

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 76 (1950)
Heft: 16

Artikel: Stabilisation des oscillations du plan d'eau des chambres d'équilibre par asservissement temporaire de la puissance électrique à la pression hydraulique
Autor: Cuénod, Michel / Gardel, André
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-57441>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 05.05.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

BULLETIN TECHNIQUE

DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ABONNEMENTS :

Suisse : 1 an, 20 francs
Etranger : 25 francs

Pour sociétaires :

Suisse : 1 an, 17 francs
Etranger : 22 francs

Pour les abonnements
s'adresser à la librairie

F. ROUGE & Cie
à Lausanne

Prix du numéro :
1 fr. 25

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des anciens élèves de l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale.

COMITÉ DE PATRONAGE. — Président : R. NEESER, ingénieur, à Genève ; Vice-président : G. EPITAUX, architecte, à Lausanne ; secrétaire : J. CALAME, ingénieur, à Genève. — Membres : *Fribourg* : MM. P. JOYE, professeur ; E. LATELTIN, architecte — *Vaud* : MM. F. CHENAUX, ingénieur ; E. D'OKOLSKI, architecte ; A. PARIS, ingénieur ; CH. THÉVENAZ, architecte ; *Genève* : MM. L. ARCHINARD, ingénieur ; CL. GROSGURIN, architecte ; E. MARTIN, architecte ; V. ROCHAT, ingénieur. — *Neuchâtel* : MM. J. BÉGUIN, architecte ; G. FURTER, ingénieur ; R. GUYE, ingénieur ; *Valais* : MM. J. DUBUIS, ingénieur ; D. BURGNER, architecte.

Rédaction : D. BONNARD, ingénieur. Case postale Chauderon 475, LAUSANNE

TARIF DES ANNONCES

Le millimètre
(larg. 47 mm) 20 cts

Réclames : 60 cts le mm
(largeur 95 mm)

Rabais pour annonces
répétées

ANNONCES SUISSES S.A.

5, Rue Centrale
Tél. 22 33 26

LAUSANNE
et Succursales

**CONSEIL D'ADMINISTRATION DE LA SOCIÉTÉ ANONYME DU BULLETIN TECHNIQUE**

A. STUCKY, ingénieur, président ; M. BRIDEL ; G. EPITAUX, architecte ; R. NEESER, ingénieur.

SOMMAIRE : *Stabilisation des oscillations du Plan d'eau des chambres d'équilibre par asservissement temporaire de la puissance électrique à la pression hydraulique*, par MICHEL CUÉNOD, ingénieur E. P. F., et ANDRÉ GARDEL, ingénieur E. P. U. L., lic. ès sc. — LES CONGRÈS : *Association suisse pour l'aménagement des eaux*. — BIBLIOGRAPHIE. — SERVICE DE PLACEMENT.

COMMUNICATIONS DU LABORATOIRE D'HYDRAULIQUE DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE L'UNIVERSITÉ DE LAUSANNE

Directeur : M. le professeur A. STUCKY. — Directeur-adjoint : M. le professeur D. BONNARD

STABILISATION DES OSCILLATIONS DU PLAN D'EAU DES CHAMBRES D'ÉQUILIBRE

par asservissement temporaire de la puissance électrique à la pression hydraulique

par MICHEL CUÉNOD, ingénieur E. P. F.,
et ANDRÉ GARDEL, ingénieur E. P. U. L., lic. ès sc.

Le Laboratoire d'hydraulique de l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne met au point actuellement une nouvelle méthode expérimentale d'étude de la stabilité des chambres d'équilibre. Ces travaux, exécutés avec l'appui du Fonds fédéral d'encouragement des recherches scientifiques, sont dirigés par une commission composée de M. le professeur A. Stucky, président, et de MM. les professeurs D. Bonnard et D. Gaden. C'est en prenant part à la mise au point de l'appareillage requis par cette étude que MM. Cuénod et Gardel ont envisagé un mode de réglage nouveau qu'ils présentent dans cette publication.

La maison Brown Boveri, qui a obtenu la stabilisation de la vitesse en agissant sur le couple résistant, s'est également intéressée au problème¹ ; sa participation s'est limitée toutefois à l'étude de la réalisation pratique de la partie électrique du dispositif de stabilisation.

D. BRD.

1. Introduction**A. Nécessité d'une chambre d'équilibre**

On sait que, dans de très nombreux aménagements hydro-électriques, l'adduction de l'eau, de la prise d'eau à l'usine, est faite par une conduite sous pression. Toute variation du débit absorbé par les turbines provoque des ondes de pression (coup de bélier) qui se propagent dans la conduite. Pour limiter la valeur des surpressions, il est nécessaire de prévoir un puits avec niveau libre, communiquant avec la conduite, et placé le plus à l'aval possible : c'est la chambre d'équilibre. Cette chambre supprime pratiquement le coup de bélier dans la partie amont de l'adduction (galerie d'amenée) et réduit considérablement les surpressions dans la partie précédant l'usine (conduites forcées). En outre, la chambre d'équilibre facilite beaucoup le réglage de la vitesse des groupes hydro-électriques, en évitant que la période du coup de bélier (aller et retour des ondes de pression) ne soit voisine de la période propre des groupes.

¹ Demande de brevet déposée.

B. Oscillation en masse

Les dimensions de la chambre d'équilibre doivent être suffisantes pour que l'on puisse effectuer sans danger certaines manœuvres des vannes ou des distributeurs des turbines. En particulier, les vannes de sécurité doivent pouvoir être fermées quasi instantanément; il en résulte une violente montée d'eau dans la chambre, l'énergie cinétique de la galerie étant transformée en énergie potentielle de situation. Cette manœuvre doit être licite quel que soit le niveau statique (niveau de repos) dans l'aménagement; elle sera le plus défavorable lorsque le niveau de la retenue amont sera le plus élevé. D'autre part, la chambre d'équilibre doit pouvoir supporter la mise en charge rapide d'un ou plusieurs groupes de l'usine, sans pour cela se vider et laisser de l'air pénétrer dans les conduites forcées, même si le niveau amont est à sa cote la plus basse. La chambre doit donc être munie de réserves et d'exutoires suffisants. Or, elle est le plus souvent creusée dans le rocher. On a dès lors un intérêt évident à réduire son volume au minimum. Ce problème a déjà fait l'objet de publications très nombreuses; disons simplement qu'on parvient à une solution économique par une judicieuse répartition des excavations et par l'adjonction éventuelle de dispositifs spéciaux (étranglement, déversoir, by-pass, etc.).

C. Stabilité du réglage

La chambre d'équilibre doit encore satisfaire à une autre condition: sa section horizontale ne doit pas être inférieure à un certain minimum, sinon il y a instabilité du réglage. En effet, prenons l'exemple d'une légère fermeture du distributeur de la turbine, par exemple consécutive à une diminution de la puissance; cette fermeture provoque une montée d'eau dans la chambre d'équilibre, et, de ce fait, la pression augmente sur la turbine; pour que celle-ci n'accélère pas, le distributeur doit se fermer encore un peu et la montée dans la chambre est accentuée. Le phénomène inverse se produit à l'ouverture. En l'absence d'un dispositif de réglage, la fermeture initiale du distributeur ne provoquerait dans la chambre d'équilibre qu'une oscillation amortie; du fait du réglage, cette oscillation est accentuée et peut être entretenue ou même amplifiée si la section de la chambre est trop faible. Le calcul de la section limite est classique depuis que D. Thoma en a indiqué, en 1910, une valeur que nous retrouverons comme cas particulier (§ 2 C). On a, depuis, appris à tenir compte de plusieurs influences secondaires, augmentant ou diminuant cette section limite¹. La plus importante est celle de l'interconnexion, étudiée par MM. Calame et Gaden. Ces auteurs ont établi que si la puissance de l'installation considérée est inférieure à la moitié de la puissance totale des autres centrales branchées en parallèle, le régime de marche est stable quelle que soit la section de la chambre d'équilibre. Etant donné le développement croissant de

¹ Voir en particulier:

J. CALAME et D. GADEN, *Théorie des chambres d'équilibre*. Ed. La Concorde. Gauthier-Villars. 1926.

J. CALAME et D. GADEN, *De la stabilité des installations munies de chambre d'équilibre*. « Schw. Bauzeitung », 30.7.1927.

CH. JAEGER, *De la stabilité des chambres d'équilibre et des systèmes de chambres d'équilibre*. « Schw. Bauzeitung », 1943.

FRANK, *Zur Stabilität der Schwingungen in Schachtwasserschlossern mit unveränderlicher Leistungsentnahme*. « Bauingenieur », 23^e année, p. 149.

SCIMENI, *Sur la validité de la règle de Thoma*. Congrès de Padoue. Compte rendu dans « Houille Blanche », n° 5, 1947.

