et $M(n, q)$ de la hauteur et du couple résistant, dans toutes les conditions possibles de fonctionnement.

Il est très difficile de trouver sur le marché des groupes répondant aux exigences ci-dessus ; d'autre part, il serait hors de question de construire spécialement ces groupes-modèles.

On a alors eu recours à une simulation mathématique de l'effet de ces quantités sur la dynamique pressions-temps à l'extrémité amont du circuit, et on a simplement imposé cette loi théorique $p(t)$ à l'extrémité amont du modèle, par l'intermédiaire d'un système de soupapes et de réservoirs à vide (2).

Ce procédé est justifié par la considération que les effets de la rupture de veine au droit du condenseur (rupture simulée très grossièrement, par la schématisation "en piston", par le modèle mathématique) sont suffisamment représentatifs pour la partie amont, et donc la loi pressions-temps obtenue pour la section en aval des pompes est suffisamment fiable ; pour le reste du circuit, c'est le jeu des similitudes physiques qui joue. Il est bien évident que cet artifice revient à la création d'un modèle "hybride", en partie mathématique, en partie physique.

Le modèle fonctionne avec de l'eau déminéralisée et dégazée (on emploie un dégazeur classique à anneaux de Raschig en dérivation sur le circuit principal, voir figure 3) ; le degré de dégazage est contrôlé par un appareil type Cambridge de mesure de l'oxygène dissous, et l'on atteint ordinairement des teneurs en oxygène de l'ordre de 0,02 ppm.

La nécessité d'employer de l'eau ainsi traitée provient d'une part de l'exigence d'assurer la répétabilité des essais, d'autre part du désir de se mettre dans les "pires" conditions possibles pour le fonctionnement sans introduction d'air (il est évident qu'on opère ainsi de façon à minimiser le volume de gaz développé lors des baisses de pressions, donc l'effet amortissant sur les surpressions ultérieures).

(2) En effet, on provoque une expansion soudaine dans le vide du réservoir C du volume d'air contenu dans le réservoir amont A (voir fig. 3) ; en réglant convenablement, par un jeu de cames, le degré et la durée d'ouverture des soupapes de connexion, on parvient à simuler la loi désirée.

