

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 78 (1952)
Heft: 15

Artikel: Stabilité de la marche d'une centrale hydro-électrique avec chambre d'équilibre compte tenu des caractéristiques dynamiques du réglage de vitesse
Autor: Cuénod, Michel / Gardel, André
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-59000>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 26.01.2026

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

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les quinze jours

Abonnements :Suisse : 1 an, 24 francs
Etranger : 28 francs**Pour sociétaires :**Suisse : 1 an, 20 francs
Etranger : 25 francsPour les abonnements
s'adresser à :**Administration**
du « Bulletin technique
de la Suisse romande »
Librairie Rouge & Cie
S. A., LausanneCompte de chèques pos-
taux II. 5775, à Lausanne

Prix du numéro : Fr. 1.40

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Société 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. Epitoux, archi-
tecte, à Lausanne; Secrétaire: J. Calame, ingénieur, à Genève — Membres, Fribourg: MM. P. Joye,
professeur; E. Lateltin, architecte — Vaud: MM. F. Chenaux, ingénieur; H. Matti, ingénieur;
E. d'Okolski, architecte; Ch. Thévenaz, architecte — Genève: MM. L. Archinard, ingénieur; Cl.
Grosgrin, architecte; E. Martin, architecte; V. Rochat, ingénieur — Neuchâtel: MM. J. Béguin,
architecte; R. Guye, ingénieur — Valais: MM. J. Dubuis, ingénieur; D. Burgener, architecte.

Rédaction: D. Bonnard, ingénieur. Caste postale Chauderon 475, Lausanne.

Conseil d'administration de la Société anonyme du Bulletin Technique: A. Stucky, ingénieur, président;
M. Bridel; G. Epitoux, architecte; R. Neeser, ingénieur.**Tarif des annonces**Le millimètre
(larg. 47 mm) 24 ctsRéclames: 60 cts le mm
(largeur 95 mm)Rébais pour annonces
répétées**Annonces Suisses S.A.**5 Rue Centrale, Tél. 22 33 26
Lausanne et succursales

SOMMAIRE : *Stabilité de la marche d'une centrale hydro-électrique avec chambre d'équilibre compte tenu des caractéristiques dynamiques du réglage de vitesse*, par MICHEL CUÉNOD, ingénieur EPP, et ANDRÉ GARDEL, ing. EPUL., lic. ès sc. — **BIBLIOGRAPHIE.** — **CARNET DES CONCOURS.** — **COMMUNIQUÉ.** — **SERVICE DE PLACEMENT.** — **INFORMATIONS DIVERSES.** — **DOCUMENTATION GÉNÉRALE** — **DOCUMENTATION DU BATIMENT.**

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

STABILITÉ DE LA MARCHÉ D'UNE CENTRALE HYDRO-ÉLECTRIQUE AVEC CHAMBRE D'ÉQUILIBRE COMPTE TENU DES CARACTÉRISTIQUES DYNAMIQUES DU RÉGLAGE DE VITESSE

par

MICHEL CUÉNOD et ANDRÉ GARDEL
ingénieur EPF ing. EPUL, lic. ès sc.**Avant-propos**

Les auteurs de cet article ont, au cours de ces derniers mois, proposé et conduit des essais de stabilité de réglage exécutés dans le cadre des recherches du Laboratoire d'hydraulique de l'Ecole polytechnique de Lausanne, à l'Usine de l'Oelberg à Fribourg, sous la direction des professeurs D. Bonnard et D. Gaden, et de M. Piller, directeur technique des Entreprises électriques fribourgeoises. C'est l'interprétation d'essais déjà effectués et l'élaboration du programme d'essais nouveaux qui ont rendu nécessaire la présente étude.

Les résultats des essais eux-mêmes, au succès desquels ont participé les Ateliers des Charmilles et la S. A. Brown Boveri, représenté par M. R. Keller, ingénieur en chef, feront l'objet de publications ultérieures.