GHETTI, *Sur la stabilité des oscillations dans un système complexe de galeries d'amenée et de chambres*. Congrès de Padoue. Compte rendu dans « Houille Blanche », n° 5, 1947.

GIUSEPPE EVANGELISTI, *Pozzi piezometrici e stabilità di regolazione*, « L'Energia Elettrica », mai 1950.

L. ESCANDE, *Méthodes nouvelles pour le calcul des chambres d'équilibre*. Paris, 1950.

l'interconnexion, on peut considérer que cette condition est le plus souvent remplie.

D. Volume de la chambre d'équilibre

La condition de section minimum s'étend à tous les niveaux où l'on peut trouver le plan d'eau en régime permanent, c'est-à-dire du niveau statique le plus élevé au niveau dynamique le plus bas. C'est précisément dans cette zone qu'il est généralement le moins intéressant de prévoir les grands volumes rendus nécessaires par les manœuvres envisagées plus haut. Pour les très basses chutes, ces niveaux extrêmes ne diffèrent que de quelques mètres, mais la section minimum est très grande et peut dépasser 1000 m². Pour les chutes moyennes, la section atteint encore quelques centaines de m² et les niveaux extrêmes peuvent, s'il y a accumulation à l'amont, différer de plusieurs dizaines de mètres. La marche isolée de l'usine ne pouvant être exclue, on ne peut pas bénéficier de l'effet favorable de l'interconnexion et l'on est obligé de dimensionner une partie importante de la chambre pour le cas toujours plus exceptionnel de la marche en réseau séparé. La condition de stabilité du réglage exige alors des excavations très considérables, sans pour cela réduire d'une manière appréciable les volumes rendus nécessaires par les manœuvres d'enclenchement et de déclenchement des groupes.

E. Dispositif de stabilisation proposé

On voit, par ce qui précède, l'intérêt d'un artifice permettant de réduire d'une manière appréciable la section horizontale minimum de la chambre. Dans l'étude qui suit, nous voulons montrer que l'on peut assurer la stabilité au moyen d'un dispositif de réglage relativement simple, et cela en se contentant pour la section de la chambre d'équilibre des dimensions imposées par la condition de l'oscillation en masse et qui peuvent être inférieures à celles fixées par la condition de Thoma. La condition de stabilité cesse ainsi d'être déterminante, même dans les basses chutes, et l'on peut espérer d'importantes économies dans certains cas (tout particulièrement lorsqu'il s'agit de chambres déversantes).

Alors que le calcul classique est basé sur l'hypothèse que la puissance développée est constante, nous nous proposons, au contraire, d'asservir cette puissance à la pression qui s'exerce sur la turbine; la puissance n'est alors plus indépendante des oscillations de réglage, mais fonction de celles-ci. Pour réaliser cet asservissement, nous devons détecter la pression; nous le ferons en principe par un manomètre placé sur la conduite forcée, à l'amont de la turbine. Le manomètre, supposé assez inerte pour ne pas réagir aux fugitives variations de pression dues au coup de bélier, sera muni d'un amortisseur pour que soient possibles les variations de pression lentes résultant de l'adaptation de la puissance fournie à la puissance consommée. L'asservissement proposé n'agit donc que temporairement. Remarquons qu'on peut également mesurer les variations de pression en détectant les variations du niveau dans la chambre, ce qui peut être plus aisé. Les variations de pression étant ainsi connues, nous asservirons la puissance en intervenant soit dans le réglage de vitesse, soit dans le réglage de la tension, en modifiant leurs valeurs de consigne, ce qui peut se faire quel que soit le type de régulateur utilisé. La stabilisation ainsi obtenue le sera, il est vrai, aux dépens du maintien de la fréquence ou de la tension. Mais il ne s'agit là que de variations temporaires et de faible importance qui pratiquement n'offrent pas d'inconvénient, tout spécialement si la charge électrique est due à l'industrie chimique (four, électrolyse, etc.).

Nous examinerons tout d'abord les conséquences hydrauliques de ce mode de réglage et déterminerons dans quelle

mesure les ouvrages de génie civil peuvent être modifiés. Puis nous nous attacherons aux conséquences électriques de ce mode de réglage et chercherons à préciser les écarts maximums de tension et de fréquence qui en résultent. Enfin, nous réunirons ces deux points de vue et après un exemple numérique, nous envisagerons plus en détail une possibilité de réalisation pratique de l'asservissement proposé¹.

2. Effet hydraulique de l'asservissement

A. Relation fournie par l'adduction

Nous voulons chercher l'équation différentielle liant les mouvements de l'eau dans la chambre d'équilibre aux variations de débit des turbines. Une seconde relation entre les mêmes variables nous sera ensuite fournie par l'étude du mode de réglage. Dans l'exposé qui suit, nous négligerons intentionnellement l'influence sur la stabilité de facteurs tels que l'énergie cinétique de l'eau à l'insertion de la chambre dans la galerie, les pertes de charge dans la conduite forcée, ou la pente de la courbe de rendement de la turbine; ces facteurs ne sont pas effectivement négligeables, mais ne pas en tenir compte nous permettra de simplifier les calculs. Il n'y a pas de difficulté à réintroduire ces influences après coup.

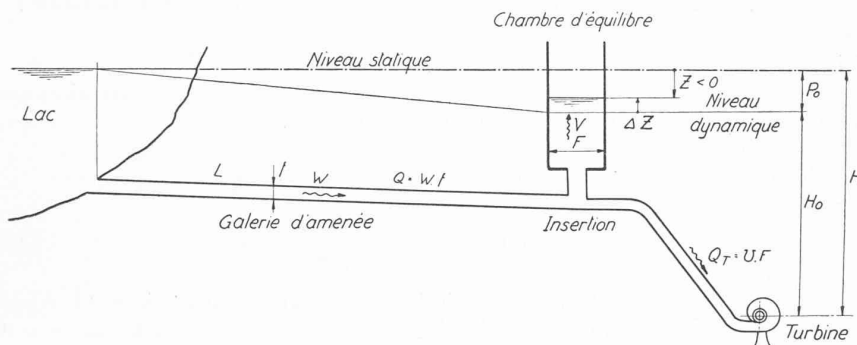


Fig. 1. — Schéma d'aménagement hydroélectrique muni d'une chambre d'équilibre.

La figure 1 représente schématiquement la disposition d'un aménagement hydroélectrique avec chambre d'équilibre. Nous utiliserons les notations suivantes qui sont, à quelques différences près, celles de MM. Calame et Gaden dans leur ouvrage classique (voir note¹, p. 210) :

Galerie d'amenée :	L	longueur
	f	section
	W	vitesse
	P	perte de charge
Chambre d'équilibre :	F	section
	V	vitesse
	Z	hauteur du niveau d'eau au-dessus du niveau statique
Conduites forcées :	Q	débit
	H	hauteur de chute brute (mesure la pression sur la turbine lorsque le distributeur est fermé)

Indice 0 : valeurs de régime (Q_0 W_0 P_0 etc.).

¹ Le mode de réglage proposé ne doit pas être confondu avec celui préconisé par M. DANIEL (voir *Houille Blanche*, nos 1 et 2, 1948) et qui a pour but d'assurer la stabilité du réglage de vitesse (oscillation d'une période de quelques secondes) et non la stabilité de la chambre d'équilibre (oscillations d'une période de quelques minutes).

Au moment de mettre sous presse, nous recevons l'article que le professeur Evangelisti a fait paraître dans *L'Energia Elettrica* (N° 5, mai 1950), dans lequel il envisage un réglage à puissance variable. Toutefois, le professeur Evangelisti n'utilise pas ce réglage pour obtenir une stabilisation de la chambre d'équilibre, mais pour mettre en évidence l'influence de différents facteurs intervenant dans les aménagements hydroélectriques.

L'application de la loi de Newton à la galerie d'amenée donne l'équation bien connue

$$\frac{L}{g} \frac{dW}{dt} + Z + P = 0. \quad (1)$$

La conservation des débits à l'insertion de la chambre d'équilibre dans la galerie donne :

$$fW = FV + Q. \quad (2)$$

Enfin, on sait que les pertes de charge sont proportionnelles au carré de la vitesse, d'où

$$P = \pm P_0 (W/W_0)^2. \quad (3)$$

Après quelques transformations, les trois équations ci-dessus vont nous fournir la relation cherchée. Comme l'ont fait MM. Calame et Gaden, nous définirons le débit dans les conduites forcées par la vitesse fictive $U = Q/F$, puis nous introduirons les valeurs relatives : les vitesses seront rapportées aux vitesses de régime et les hauteurs le seront à Z_* (montée maximum dans la chambre, consécutive à une fermeture totale instantanée des turbines, les pertes de charge étant nulles)

$$\begin{aligned} Z_* &= U_0 \sqrt{LF/gf} \\ z &= Z/Z_* \quad p = P/Z_* \quad h = H/Z_* \\ h_0 &= (H - P_0)/Z_* \quad p_0 = P_0/Z_* \\ w &= W/W_0 \quad v = V/V_0 \\ u &= U/U_0 \quad U_0 = V_0 = Q_0/F \end{aligned}$$

Nous définirons un temps relatif en posant :

$$\tau = t / \sqrt{LF/gf} = t \cdot 2\pi/T$$

où $T = 2\pi \sqrt{LF/gf}$ = période du mouvement oscillatoire consécutif à la fermeture définie plus haut.