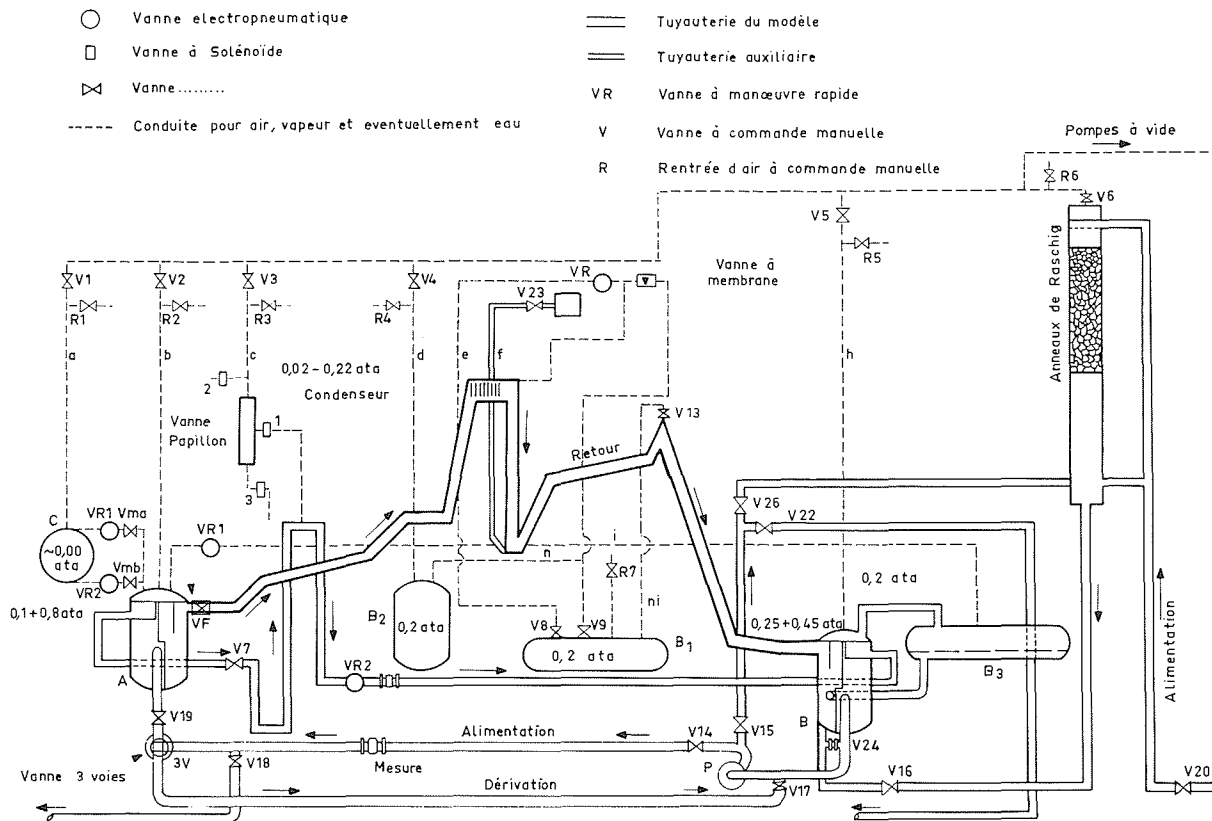


Figure 3. — Schéma en élévation du modèle (première version) avec indication des circuits auxiliaires

Le modèle est équipé de 8 capteurs de pressions, d'un débitmètre Fischer-Porter pour la mesure du débit en régime permanent, d'un jeu de cames programmable pour l'intervention automatique des différentes commandes, et d'un oscillographe à 14 canaux pour l'enregistrement des variables.

Les conduites sont réalisées en plexiglas, avec rapport épaisseur/diamètre permettant de respecter la similitude de Mach (cf. eq. 2) ; le condenseur est représenté par une boîte à parois partiellement transparentes ayant à l'intérieur des tôles perforées reproduisant la perte de charge désirée.

Essais de transitoires sur des circuits de réfrigération réels

En Mars 1973 on a pu effectuer une série importante d'essais de transitoires sur les unités 3 et 4 de la centrale thermique de La Casella sur le fleuve Pô près de Piacenza (Plaisance).

Le but des essais consistait à relever les phénomènes hydrauliques survenant lors de manœuvres d'enclenchement, de déclenchement normal (volontaire) ou de panne des pompes ; les circuits pouvant être interconnectés par l'intermédiaire d'une vanne papillon, il y a possibilité de différentes conditions de fonctionnement en régime permanent au début du transitoire.

Les essais ont été effectués conjointement par le CRIS (Centro di Ricerca Idraulica e Strutturale), le CRE (Centre Recherches Electriques) et le CPCT (Centre Projets et Constructions Thermiques) de Milan.

Les circuits qui ont fait l'objet des essais se composent chacun d'un condenseur à deux boîtes à eau en parallèle, alimenté par une conduite en change. Le débit de régime nominal de chaque condenseur s'élève à $8 \div 8,2 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. La conduite d'amenée a un diamètre intérieur de 2 m (vitesse de régime $2,6 \text{ ms}^{-1}$) de 410 à 418 m de long environ, respectivement pour l'unité 3 et l'unité 4. La conduite de restitution a un diamètre intérieur de 1,6 m (vitesse de régime $4,05 \text{ ms}^{-1}$) et une longueur de 235 m (unité 3) ou 232 m (unité 4), après quoi le débit s'écoule à surface libre.

Les pompes sont de type centrifuge (construction Riva) à axe vertical, puissance 910 kW, vitesse de rotation 238 tours/minute, entraînées par un moteur asynchrone muni d'un réducteur de vitesse. Le PD^2 du groupe (rapporté à la vitesse de rotation de la pompe) est de $5,75 \text{ tm}^2$.