D. BRD.

Introduction

Pour l'étude des conditions de marche d'une usine hydro-électrique alimentée par une adduction sous pression, il est d'usage d'examiner séparément la stabilité de réglage de la

chambre d'équilibre et celle du réglage de vitesse. Cette façon de procéder est en général admissible car les fréquences propres des deux systèmes sont notablement différentes: plusieurs minutes pour l'adduction, 10 à 20 secondes pour le réglage de vitesse.

Dans cette hypothèse, nous avons montré [1]¹ qu'une stabilisation des oscillations de réglage dans une chambre d'équilibre de section quelconque peut être obtenue par asservissement de la puissance électrique à la charge hydraulique; on peut également obtenir une stabilisation analogue en asservissant la puissance électrique à l'ouverture de la turbine, ainsi que l'ont proposé MM. Gaden et Borel [2].

Il arrive toutefois, pour certaines installations, que la période des oscillations dans la chambre d'équilibre soit particulièrement courte et que l'on ne puisse plus négliger le coup de bélier dans la conduite forcée et admettre que le

¹ Les chiffres entre crochets se rapportent à la bibliographie indiquée en fin d'article.

réglage de vitesse est idéal (astatique et infiniment rapide). L'adduction, avec la chambre d'équilibre et la conduite forcée, la turbine avec le régulateur, l'alternateur et le réseau sont solidaires et c'est la stabilité de réglage de l'ensemble qu'il faut étudier.

Le but de la présente note est de montrer comment on peut, à l'aide du calcul symbolique, déterminer la stabilité de réglage dans ce cas, en tenant compte des particularités du réglage de vitesse, et d'un asservissement de la puissance soit à la charge hydraulique, soit à l'ouverture de la turbine. L'étude analytique est complétée par une application numérique à un cas concret.

I. Description de l'installation d'un groupe hydro-électrique avec chambre d'équilibre

La figure 1 indique le principe du dispositif de réglage d'un groupe hydro-électrique avec chambre d'équilibre.

L'alternateur G est entraîné par la turbine T alimentée par l'intermédiaire de la conduite forcée C et de la chambre d'équilibre Ch . Sa vitesse angulaire ω est mesurée par le régulateur R qui commande par l'intermédiaire du servomoteur SM l'ouverture Y de la turbine.

L'alternateur débite son énergie sur la charge N que l'on suppose formée par un réseau séparé. Sa tension U est réglée par l'intermédiaire du régulateur de tension RU qui contrôle le champ d'excitation de l'excitatrice E . La valeur de consigne de la tension peut être ajustée à l'aide du potentiomètre P .

Admettons par exemple une augmentation de la charge N . Il en résulte une baisse de la fréquence qui détermine par le jeu du réglage de vitesse une ouverture de la turbine. Cette ouverture provoque, par suite du coup de bélier, une dépression passagère et une augmentation du débit Q . Cette augmentation du débit provoque une baisse du niveau d'eau dans la chambre d'équilibre qui diminue la pression hydraulique H . La diminution de la pression due au coup de bélier et à cette baisse du niveau d'eau, partiellement compensée par l'augmentation du débit, réduit le couple moteur agissant sur la turbine; la vitesse angulaire du groupe continue à diminuer, ce qui provoque une variation de l'ouverture qui dépasse celle nécessitée par la variation de la charge. Lorsque la dépression due au coup de bélier est amortie et que l'équilibre entre le plan d'eau de la chambre et celui du bassin d'accumulation s'établit, le couple moteur dépasse la valeur du couple résistant; la vitesse angulaire augmente, et tout le processus se répète en sens inverse, ce qui provoque des oscillations de réglage qui, en cas d'instabilité, vont en s'accroissant.