Dans ces conditions, les équations (1) à (3) se réduisent aux deux relations suivantes :

$$\frac{dv}{d\tau} + \frac{du}{d\tau} + z + p = 0 \quad (4)$$

$$p = \pm p_0 (v + u)^2. \quad (5)$$

Pour la suite de ce calcul, nous allons admettre qu'il ne peut s'agir que de petites oscillations autour des valeurs de régime. Notons en passant que la section de Thoma ne dépend que fort peu du débit adopté comme valeur de régime, la section la plus élevée correspondant toutefois au débit maximum. Si l'on tient compte des influences mentionnées plus haut et négligées ici, c'est bien avec la pleine charge que le danger d'instabilité est le plus accentué.

Reprenant la notation de M. Gaden¹, nous appellerons Δy l'écart entre une grandeur y et sa valeur de régime y_0 . Nous aurons donc :

$$\Delta z = z + p_0 \text{ (identique à } x \text{ de MM. Calame et Gaden)}$$

$$\Delta p = p - p_0$$

$$\Delta u = u - 1 = \Delta q \text{ (pour éviter la confusion avec l'écart de tension)}$$

¹ D. GADEN, *Considérations sur le problème de la stabilité*. Ed. La Concorde, 1945.

$$\nu = dz/d\tau = d\Delta z/d\tau$$

$$\Delta p = 2p_0 \cdot \left(\frac{d\Delta z}{d\tau} + \Delta q \right) \text{ obtenu en différenciant (5).}$$

En posant $dy/d\tau = y'$, les équations (4) et (5) donnent finalement :

$$\Delta z'' + 2p_0 \Delta z' + \Delta z + \Delta q' + 2p_0 \Delta q = 0 \quad (6)$$

équation différentielle linéaire du second ordre, à coefficients constants, liant la variation relative du plan d'eau Δz et la variation de la vitesse Δq .

B. Relation fournie par le réglage

Nous admettons que la puissance d'un groupe hydro-électrique est proportionnelle au produit du débit par la chute¹

$$N = Q \cdot H \cdot \text{Cte.}$$

Si Δn est l'écart relatif de puissance, soit $(N - N_0)/N_0$, et Δh l'écart de pression, nous aurons en différenciant :

$$\Delta n = \Delta h + \Delta q \quad \text{or} \quad \Delta h = \Delta Z/H_0 = \Delta z/h_0$$

$$\Delta n = \Delta q + \frac{\Delta z}{h_0} \quad (7)$$

Cette relation est, en quelque sorte, une identité hydraulique.

Le mode de réglage nous fournit une condition supplémentaire. Dans le réglage classique, le régulateur n'est le siège que de petites oscillations de très courte période (quelques secondes) tant que la puissance demandée par le réseau n'est pas modifiée. Pour la chambre d'équilibre, tout se passe comme si le réglage de vitesse agissait d'une manière infiniment rapide et que, après une variation donnée de puissance qui a déclenché le phénomène, la puissance demandée était constante.

C'est ce mode de réglage que nous proposons de modifier dans certaines circonstances en rendant temporairement l'écart de puissance Δn proportionnel à l'écart de pression Δh . Nous aurons alors deux cas :

$$a) \text{ réglage classique } \frac{\Delta n}{\Delta h} = 0 \quad (8)$$

b) réglage asservi à la pression

$$\frac{\Delta n}{\Delta h} = K \quad (9)$$

ou $\Delta n = K \cdot \Delta h$

K est le *coefficient d'asservissement* ; il est positif : en effet, lorsque la chute augmente, le dispositif de stabilisation fait en sorte que la puissance débitée par le groupe augmente également. Cette puissance est ainsi temporairement asservie à la pression. Dans le réglage classique, toute augmentation de la chute s'accompagne d'une fermeture du vannage telle que la puissance reste constante ; on sait que cette circonstance peut être la cause d'un entretien des oscillations dans la chambre d'équilibre. L'asservissement proposé aura précisément pour effet de réduire la cause de ces oscillations.

En remarquant que (8) n'est que le cas particulier de (9) dans lequel $K = 0$, et en éliminant Δn entre (7) et (9), on obtient :

$$\Delta q = -(1 - K) \frac{\Delta z}{h_0} \quad (10)$$

¹ Ainsi que nous l'avons dit au début du paragraphe 2 A, ceci n'est admissible que si l'on néglige l'effet de facteurs importants dans le but de simplifier les calculs.

La signification physique des principales valeurs de K est la suivante :

$K = 0$	$\Delta n = 0$	régage à puissance constante. Cas usuel.
$K = 1$	$\Delta q = 0$	régage à débit constant. Cette hypothèse est le plus souvent admise, implicitement, dans l'étude de l'oscillation en masse. Les variations d'ouverture compensent les variations de débit dues aux écarts de pression.
$K = 1,5$	$\Delta q = 0,5 \cdot \Delta z/h_0$	distributeur fixe, pas de réglage.

On voit que choisir K entre 0 et 1,5 revient à réduire les mouvements du distributeur. (Prendre $K > 1,5$ reviendrait à renverser le sens du mouvement du distributeur, mais ainsi qu'on le verra plus loin, il n'est pas nécessaire de dépasser 1.)

C. Section de la chambre d'équilibre et amortissement

Nous pouvons maintenant éliminer Δq entre (6) et (10), compte tenu de ce que $\Delta q' = -(1 - K)\Delta z'/h_0$ et obtenir l'équation différentielle du réglage :

$$\Delta z'' + \Delta z' \cdot [2p_0 - (1 - K)/h_0] + \Delta z \cdot [1 - 2p_0(1 - K)/h_0] = 0 \quad (11)$$

soit $\Delta z'' + a\Delta z' + b\Delta z = 0$.

La solution générale de cette équation est de la forme :

$$\Delta z = C \cdot e^{at} \cos(bt + \varphi)$$

où C et φ sont les constantes d'intégration. Par identification avec (11), on obtient facilement :

$$a = -a/2 \quad \text{et} \quad b = \sqrt{\beta - \frac{a^2}{4}}$$

$$\text{On a donc} \quad a = \frac{1 - K}{2h_0} - p_0 \quad (12)$$

Pour que la solution de l'équation différentielle (11) représente une oscillation amortie, il faut et il suffit que $a < 0$. Il en résulte la condition de stabilité suivante :

$$p_0 < (1 - K)/2h_0$$

et, après retour aux valeurs absolues, nous obtenons comme section nécessaire pour assurer la stabilité du réglage :

$$F > (1 - K) \cdot \frac{W_0^2 L f}{P_0 H_0 2g} = (1 - K) \cdot F_T \quad (13)$$

La section $W_0^2 L f / P_0 H_0 2g$ obtenue en posant $K = 0$ n'est pas autre chose que la section limite indiquée par *Thoma* comme créant l'entretien des oscillations dans la chambre d'équilibre, soit F_T .

Cherchons maintenant quelle doit être la section de la chambre d'équilibre pour que soit assuré un amortissement fixé d'avance. Nous appellerons amortissement B en un temps t la diminution d'amplitude pendant ce temps t . Si t n'est pas un multiple entier de la période, l'amplitude sera mesurée sur l'exponentielle enveloppe (fig. 2) :

$$B = 1 - E''/E'$$

Le temps t peut être choisi arbitrairement, mais doit être clairement défini ; on pourrait être tenté de prendre la période, mais cette période varie avec la section de la chambre qui est elle-même à déterminer. Nous prendrons un temps t_0 ne dépendant que de dimensions données et simplifiant en outre les calculs : soit

$$t_0 = W_0 L / g P_0 \quad (14)$$

et A l'amortissement correspondant que nous appellerons *amortissement normal*.