Le dispositif d'entrée d'air comporte essentiellement à la sortie de chaque condenseur, deux conduites verticales, de diamètre 200 mm, qui montent jusqu'à 22,5 m au-dessus du sommet des condenseurs : à cette hauteur, les deux conduites sont interconnectées et sur la connexion on a aménagé trois vannes casse-vide en parallèle, qui, lors des transitoires, s'ouvrent, pendant un temps déterminé par une logique de commande. En outre, on a prévu des vannes d'entrée d'air au point haut d'un siphon situé dans la partie terminale des conduites de restitution.

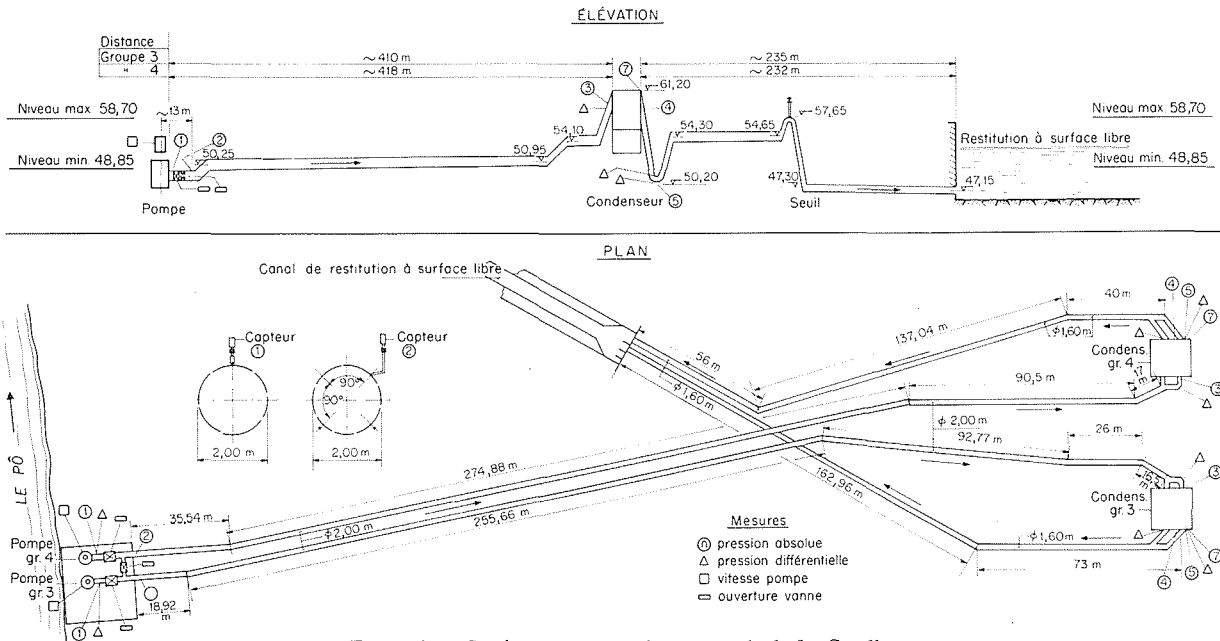


Figure 4. — Schéma du circuit de la centrale de La Casella

Les deux circuits des unités 3 et 4 sont séparés en fonctionnement normal, chacun étant alimenté par sa propre pompe ; toutefois, moyennant l'ouverture d'une vanne by-pass (située en aval des vannes papillon des deux pompes) il est possible de faire fonctionner les deux circuits en parallèle, avec soit une seule, soit deux pompes en fonctionnement.

La figure 4 représente schématiquement le plan et le profil des deux circuits, ainsi que les positions des capteurs de pression et des autres instruments de mesure.

Comme on le voit, on a enregistré :

- les pressions absolues en 6 points caractéristiques de chaque circuit ;
- la vitesse de rotation des pompes ;
- les pressions différentielles (prises Winter-Kennedy) dans les colimaçons des pompes, sur les coudes d'entrée et sur les coudes de sortie des condensers ;
- le déplacement angulaire des vannes papillon en aval des pompes ;
- le déplacement des parties mobiles des vannes casse-vidé ;
- le déplacement angulaire de la vanne by-pass d'interconnexion des deux circuits.