II. Détermination des caractéristiques dynamiques des différents éléments de l'installation

Nous considérons de faibles variations par rapport à un état initial que nous supposons correspondre aux valeurs

nominales de l'installation et que nous prenons comme référence; nous déterminons les relations qui existent entre les différentes variables qui caractérisent le phénomène et que nous exprimons par leurs valeurs relatives, à l'exception du temps.

1. Galerie d'amenée

La relation entre la hauteur du plan d'eau dans la chambre d'équilibre et le débit dans la conduite forcée est bien connue [1]. Elle est caractérisée par l'équation différentielle suivante :

$$T_g^2 \ddot{\Delta x} + 2p_o T_g \dot{\Delta x} + \Delta x = -T_g \dot{\Delta q} - 2p_o \Delta q$$

avec $\Delta x = \frac{x}{Z_*}$ = écart relatif du plan d'eau dans la chambre d'équilibre par rapport au niveau dynamique de régime ($\ddot{\Delta x} = d^2 \Delta x / dt^2$)

$\Delta q = \frac{Q - Q_o}{Q_o}$ = écart relatif du débit de l'eau dans la conduite forcée

$T_g = \sqrt{\frac{LF}{gf}}$ = temps caractéristique de la galerie d'amenée

$p_o = \frac{P_o}{Z_*}$ = perte de charge relative dans la galerie d'amenée

$Z_* = Q_o \sqrt{\frac{L}{gfF}}$ = montée maximum dans la chambre consécutive à une fermeture totale instantanée des turbines, les pertes de charge étant nulles.

2. Distributeur

Le débit de l'eau dans la conduite forcée est en première approximation proportionnel à l'ouverture de la turbine et à la racine carrée de la charge hydraulique

$$\frac{Q}{Q_o} = \frac{Y}{Y_o} \sqrt{\frac{H}{H_o}}$$

Y = ouverture de la turbine mesurée en variation de puissance de la turbine à chute constante

H = charge hydraulique à l'extrémité aval de la conduite forcée.

En considérant à nouveau des variations relatives par rapport à un état initial caractérisé par Q_o , Y_o , H_o nous obtenons :

$$\Delta q = \Delta y + \frac{1}{2} (\Delta h + \Delta h_1)$$

avec Δy = variation relative de l'ouverture de la turbine

Δh_1 = variation relative de la charge hydraulique due au coup de bélier

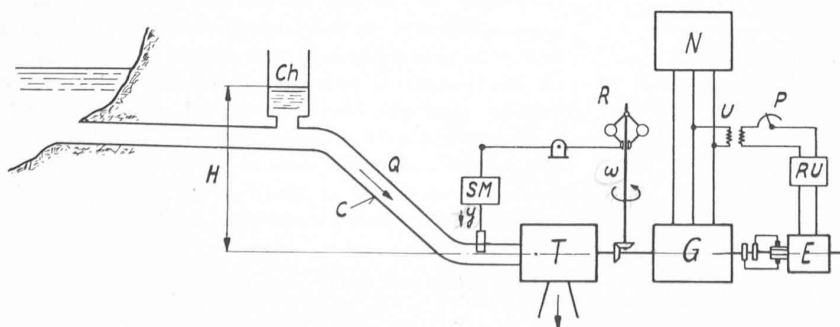


Fig. 1.
Principe de la disposition d'un groupe hydro-électrique avec chambre d'équilibre.

Δh = variation relative de la charge hydraulique due à la variation du plan d'eau dans la chambre d'équilibre.

Si l'on néglige les pertes de charge dans la conduite forcée, on obtient

$$\Delta h = \frac{\Delta x}{h_o}$$

$$\text{avec } h_o = \frac{H_o}{Z_*}$$

3. Conduite forcée

Il est connu qu'à la suite d'une variation de l'ouverture de la turbine, la conduite forcée est le siège d'un coup de bélier dû à l'inertie de l'eau dans la conduite. Ce phénomène du coup de bélier a déjà fait l'objet de nombreuses publications [4 à 10]. Nous négligeons ici l'élasticité de la conduite forcée et ne tenons compte que du coup de bélier en masse, ce qui est admissible pour les centrales à chute relativement faible, particulièrement défavorables tant en ce qui concerne la stabilité de la chambre d'équilibre que la stabilité du réglage de vitesse.