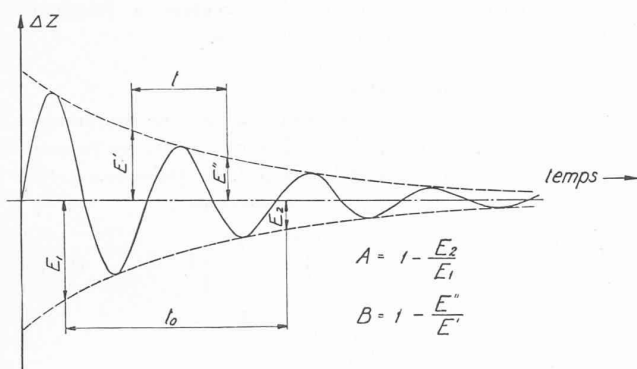


Fig. 2. — Définition de l'amortissement.

Ce temps t_0 est de l'ordre de quelques minutes et, par quelques transformations algébriques, on peut voir qu'il est égal à $t_0 = T/2\pi p_0$. t_0 est donc généralement du même ordre de grandeur que la période. On voit que si le mouvement est entretenu, A est nul, ce qui correspond à la notion usuelle d'amortissement. Si le mouvement est amorti, A est positif; il est négatif si le mouvement est amplifié¹.

Par définition
$$A = 1 - \frac{E_2}{E_1} = 1 - e^{a\tau_0} \quad \text{avec}$$

$$\tau_0 = t_0 : \sqrt{LF/gf} \quad (\text{valeur relative}).$$

a est connu (éq. 12), de même que t_0 (éq. 14). Nous pouvons donc substituer ces valeurs dans A et obtenons

$$A = 1 - e^{\left(\frac{1-K}{2h_0} - p_0\right) \frac{W_0 L}{g P_0} \sqrt{\frac{gf}{LF}}}$$

$$A = 1 - e^{(1-K) \frac{W_0 L f}{2g P_0 H_0} \frac{L}{F} - 1} = 1 - e^{(1-K) \frac{F_T}{F} - 1}$$

d'où
$$\frac{F}{F_T} = \frac{1-K}{1 + \ln(1-A)} \quad \ln = \log. \text{ nép.} \quad (16)$$

Cette formule nous montre que si $K = 0$, l'amortissement A maximum que l'on puisse obtenir lorsque F devient infiniment grand est $A = 0,63$; cette valeur correspond à un mouvement apériodique et forme la limite supérieure. D'autre part, si $K = 1$, l'amortissement est assuré quelle que soit la section F ; celle-ci n'étant jamais nulle, on aura alors $A = 0,63$.

Le problème se ramène ainsi à celui du choix de K . La réponse à cette question dépend de l'écart de puissance que l'on peut admettre, et cet écart de puissance admissible dépend lui-même des écarts de fréquence et de tension admissibles et des caractéristiques du réseau. La détermination des relations liant ces différents écarts fait l'objet du paragraphe suivant.

Nous voulons auparavant relever un point important: il n'est pas nécessaire que l'écart maximum de puissance cor-

responde à l'amplitude maximum d'oscillation qui peut se produire dans la chambre d'équilibre. En effet, pour les grands mouvements d'eau dus à des ouvertures ou fermetures importantes, l'amortissement est assuré. Les pertes de charge dans la chambre d'équilibre interviennent alors, ainsi que, d'une manière générale, les termes de second ordre négligés dans l'établissement des équations différentielles qui précèdent; en outre, on peut compter soit sur la limitation unilatérale de la course du distributeur (butée) si le débit est élevé, soit sur l'effet de la pente de la courbe de rendement si le débit est faible.

Il est donc possible d'admettre que l'asservissement proposé sera limité. Cette limite sera atteinte pour un écart ΔZ_0 du niveau dans la chambre d'équilibre. Cet écart limite doit être choisi suffisant pour que l'amortissement soit garanti quelle que soit l'amplitude initiale de l'oscillation. L'écart limite relatif étant $\Delta z_0 = \Delta Z_0 / Z_*$, l'écart de puissance maximum en période de réglage asservi sera donc:

$$\Delta n_{\max} = K \cdot \Delta z_0 / h_0 = K \cdot \Delta h_0 = K \cdot \Delta Z_0 / H_0. \quad (18)$$

Si la chambre est le siège d'une oscillation d'amplitude supérieure à Δz_0 , l'asservissement n'interviendra plus que d'une manière partielle. Il y aura lieu de vérifier avec soin qu'aucune oscillation entretenue ou insuffisamment amortie ne peut se produire dans ces conditions. En d'autres termes, lorsque l'efficacité de l'asservissement ne sera plus totale, il sera nécessaire de contrôler que l'augmentation des pertes de charge, la limitation du vannage et la non-linéarité de certaines grandeurs (rendement) sont suffisantes pour conserver un amortissement acceptable des oscillations. On pourra tracer (fig. 3) pour chaque débit de régime la courbe définissant l'amortissement en fonction de l'amplitude de l'oscillation envisagée. La valeur minimum minimum obtenue pour l'amortissement devra être encore suffisante, c'est-à-dire positive.

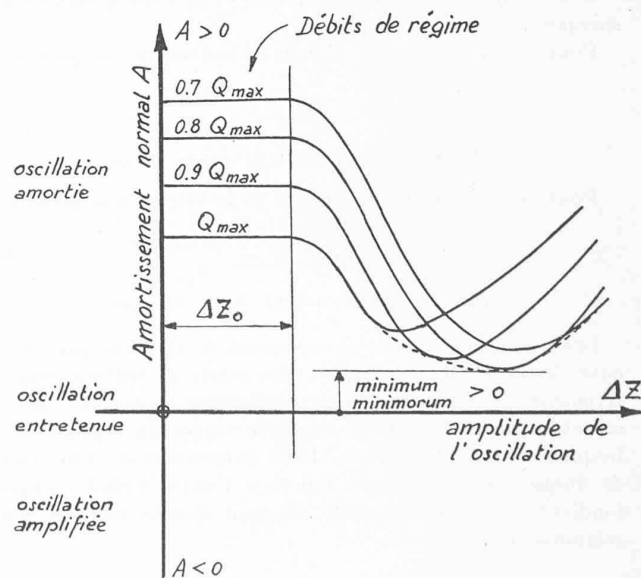


Fig. 3. — Amortissement en fonction de l'amplitude pour différents débits de régime.

Δz_0 devra être choisi d'autant plus élevé que l'on voudra admettre des enclenchements plus rapides et plus importants; la limite supérieure, que l'on n'atteindra pas, est formée par la descente maximum admise dans la chambre d'équilibre.

¹ La relation liant l'amortissement normal A pendant le temps t_0 à l'amortissement B en un temps t quelconque est:

$(1-B) = (1-A)^{t/t_0}$ ou $\ln(1-B) = (t/t_0) \ln(1-A)$ ou encore $\log(1-B) = (t/t_0) \log(1-A)$.

Ce choix dépend donc des données de chaque cas particulier. Ces données nous paraissent trop nombreuses pour permettre une étude générale. Cependant en première approximation nous estimons que Δz_0 peut être choisi entre 0,1 et 0,3.

Pour terminer, précisons quelles sont les différentes sections que l'on peut envisager pour la chambre d'équilibre :

F_T = section de Thoma, conduisant à des oscillations entretenues.

F_0 = section conduisant à des oscillations entretenues si l'on tient compte des facteurs secondaires.

En première approximation $F_0 = F_T$.

$F_{0K} = F_0(1-K)$ = section conduisant à des oscillations entretenues avec dispositif de stabilisation (coefficient d'asservissement K , amortissement nul).

$F_a = F_0/1 + Ln(1-A)$ = section telle que l'amortissement A soit assuré sans asservissement.

$F_{aK} = F_a(1-K) = F_0(1-K) / 1 + Ln(1-A)$ = section telle que l'amortissement A soit assuré avec asservissement.

3. Effet électrique de l'asservissement

Pour que l'exploitant puisse juger de la valeur de la méthode de stabilisation que nous avons indiquée, il lui importe de savoir quels sont les écarts maximum de fréquence et de tension qui risquent de se produire temporairement, à la suite d'une brusque variation de la charge consommée par le réseau. Soit Δz_0 l'écart de pression qui correspond à la course maximum du dispositif de réglage; l'écart maximum de puissance $\Delta n_{\max}$ est alors le suivant :

$$\Delta n_{\max} = \Delta N_{\max} / N_0 = K \cdot \Delta z_0 / h_0. \quad (18)$$

Il en résulte les écarts de fréquence et de tension maximums suivants :

Pour asservissement du réglage de la tension à la pression :

$$\Delta u_{\max} = \Delta n_{\max} / k_u = \frac{K \cdot \Delta z_0}{k_u \cdot h_0} \quad (19)$$

= écart maximum relatif de la tension

Pour asservissement du réglage de la vitesse à la pression :

$$\Delta \omega_{\max} = \Delta n_{\max} \cdot k_\omega = \frac{K \cdot \Delta z_0}{k_\omega \cdot h_0} \quad (20)$$

= écart maximum relatif de la fréquence.