Les essais effectués peuvent être groupés comme suit :

- a) essais avec les circuits des unités 3 et 4 séparés (vanne by-pass fermée) ;
- b) essais avec les deux circuits toujours interconnectés (vanne by-pass toujours ouverte) ;
- c) essais de séparation et d'interconnexion des deux circuits (fermeture ou ouverture de la vanne by-pass) en partant soit de la condition de régime permanent des deux pompes, soit de la condition de panne d'une seule pompe, l'autre étant en service sur circuit isolé.

Les essais a) à leur tour comprenaient des manoeuvres d'enclenchement (sur circuit vide ou plein en conditions

statiques), de déclenchement "normal" (volontaire) et de panne (déclenchement accidentel) des pompes.

Les manoeuvres de déclenchement ont été répétées sur les deux unités avec différents temps de fermeture des vannes papillon, à partir d'une durée maximale de 85 s et descendant graduellement jusqu'à la valeur minimale de 25 s qu'on avait fixée d'après les essais sur modèle physique et sur le modèle mathématique.

Les essais b) effectués avec un temps de fermeture des vannes papillon de 25 s, comprenaient :

- b.1) manoeuvres d'enclenchement simultané, déclenchement normal ou accidentel simultané des deux unités ;
- b.2) manoeuvres d'enclenchement d'une unité, l'autre étant soit arrêtée, soit déjà en régime normal ; ou bien enclenchement d'une unité précédé par l'enclenchement de l'autre (le décalage temporel entre les deux enclenchements étant variable : de 118 s jusqu'à 15 s) ;
- b.3) manoeuvres de déclenchement causé par vanne d'une unité, l'autre étant soit arrêtée, soit en régime normal ; ou bien déclenchement d'une unité précédé du déclenchement de l'autre (le décalage temporel entre les deux déclenchements étant variable : de 60 s jusqu'à 10 s) ;
- b.4) manoeuvres de déclenchement normal d'une unité, l'autre marchant en régime normal.

Les essais c) comprenaient enfin :

- c.1) manoeuvre de fermeture du by-pass, en partant de la condition de régime des deux circuits interconnectés ;
- c.2) manoeuvre d'ouverture du by-pass immédiatement après le déclenchement d'une unité, l'autre étant en fonctionnement normal ;

Au total on a effectué 43 essais, 19 étant relatifs aux deux unités en service indépendant (8 essais pour l'unité 3, 11 pour l'unité 4) et 24 aux deux unités en service interconnecté.

On a répété plusieurs essais pour vérifier la répétabilité des résultats.

Pendant les essais on a contrôlé également :

- niveau du fleuve (à peu près constant : de 49,50 à 49,64 m au-dessus du niveau de la mer) ;
- température de l'eau à l'entrée (entre 5 et 6,5°C) ;
- taux d'oxygène dissous dans l'eau (entre 9,6 et 10,0 ppm).

Les résultats sont présentés dans un rapport intérieur de l'ENEL. Il est impossible d'en faire ici une synthèse dans un espace très limité mais on peut dire que, d'une façon générale, on a observé un bon accord qualitatif entre le déroulement des phénomènes réels et la simulation soit sur modèle physique, soit sur modèle mathématique.

Les temps minimaux de fermeture des vannes papillon, déjà définis par ces moyens de simulation, ont été en particulier confirmés.

On a également observé qu'il existait des temps optimaux pour le décalage entre enclenchements ou déclenchements volontaires des deux unités en service interconnecté, comme l'on pouvait s'en douter à l'avance (vu que les deux transitoires vont interférer à travers l'interconnexion) ; l'effet n'est pas toutefois très marqué.

On a enfin constaté que le dispositif casse-vide au sommet du condenseur donne entière satisfaction dans toutes les conditions de fonctionnement explorées.

Comparaison des trois méthodes d'étude

Il convient de dire, avant toute autre chose, qu'il n'a pas encore été possible d'effectuer une comparaison rigoureuse. Ceci est dû aux facteurs suivants :

- a) le modèle physique reproduit le circuit de l'unité n° 1, tandis que les essais "grandeur nature" ont pu être effectués seulement sur les unités 3 et 4, qui ont des longueurs de conduites d'amenée et de retour sensiblement différentes ;

- b) les modèles mathématiques sont encore en cours de développement et on a rencontré quelques difficultés de mise au point ; donc les résultats y afférant sont à prendre avec quelques réserves ;

- c) les conditions physiques des différents systèmes à comparer ne peuvent pas être en coïncidence parfaite (p. ex. représentation du condenseur, développement des bulles, effets d'échelle pour le modèle physique, représentation approchée des pompes, simulation du circuit pneumatique ; etc.) et, comme les causes de différences sont nombreuses, il devient très difficile de porter un jugement sur leurs effets cumulatifs.

Toutefois, on peut d'ores et déjà avancer quelques considérations qualitatives sur les caractères des résultats obtenus par les différents moyens d'étude du phénomène.

En premier lieu, on a constaté — tant sur le modèle physique qu'en vraie grandeur — que la période des oscillations de pression après rupture de la veine hydraulique est très nettement plus grande que celle des résultats des calculs. On peut avancer l'hypothèse que — cette période étant liée, au moins pour la partie amont du condenseur, essentiellement à la longueur des conduites et à la célérité — dans les expériences physiques le développement des bulles donne lieu à une baisse importante de célérité qui n'est pas actuellement introduite dans la simulation mathématique.

En deuxième lieu, on observe d'une façon générale, pour les déclenchements, que la pente initiale de la courbe de dévirage de la vitesse de rotation des pompes est beaucoup moins raide dans la réalité que dans les calculs. (Le même effet, bien entendu, se retrouve pour ce qui concerne la pente initiale de la loi pression-temps à l'amont du circuit, les deux grandeurs étant étroitement liées l'une à l'autre) ; voir fig. 5 et 6.

On peut se douter qu'à l'occasion des variations rapides qui caractérisent les premiers instants du transitoire le comportement des pompes doit être sensiblement différent de celui qu'on peut attendre des courbes caractéristiques, ces dernières étant déterminées en régime permanent. Autrement dit, le comportement dynamique des machines peut s'éloigner sen-

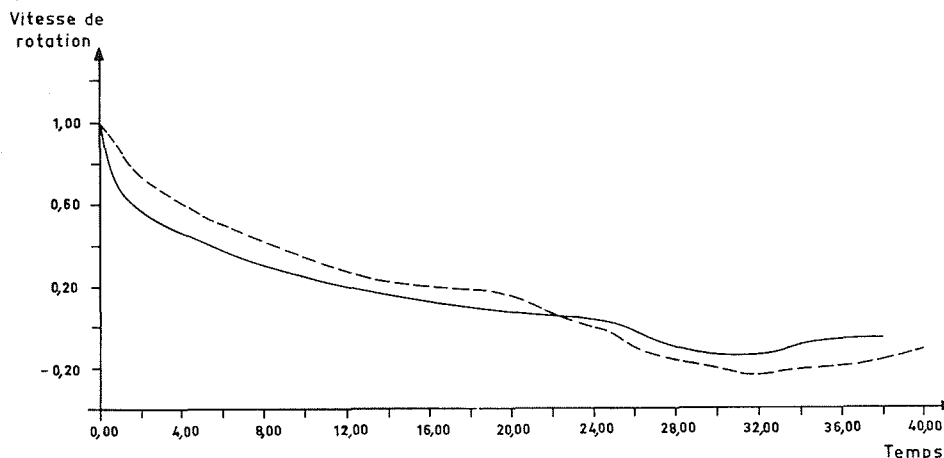


Figure 5. — Variations de la vitesse de rotation de la pompe pendant le transitoire. Comparaison entre les valeurs calculées (trait continu) et mesurées (trait interrompu)