Les coefficients k_u et k_ω expriment la relation qui existe entre les écarts de puissance et les écarts de tension, respectivement de fréquence. Ces coefficients dépendent de la structure du réseau et des caractéristiques du réglage de la fréquence et de la tension. Leur détermination, qui relève de données statistiques, a fait déjà l'objet d'études approfondies¹. De façon générale, ils sont donnés par les deux relations suivantes :

$$k_u = \frac{\Delta n}{\Delta u} = \frac{\partial n}{\partial u} + \frac{\partial n}{\partial \omega} \cdot \frac{\Delta \omega}{\Delta u} \quad (21)$$

$$k_\omega = \frac{\Delta n}{\Delta \omega} = \frac{\partial n}{\partial \omega} + \frac{\partial n}{\partial u} \cdot \frac{\Delta u}{\Delta \omega} \quad (22)$$

¹ Voir en particulier : D. GADEN, *Détermination expérimentale de l'influence de la fréquence sur la puissance absorbée par un réseau de consommation*. « Bulletin de la Soc. fr. des Electriciens », nov. 1947.

avec $\Delta \omega$ = valeur relative de l'écart de fréquence
 ω = pulsation de la fréquence.

Nous considérons tout d'abord les deux cas extrêmes d'un réglage à tension constante et d'un réglage à fréquence constante :

A. Réglage à tension constante

Nous admettons en premier lieu une charge ne comprenant pas de masses tournantes, c'est-à-dire composée uniquement d'une résistance r et d'une inductivité l . La puissance active consommée par cette charge est la suivante :

$$N = \frac{U^2 r}{r^2 + (\omega l)^2} \approx \frac{U^2}{r} \left[1 - \left(\frac{\omega l}{r} \right)^2 \right] = \frac{U^2}{r} \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \text{tg}^2 \psi \right]$$

$$\text{avec } \text{tg} \psi = \frac{\omega_0 l}{r}.$$

Nous considérons de nouveau de faibles variations par rapport à un état initial et en tenant compte qu'à l'état initial nous avons :

$$N_0 = \frac{U^2}{r} (1 - \text{tg}^2 \psi) \quad \text{nous obtenons}$$

$$\Delta N / N_0 = \Delta n = -2 \Delta \omega \text{tg}^2 \psi$$

d'où

$$k_\omega = \Delta n / \Delta \omega = -2 \text{tg}^2 \psi. \quad (23)$$

Le signe négatif signifie que lorsque la fréquence augmente la puissance diminue du fait que l'impédance augmente et que le courant diminue.

Pour une charge telle que

$$\cos \psi = \frac{r}{\sqrt{(\omega l)^2 + r^2}} = 0,8$$

nous obtenons, par exemple $k_\omega = -1,14$.

Pour une charge purement ohmique nous obtenons :

$$\text{tg} \psi = \omega l / r = 0 \quad \text{et} \quad k_\omega = 0$$

ce qui signifie que la charge est indépendante de la fréquence.

Lorsque la charge est formée par des moteurs, il est connu que le couple résistant M est en général dépendant de la fréquence. En particulier pour des moteurs entraînant des ventilateurs ou des compresseurs, le couple est proportionnel environ au carré de la vitesse. La puissance consommée par ces moteurs est elle-même proportionnelle au couple et inversement proportionnelle à la fréquence.

$$N / N_0 = M \cdot \omega_0 / M_0 \cdot \omega$$

$$\text{il en résulte que } k_\omega = \Delta n / \Delta \omega = \frac{\Delta M}{\Delta \omega} + 1. \quad (24)$$

En résumé, selon les genres de charge du groupe envisagé, nous obtenons la relation suivante entre les écarts de fréquence et les écarts de puissance :

	$\Delta M / \Delta \omega$	$k_\omega = \Delta n / \Delta \omega$
Charge ohmique et inductive.	$-(1 + 2 \text{tg}^2 \psi)$	$-2 \text{tg}^2 \psi$
Charge purement ohmique	-1	0
Charge avec machine à couple constant	0	1
Charge avec machine à couple proportionnel à la vitesse.	1	2
Charge avec machine à couple proportionnel au carré de la vitesse	2	3

Nous voyons que, selon la constitution du réseau, le facteur k_ω peut varier de -1 à $+3$. En première approximation, pour un réseau normal, nous pouvons admettre qu'il se tient entre $0,5$ et 1 .

B. Réglage à fréquence constante

Si la charge ne comprend pas de moteurs, la puissance consommée est proportionnelle au carré de la tension

$$N/N_0 = (U/U_0)^2 \quad \text{d'où} \quad k_u = \Delta N / \Delta U = 2 \quad (25)$$

Si, par contre, la charge est formée par des moteurs, seules les pertes sont proportionnelles au carré de la tension; ces pertes ne sont qu'une fraction de la charge totale. Nous voyons que selon la constitution du réseau k_u peut varier entre $+0,2$ et $+2$. En première approximation, nous pouvons admettre que k_u se tient entre $1,2$ et $1,8$.

C. Réglage avec tension dépendante de la fréquence

Si le groupe ne dispose pas d'un réglage à tension constante et si l'excitatrice est placée en bout d'arbre, la tension augmente plus que proportionnellement avec la fréquence. Il est possible d'autre part de rendre les régulateurs de tension dépendants de la fréquence en insérant une impédance dans leur circuit de mesure ou en rendant leur valeur de consigne dépendante de la fréquence à l'aide d'un régulateur de fréquence. En admettant, par exemple, que l'on fait varier la valeur de consigne de la tension proportionnellement à l'écart de fréquence, nous obtenons :

$$k_\omega = \frac{\Delta n}{\Delta \omega} = \frac{\partial n}{\partial \omega} + \frac{\partial n}{\partial u} \frac{\Delta u}{\Delta \omega} = 0,7 + (1,6 \cdot 1) = 2,3$$

Nous voyons que, le coefficient k_ω peut être ainsi considérablement augmenté, ce qui réduit d'autant les écarts de fréquence.

Le cas d'un réglage avec tension dépendante de la fréquence représente ainsi un cas favorable; aussi, pour une première étude, il suffit de considérer les cas défavorables d'un réglage à tension constante, respectivement à fréquence constante.

4. Relation entre la section de la chambre, l'amortissement de l'oscillation et l'écart de puissance maximum

Nous avons trouvé précédemment (§ 2C, éq. 16) la relation liant la section de la chambre au facteur d'asservissement K . Nous pouvons maintenant éliminer K à l'aide de l'une ou l'autre des relations 19 ou 20 en remarquant que l'écart de puissance maximum relatif $\Delta n_{\max}$ est égal, selon le dispositif de stabilisation choisi, à l'une ou l'autre des deux valeurs $k_u \cdot \Delta u_{\max}$ ou $k_\omega \cdot \Delta \omega_{\max}$. Il vient

$$\frac{F}{F_0} = \frac{1 - \frac{\Delta n_{\max} \cdot h_0}{\Delta z_0}}{1 + L n (1 - A)} \quad \text{où} \quad \frac{\Delta n_{\max} \cdot h_0}{\Delta z_0} = K \quad (26)$$

Cette relation est représentée par la figure 4, qui montre combien la section que l'on doit donner à la chambre d'équilibre diminue quand l'écart de puissance maximum toléré $\Delta n_{\max}$ augmente, quand l'amplitude des oscillations limites ΔZ_0 que l'on est obligé d'admettre diminue par rapport à H_0 , et quand l'on se contente d'un amortissement A plus faible. Par exemple, avec $H_0/\Delta Z_0 = 30$ (c'est-à-dire $\Delta Z_0/H_0 = 0,033$), et en exigeant un amortissement $A = 0,3$, le

graphique donne la valeur de F/F_0 : si l'écart de puissance $\Delta n_{\max}$ toléré est 0% , 1% ou 3% , la section passe de $1,56 F_0$ à $1,07 F_0$ puis à $0,15 F_0$, soit des économies de section de respectivement 31% et 90% .

Cette même relation (26) fait l'objet du nomogramme (fig. 5); cet abaque permet le calcul immédiat de l'une des grandeurs lorsqu'on connaît les autres, ou de l'amortissement correspondant à une autre durée que le temps t_0 . L'emploi de h_0 et Δz_0 , valeurs relatives dépendant de la section F cherchée, ne présente pas d'inconvénients, car seul leur rapport intervient dans le résultat. On peut donc prendre n'importe quelle valeur de Z_* pour ce calcul-là. La discussion de la formule, faite au paragraphe 2C, est immédiate en examinant l'abaque :

- si $K = 0$, on obtient $A = 0$ en posant $F/F_0 = 1$. Des valeurs positives de l'amortissement ne peuvent être obtenues qu'en faisant $F/F_0 > 1$.
- si $0 < K < 1$, le maximum d'amortissement que l'on peut obtenir est $0,632$ en faisant tendre F/F_0 vers l'infini.
- si $K = 1$, l'amortissement $A = 0,632$ est obtenu quel que soit F/F_0 .

En pratique, l'exploitant fixe le $\Delta n_{\max}$ admissible, et l'hydraulicien le Δz_0 nécessaire; il en résulte la section à prévoir.

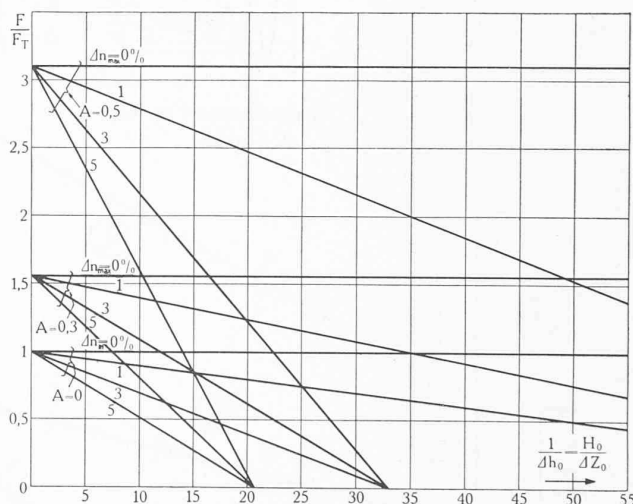


Fig. 4. — Relation entre la section de la chambre, l'amortissement de l'oscillation et l'écart de puissance maximum.

Exemple numérique

Pour fixer les idées, nous voulons examiner rapidement un cas particulier d'un aménagement hydroélectrique présentant les caractéristiques suivantes :

Longueur de la galerie d'amenée . . .	$L = 2000$	m
Section de la galerie d'amenée . . .	$f = 63,5$	m ²
Vitesse de régime	$W_0 = 3,14$	m ³ /sec
Débit	$Q_0 = 200$	m ³ /sec
Perte de charge	$P_0 = 2,0$	m
Chute brute maximum	$H = 115$	m
Chute brute minimum	$H = 100$	m
Chute nette minimum	$H_0 = 98$	m

Nous calculons :

La section de Thoma qui crée des oscillations entretenues s'il n'y a pas d'asservissement, en négligeant les facteurs secondaires¹ (calcul pour la chute minimum) $F_T = 325$ m²

¹ Un venturi de 7.0 m de diamètre placé à l'insertion de la chambre d'équilibre dans la galerie réduirait la section créant les oscillations entretenues de 325 m² à 192 m². Par contre, une pente relative de $-0,25$ de la courbe de rendement augmenterait la même section de 325 m² à 447 m². L'effet cumulé donnerait une section de 270 m² et avec l'amortissement et l'asservissement envisagés plus loin, la section nécessaire serait de 225 m².

Montée maximum $Z_* = \sim 20$ m.

Période correspondante $T = 200$ sec.

Etant donné la grande puissance de l'usine, nous admettrons que l'on n'envisage que des ouvertures partielles réduites, et que, dans ces conditions, un écart limite $\Delta Z_0 = 2$ m est suffisant. Ce choix conduit à la valeur relative $\Delta z_0 = 0,1$ et sera justifié à posteriori par le fait que l'amortissement restera suffisant en toutes circonstances. Nous supposons que l'on se propose d'obtenir la stabilisation en agissant sur le réglage de tension, que le réseau électrique est caractérisé par $k_u = 1,5$ et que l'on peut y tolérer des écarts de tension relatifs maximums de 1 %. L'écart de puissance maximum admissible est alors de $\Delta n_{\max} = \Delta u_{\max} \cdot k_u = 1,5 \cdot 1 \% = 1,5 \%$.

Le temps t_0 est de 320 secondes, soit 1,6 fois la période. Nous exigerons un amortissement élevé $A = 0,5$ pour les petites oscillations (plus petites que Z_0). Pour obtenir cet amortissement sans

dispositif de stabilisation, il serait nécessaire de donner à la chambre d'équilibre une section de 1080 m².

Etant donné $\Delta n_{\max}$ et ΔZ_0 fixés ci-dessus, nous pouvons prendre $K = 0,75$ et nous contenter d'une section de 270 m². Il conviendrait maintenant de déterminer la valeur de l'amortissement en fonction de l'amplitude initiale de l'oscillation et pour différentes valeurs du débit de régime. Nous l'avons fait pour la pleine charge et en admettant que la course du distributeur est limitée à 1,05 fois l'ouverture de régime. La figure 6 montre le résultat de ce calcul (effectué par méthode graphique); on y voit que l'amortissement est bien de 0,5 pour une amplitude initiale plus petite ou égale à $\Delta Z_0 = 2$ m. Cet amortissement diminue si l'amplitude augmente car l'asservissement n'intervient plus que partiellement, puis l'effet du distributeur se fait sentir et l'amortissement augmente. Le minimum est d'environ 0,28, plus que suffisant. Il resterait à vérifier que pour d'autres valeurs du débit de régime le minimum d'amortissement reste positif.

La diminution de section de la chambre est de $1080 - 270 = 810$ m². Cette diminution de section est réalisée sur 17 m de hauteur (115 m — 100 m + 2 m de perte de charge) et conduit à une économie de volume de 13 800 m³.

$$\Delta n_{\max} \begin{cases} \cdot k_u \Delta u_{\max} & \text{pour un asservissement du réglage de tension} \\ \cdot k_w \Delta \omega_{\max} & \text{pour un asservissement du réglage de vitesse} \end{cases}$$

$$\frac{\Delta z_0}{h_0} = \frac{\Delta Z_0}{H_0} = \Delta h_0 = \frac{\Delta Z_0}{Z_* T} \text{ où } Z_* T = W_0 \sqrt{\frac{L}{g F}}$$

$$F_T = \text{section de Thoma} = \frac{W_0^2 \cdot L}{2g \cdot h_0}$$

$$F_0 = \text{section conduisant à des oscillations entretenues, éventuellement}$$

$$\text{différente de } F_T$$

$$\frac{F}{F_0} = \frac{1 - \frac{\Delta n_{\max} h_0}{\Delta z_0}}{1 + L n (1 - A)}$$

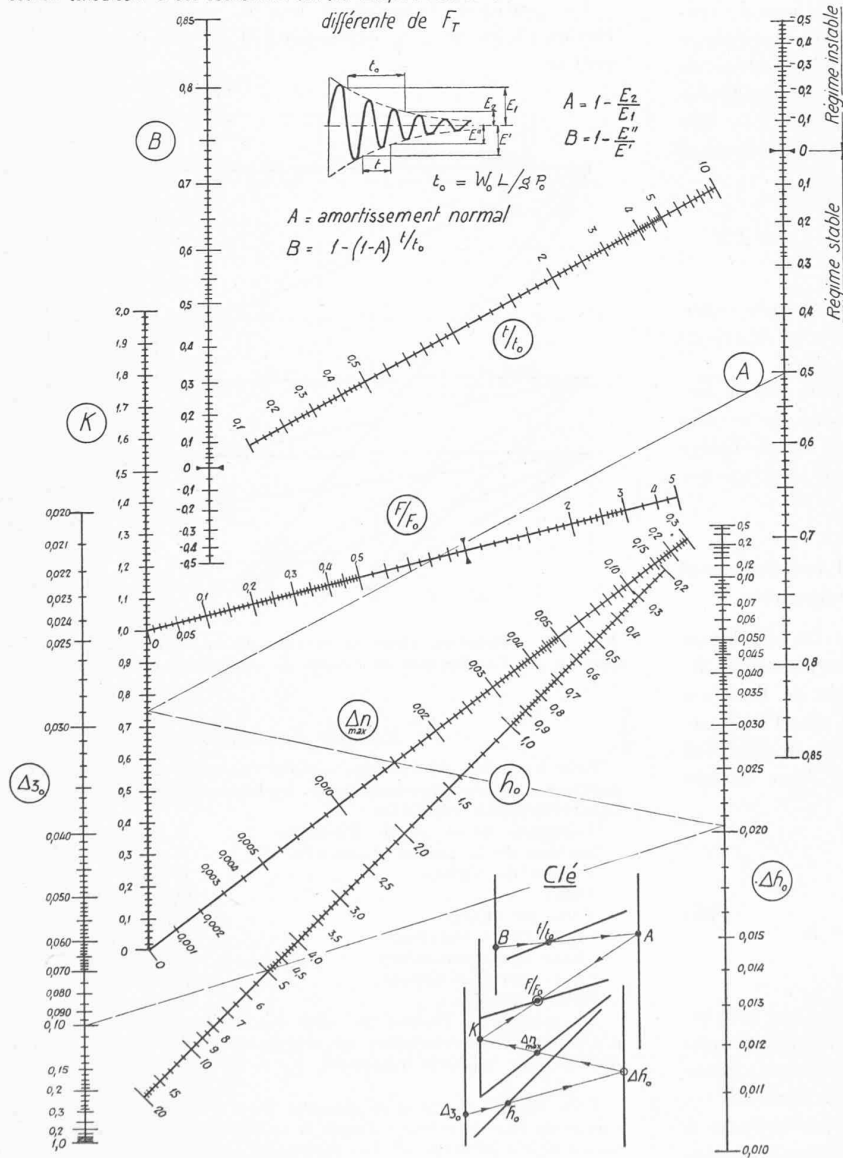


Fig. 5. — Nomogramme donnant les relations entre la section de la chambre, l'amortissement de l'oscillation et l'écart de la puissance maximum.