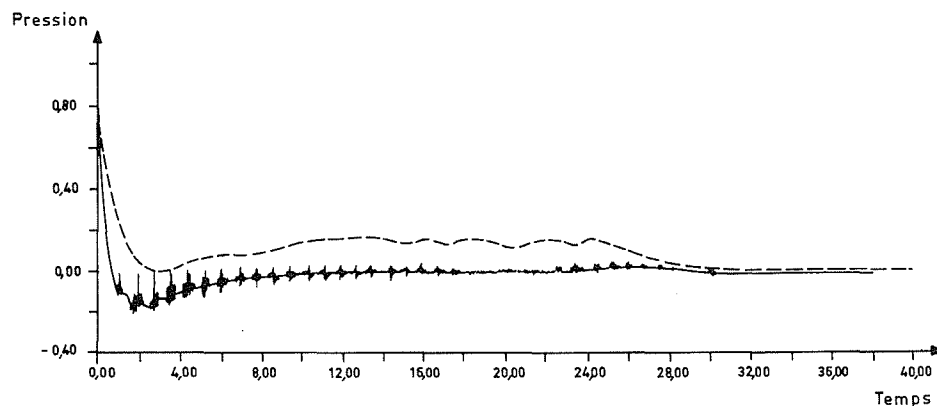


Figure 6. — Transitoire de pression à l'aval de la pompe. Comparaison entre les valeurs calculées (trait continu) et mesurées (trait interrompu)

siblement de leur comportement stationnaire. Il y a là un champ d'études à peu près inexploré et, bien entendu, plein de difficultés [14].

En troisième lieu, le calcul mené par la méthode explicite (lignes caractéristiques) montre parfois des oscillations très rapides et très aiguës qui n'ont pas été observées ni dans les essais sur modèle physique, ni dans les essais "vraie grandeur". On peut avancer à cet égard plusieurs hypothèses :

- ou bien les oscillations sont réelles, mais le temps de réponse des capteurs employés n'est pas suffisamment rapide pour les déceler ;
- ou alors les oscillations en question sont des oscillations parasites dues à la méthode de calcul ;
- ou encore les oscillations en question se produiraient réellement, mais le développement des bulles les amortit fortement dans la réalité physique, et ceci n'est point représenté dans les calculs...

Comme on le voit, la "comparaison triangulaire", qui seule fait espérer un progrès de nos connaissances, ne s'annonce point facile pour un circuit de la complexité de celui de La Casella (ou d'autres installations industrielles). A ce point de vue on conçoit tout l'intérêt d'expériences plus simples, telles que celles réalisées à l'Institut d'Hydraulique de Gênes par exemple (Siccardi et ses collaborateurs). Il reste bien entendu nécessaire de reproduire en quelque sorte, au moins dans les grandes lignes et —si possible— dans le sens de la sécurité, le comportement des installations réelles pour donner une réponse aux questions posées par les bureaux de projet. Seule la collaboration entre la recherche "scientifique" portant sur les phénomènes élémentaires isolés d'une part, et la recherche "industrielle" visant à la reproduction approchée de l'ensemble des installations d'autre part, permettra à l'avenir d'arriver à des conclusions raisonnablement certaines. Pour le moment, on peut dire, avec beaucoup d'humilité, qu'il reste encore beaucoup de travail à faire pour s'approcher du but final.

Conclusion

On a pu voir d'après ce qui précède que, si les méthodes d'étude des transitoires dans les circuits de réfrigération des centrales thermiques sont prometteuses, elles ne pourront porter tous leurs fruits que moyennant certaines améliorations, nécessitant la poursuite des études dans ce domaine.

Au premier plan de celles-ci, nous mentionnerons les études physiques de base, qui ont pour but de mieux connaître les phénomènes à représenter sur les modèles tant physiques (ou hybrides) que mathématiques.

Ce sont essentiellement la détermination des caractéristiques instationnaires des pompes, et l'étude de la formation (cavitation) d'un milieu diphasique à partir d'eau aérée et nucléée, et de ses propriétés.

Connaissant les phénomènes physiques, nous pourrions chercher à améliorer leur représentation sur modèles mathématiques (ou hybrides) perfectionnés et leur reproduction sur modèle physique, dans la mesure où les incompatibilités des diverses similitudes ne s'y opposent pas.