5. Principe d'application

L'asservissement de la puissance électrique à la pression hydraulique peut être réalisé pratiquement de nombreuses façons. Au lieu de mesurer la pression manométrique, il peut être préférable, pour des raisons pratiques, de mesurer le niveau d'eau dans la chambre d'équilibre et de transmettre ce niveau par télémessure. La figure 7 donne un exemple d'asservissement de la tension à la pression. Le générateur G , entraîné par la turbine T , est excité de façon tout à fait normale par l'excitatrice E commandée elle-même par le régulateur de tension R . La valeur de consigne de la tension peut être ajustée à main par le rhéostat B_1 , et en fonction de la pression hydraulique par le rhéostat B_2 . Le niveau d'eau est mesuré par le flotteur F muni du contre-poids P . Ce flotteur entraîne le régulateur à induction I dont la tension secondaire est ainsi une mesure du niveau d'eau. Cette tension est appliquée au système moteur M auquel s'oppose le ressort antagoniste D_1 . Ce système moteur entraîne le contact mobile du rhéostat B_2 par l'intermédiaire de l'amortisseur A . Par suite de l'action du ressort de rappel D_2 , ce contact mobile est ramené automatiquement en sa position médiane dès que la pression hydraulique reste constante.

Admettons par exemple une diminution de charge: par suite de l'action du réglage de vitesse, la turbine ferme son ouverture. Le niveau d'eau monte dans la chambre d'équilibre, ce qui obligerait la turbine à fermer davantage et risquerait de conduire à un régime instable. La montée du niveau d'eau entraîne le flotteur F et déplace le rotor du régulateur à induction I . Il en résulte une variation de la course du

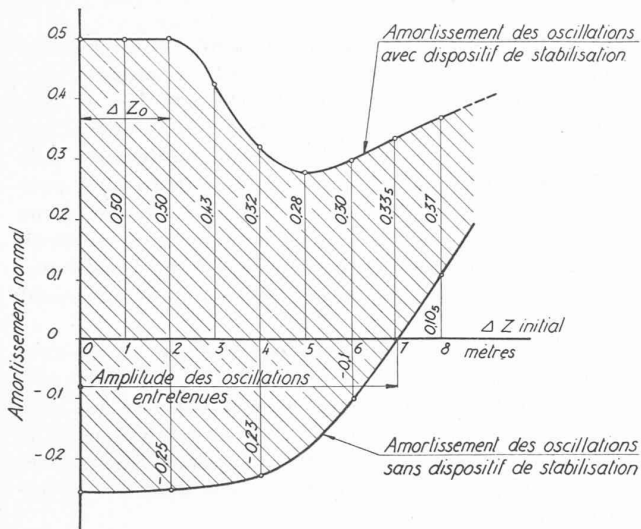


Fig. 6. — Exemple numérique. Amortissement en fonction de l'amplitude initiale de l'oscillation.

système moteur M et du contact mobile du rhéostat B_2 en sorte que la tension ainsi que la charge électrique se trouvent momentanément diminuées. La fermeture de la turbine qui aurait résulté de l'élévation du niveau d'eau dans la chambre se trouve ainsi réduite, sinon supprimée, ce qui élimine la cause des oscillations dans la chambre d'équilibre. Grâce à l'action conjuguée de l'amortisseur A et du ressort de rappel D_2 , l'asservissement de la tension n'est que temporaire. La tension est donc indépendante des variations permanentes de la pression qui peuvent se produire selon l'état de charge de la turbine. S'il peut être difficile d'obtenir des temps de relaxation suffisamment longs au moyen d'un amortisseur à l'huile, ils peuvent être aisément obtenus par des moyens électriques, ce qui ne change en rien le principe du réglage.

Ce même dispositif de réglage est applicable pour un asservissement de la fréquence à la pression hydraulique; au lieu d'agir sur la tension de consigne, il devrait agir sur la fréquence de consigne.

6. Conclusion

Lors de la réalisation de centrales hydroélectriques, l'exécution de la chambre d'équilibre peut constituer une part appréciable du coût total de l'aménagement, en particulier pour des centrales à moyenne ou basse chute. Cela est dû pour une part à l'obligation de prévoir des exutoires et réserves nécessaires pour absorber les montées et descentes d'eau provoquées par les fermetures et ouvertures des turbines (oscillation en masse). Mais cela est dû également à la nécessité d'avoir une section horizontale suffisante, assurant la stabilité du réglage de l'usine.

Si la chambre est excavée dans le rocher, il est facile de se rendre compte de l'économie qui résulte d'une réduction de son volume¹. On ne s'étonnera donc pas que dans certaines installations on ait envisagé la suppression de la chambre d'équilibre. Cette mesure présente cependant de graves inconvénients. C'est en effet la masse totale de l'eau sise entre le bassin d'alimentation et les turbines qui doit alors être mise en mouvement par une action du dispositif

¹ On obtient l'ordre de grandeur du coût de la chambre d'équilibre en comptant le m³ excavé en galerie à 100 fr. (revêtement et coffrages compris) et en estimant que le volume d'une chambre d'équilibre est compris ordinairement entre 1000 et 20 000 m³.

de réglage de la turbine. Pour que le coup de béliet qui résulte de l'inertie de cette masse d'eau ne sollicite pas exagérément les parois de la conduite forcée, il est nécessaire de limiter la vitesse d'action du servo-moteur qui commande le vannage de la turbine. Cette limitation peut avoir pour conséquence une survitesse dangereuse lors d'une décharge brusque du groupe. D'autre part, le coup de béliet a une influence très défavorable sur la stabilité du réglage de vitesse; celle-ci ne peut alors être obtenue qu'au prix d'un réglage très lent, d'un PD² élevé, aux dépens de la tenue de la fréquence. La suppression de la chambre d'équilibre n'est donc justifiée qu'à titre tout à fait exceptionnel, et pour des centrales de peu d'importance non responsables de la tenue de la fréquence.

Or, s'il ne fallait tenir compte pour les sections horizontales à donner aux chambres d'équilibre que de leur office pour l'atténuation des effets du coup de béliet et de la nécessité de supporter l'oscillation en masse, le volume pourrait être fortement réduit dans certains cas (basses et moyennes chutes). Ce volume réduit serait suffisant pour assurer un régime stable dans le cas toujours plus usuel d'une marche en parallèle avec un grand réseau. Cependant, toute centrale peut être amenée une fois ou l'autre à débiter son énergie sur un réseau séparé. Dans ce dernier cas, la stabilisation de la chambre d'équilibre est généralement obtenue par un agrandissement relativement très coûteux de sa section.

Il ressort de notre exposé que l'on peut obtenir la stabilité à bien meilleur compte par un asservissement temporaire de la puissance à la pression, c'est-à-dire en se servant en quelque sorte du réseau électrique comme amortisseur. Nous plaçant à un autre point de vue, nous pouvons remarquer que, s'il n'y avait pas de réglage, les oscillations dans la chambre seraient toujours amorties à cause des pertes de charge. C'est la présence d'une consigne de réglage (invariance de la puissance) qui crée le risque d'instabilité et c'est cette consigne que nous proposons de modifier pour atténuer, voire supprimer, ce risque. L'étude théorique qui précède prouve l'efficacité de ce procédé: si l'on tolère des écarts passagers de tension ou de fréquence de 1 à 2 %, il est possible de

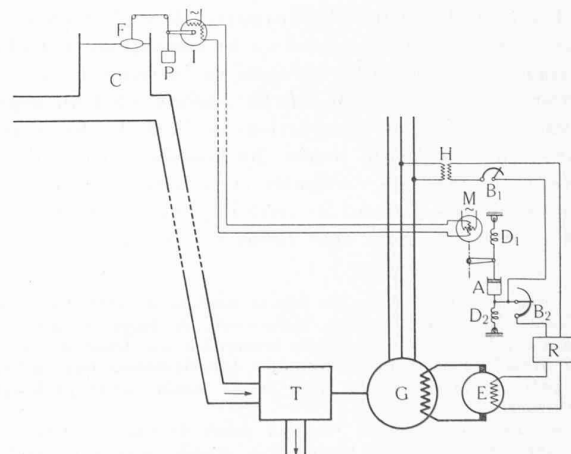


Fig. 7. — Exemple d'application d'un asservissement de la tension à la pression hydraulique.

Légende : C = Chambre d'équilibre; T = Turbine; G = Générateur; E = Excitatrice; R = Régulateur de tension; B₁ = Rhéostat pour ajustage à main de la tension de consigne; B₂ = Rhéostat pour ajustage de la tension de consigne en fonction de la pression hydraulique; H = Transformateur de tension; F = Flotteur; P = Contre-poids; I = Régulateur d'induction; M = Système moteur; D₁ = Ressort antagoniste; D₂ = Ressort de rappel; A = Amortisseur.

réduire de 50 à 100 % la section qu'il est nécessaire de donner à la chambre d'équilibre pour obtenir un réglage stable, même dans le cas défavorable de marche sur un réseau séparé.

Le dispositif de stabilisation proposé consiste essentiellement dans une combinaison d'appareils connus. Son prix est faible par rapport au prix de l'ensemble de l'installation. Il ne nécessite que des modifications restreintes du dispositif de réglage normal, et peut être aisément introduit après coup dans une installation déjà existante pour en améliorer la stabilité. Son principe offre une grande souplesse d'application selon les conditions particulières de l'installation considérée. En outre, si l'un ou l'autre des appareils qui interviennent dans ce dispositif fait défaut, il n'en résulte aucune conséquence dangereuse pour l'installation : l'amplitude des oscillations très lentes qui s'établiraient avec une période de plusieurs minutes n'augmente pas indéfiniment, mais est limitée par les pertes de charge dans la galerie d'amenée et dans la chambre d'équilibre, ainsi que par l'ouverture maximum du distributeur. Ces oscillations, tout en étant intolérables en marche normale, n'offrent pas d'inconvénients majeurs si elles ne se produisent qu'accidentellement ; elles peuvent d'ailleurs être facilement enrayerées par une intervention du machiniste.

Lorsqu'il s'agit de centrales à basse chute situées en aval d'un canal d'amenée ou en amont d'un canal d'évacuation à écoulement libre, il est connu qu'à la suite d'une variation du débit, il se produit le long du canal une onde de trans-

lation qui est réfléchiée aux deux extrémités. Si la puissance fournie par la centrale doit être maintenue constante, l'onde peut être entretenue, voire amplifiée. On peut donc se trouver en présence d'un régime instable de même origine que dans le cas de la chambre d'équilibre. Ce problème a déjà fait l'objet de travaux¹. Il se présente en particulier pour les centrales souterraines avec canal d'évacuation d'une certaine longueur, mais son étude approfondie sortirait du cadre de notre exposé. Qu'il nous suffise de signaler que le mode de stabilisation que nous indiquons peut également lui être appliqué.

La stabilisation des chambres d'équilibre par un asservissement de la puissance à la pression est un exemple des solutions que l'ingénieur électricien peut apporter aux problèmes devant lesquels se trouve l'ingénieur civil, et de la collaboration toujours plus étroite qui est nécessaire entre tous ceux qui participent à l'élaboration de centrales hydro-électriques.

Lausanne et Genève, avril 1950.

Adresses des auteurs :

M. Cuénod, ingénieur à la Société OFINCO, 2, Tertasse, Genève.
A. Gardel, avenue Warnéry 14, Lausanne.

¹ Voir en particulier : E. BRAUN, *Über die Stabilität des Betriebes einer Turbinenanlage mit offenem Werkkanälen*. Festschrift der Tech. Hochschule Stuttgart, 1929.

LES CONGRÈS

Association suisse pour l'aménagement des Eaux

39^e Assemblée générale, le 23 juin 1950, à Meiringen.

L'Association suisse pour l'aménagement des eaux a tenu son assemblée générale le 23 juin 1950, à Meiringen, sous la présidence de M. le Dr P. Corrodi.

À l'issue de la partie administrative, MM. J. Bächtold et V. Eggenberger firent un exposé sur les aménagements hydro-électriques de l'Oberhasli. Au cours de la visite de ces installations, le lendemain, M. M.-H. Juillard, chef du département des projets et constructions de la S. A. des Forces Motrices de l'Oberhasli, donna des renseignements sur les constructions actuelles existantes et en voie de réalisation, et sur les projets d'avenir de cette importante société.

De ce dernier exposé nous tirons les quelques lignes suivantes (voir en outre fig. 1) :

La création de la S. A. des Forces motrices de l'Oberhasli, par les Forces Motrices Bernoises, a nécessité de longs et laborieux préparatifs. Les premières études remontent au début du siècle. Le Dr Kaech et M. Juillard vinrent à Innertkirchen déjà en 1920 pour préparer la réalisation d'un projet établi par le professeur Narutowicz.

Mais l'installation était, tant au point de vue des frais que de la quantité d'énergie à placer, trop grande pour cette époque. Il ne fut donc pas possible de démarrer aussi vite qu'on ne l'avait escompté. En outre, le projet dut subir un remaniement complet, tant au point de vue de l'accumulation qu'à celui de la répartition de la chute.

Enfin fut réalisée Handeck I avec les deux lacs du Grimsel et de Gelmer de 1925 à 1932, puis Innertkirchen de 1940 à 1942. Ces deux usines utilisant une chute totale de 1280 m produisent ensemble 350 millions de kWh d'hiver et 400 à 450 millions de kWh d'été. Pendant ce temps, les bases de la société furent élargies par la participation successive des villes de Bâle, Berne et Zurich à l'entreprise.

Les deux usines de Handeck II (1947-1950) et Oberaar forment un groupe qui augmentera la production d'énergie de 320 millions de kWh en hiver et diminuera celle d'été de 40 millions de kWh. La production totale atteindra donc 670 millions de kWh en hiver et 360 à 400 millions de kWh en été ; même dans les années les plus sèches, elle dépassera largement le milliard. Il est prévu quelques adductions auxiliaires, en particulier l'utilisation des forces de la vallée de Gaden, qui fourniront environ 200 à 250 millions de kWh, principalement de l'énergie d'été. Enfin, peut-être haussera-t-on, un jour, les barrages du Grimsel.

L'usine de Handeck II utilise, sous une chute de 460 m., les affluents de l'Aar de la rive gauche au-dessous du Grimsel et en particulier l'Urbach, amené à la Handeck par une galerie de 5,7 km. La centrale souterraine est terminée ; la première des quatre turbines de 40 000 CV marche. Le barrage de Rätherichsboden de 280 000 m³ de béton créant une retenue de 27 millions de m³, sera achevé dans deux mois.

L'usine de l'Oberaar, qui vient d'être mise en chantier, comprend essentiellement un bassin d'accumulation à 2303 m d'altitude de 58 millions de m³, une galerie d'amenée de 4550 m de longueur, un puits foré de 1600 m de longueur passant sous le lac du Grimsel et une centrale souterraine, à l'aval du grand barrage du Grimsel. Celle-ci contiendra un alternateur actionné par deux roues Pelton de 21 000 CV chacune et une pompe actionnée par un moteur de 25 000 CV, servant à refouler dans le lac de l'Oberaar annuellement 15 à 20 millions de m³, pris du lac du Grimsel. La galerie de fuite de l'usine débouche directement dans le lac de Rätherichsboden, dont le niveau est à 1767 m d'altitude.

Passant à l'examen de développement de quelques questions techniques qui l'ont occupé spécialement depuis le début de son activité dans l'Oberhasli, M. Juillard ajoute :

En 1920, le professeur Narutowicz prévoyait une retenue de 20 m de hauteur inférieure à celle qui fut exécutée ensuite. Pour fermer la gorge dans la Spitallamm, il proposait la construction d'un barrage-poids massif, sans joints, mais légèrement incurvé en plan. Il était d'avis que ce type de barrage était le seul permettant de créer une si haute retenue, estimant que l'on ne saurait dépasser, sans danger, les fatigues survenant dans une telle construction.

Par de très longs calculs nous avons démontré que la faible courbure en plan n'était statiquement d'aucune utilité. Au contraire, une division en éléments verticaux, par des joints de dilatation, aurait été de beaucoup préférable pour un barrage-poids. Mais la solution la plus judicieuse était, ce qui aujourd'hui paraît