Il convient parallèlement de continuer dans la mesure du possible des relevés de régimes transitoires dans des cas réels, qui devront pouvoir être reproduits avec la meilleure précision possible par les simulations physiques ou numériques.

Il faut considérer alors ce processus comme une vérification et non comme un ajustement numérique de paramètres, que pourraient alors toujours remettre en cause d'éventuelles expériences ultérieures.

Le but final reste en effet de disposer d'un outil mathématique tout à la fois sûr et commode d'emploi, permettant l'introduction facile des données propres à chaque problème particulier, et par suite sa solution rapide.

Ce modèle permettra par suite le développement des remèdes aux surpressions, dûs à des modifications constructives comme à des modes d'exploitation.

Certains ont été évoqués au début de cet exposé, d'autres sont à imaginer et à étudier, afin de réaliser pour ces installations tout à la fois la sûreté de fonctionnement et l'économie de construction.

Bibliographie

- [1] EVANGELISTI. — Water hammer analysis by the method of characteristics. *L'Energia Elettrica*, N° 10-11-12, 1969.
- [2] STREETER V.L. — *Hydraulic Transients*. Mc. Graw Hill, 1967.
- [3] FANELLI Michele. — Il regime transitorio nei circuiti di raffreddamento dei condensatori per le grandi unità termoelettriche. *L'Energia Elettrica*, Vol. XLVIII n° 12, 1971.
- [4] ANELLI Rino. — Simulazione di transitori idraulici nei circuiti di raffreddamento delle centrali termoelettriche : prime applicazioni. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII n° 6, Juin 1975.
- [5] MARAZIO Alfredo. — Secondo incontro internazionale sui fenomeni di rottura di vena (Vallombrosa, 11-13 giugno 1974). *L'Energia Elettrica*, Vol. LII n° 4, Avril 1975.
- [6] BONNIN Jacques. — Sur la prévention des ruptures de veine dans les circuits de réfrigération. Exposé introductif à la deuxième Table Ronde sur les ruptures de veine. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII n° 4, Avril 1975.
- [7] BONNIN Jacques. — *Hydraulique urbaine, appliquée aux agglomérations de petite et moyenne importances*. (Collection de la Direction des Etudes et Recherches EDF.) Eyrolles, Paris, 1977.
- [8] JOLAS Colette. — Comportement d'un circuit de circulation muni d'un réservoir d'air en dépression en régime transitoire. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII n° 7-8, Juillet-Août 1975.
- [9] FANELLI Michele et REALI Mario. — A theoretical determination of the celerity of Water hammer waves in a Two-Phase Fluid mixture. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII, n° 4, Avril 1975.
- [10] SICCARDI Franco et RAITERI E. — Transients in conduits conveying a two-phase bubbly flow: experimental measurements of celerity. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII, n° 5, Mai 1975.
- [11] BARTOLINI P. et SICCARDI Franco. — A proposal to evaluate the Energy Dissipations in an unsteady two-phase bubbly flow with low gas-liquid ratios. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII, n° 7-8, Juillet-Août 1975.
- [12] MARTIN Charles Samuel et PADMANABHAN M. — The effect of free gases on pressure transients. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII, n° 5, Mai 1975.
- [13] PIGA E. et SAMBIAGIO G. — Contributo sperimentale allo studio dei transitori in presenza di cavitazione negli impianti di raffreddamento delle centrali termoelettriche. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII, n° 7-8, Juillet-Août 1975.
- [14] FANELLI Michele. — Further considerations on non-stationary behaviour of hydraulic machinery. *Water Power*, June 1972.
- [15] CALCIATI Aldo. — Modello di circuiti di raffreddamento di centrali termiche. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII, n° 6, Juin 1975.
- [16] JOLAS Colette. — Quelques essais de comportement du condenseur lors du fonctionnement transitoire d'un circuit de circulation. *L'Energia Elettrica*, Vol. LII, n° 6, Juin 1975.
- [17] SICCARDI Franco. — Mémoire présenté à la première Table Ronde sur les phénomènes de rupture de veine hydraulique. Milan, Octobre 1971.