La relation entre la variation de pression et celle de l'ouverture de la turbine est donnée par la loi de Newton qui énonce que la variation de la pression est égale à l'accélération de la colonne d'eau dans la conduite forcée; nous obtenons, exprimée à nouveau en valeur relative, l'expression suivante :

$$\frac{\Delta H_1}{H_o} = \Delta h_1 = -\frac{L}{g} \frac{v_o}{H_o} \frac{d}{dt} \frac{v}{v_o} = -2T_c \Delta \dot{q}$$

avec $T_c = \frac{L v_o}{2g H_o}$ = temps caractéristique de la conduite défini par rapport à la vitesse de régime

$\frac{v}{v_o}$ = vitesse relative de l'eau dans la conduite forcée, égale à la valeur relative du débit.

Le signe négatif du terme de droite signifie que lorsque la vitesse de l'eau augmente par suite d'une ouverture du vannage, la pression diminue et vice versa.

4. Régulateur

Nous considérons le cas d'un réglage accéléro-tachymétrique avec asservissement représenté par la figure 2.

La course du distributeur R est proportionnelle d'une part à la course du tachymètre A et à celle de l'accéléromètre D , d'autre part à la course du servo-moteur SM par suite de la came d'asservissement C . La vitesse de déplacement du

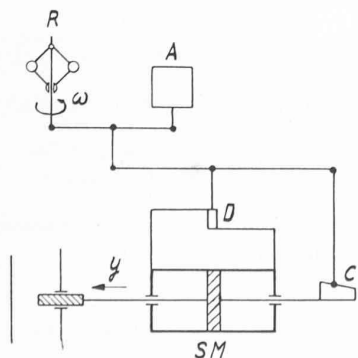


Fig. 2. — Principe d'un réglage accéléro-tachymétrique avec asservissement.

piston du servo-moteur est proportionnelle à la course du distributeur.

Il en résulte l'équation suivante exprimée en valeurs relatives

$$-T_r \Delta \dot{y} = \Delta \omega + m \Delta \dot{\omega} + \delta \Delta y$$

$\Delta \omega$ = écart relatif de la vitesse du groupe

m = dosage accélérométrique

δ = statisme du dispositif de réglage

T_r = constante de temps du régulateur¹.

Le signe négatif signifie que lorsque la vitesse augmente ($\Delta \omega > 0$) le régulateur agit de façon à réduire l'ouverture de la turbine ($\Delta y < 0$).

Il est connu [9] que l'équation du mouvement d'un régulateur avec statisme passager est, en première approximation, la même que celle d'un régulateur accéléro-tachymétrique, avec la différence que le dosage accélérométrique doit être remplacé par le quotient $\frac{T_r}{\delta_p}$ dans lequel δ_p est le statisme passager.

5. Groupe turbo-alternateur

Lorsqu'un réseau est en marche isolée, ses masses tournantes obéissent à l'équation suivante exprimée en valeurs relatives

$$T_a \frac{d}{dt} \frac{\omega}{\omega_o} + \frac{M_e}{M_{eo}} = \frac{M_t}{M_{to}}$$

avec $\frac{M_e}{M_{eo}}$ = valeur relative du couple résistant

$\frac{M_t}{M_{to}}$ = valeur relative du couple moteur

T_a = constante d'accélération du réseau.

$$T_a = \frac{PD^2 \omega_o^2}{4N_o} \text{ (sec)}$$

PD^2 en tm^2

N_o = puissance nominale débitée par l'alternateur en kW.

Nous considérons à nouveau de faibles variations par rapport à un état de régime et obtenons

$$T_a \Delta \dot{\omega} + \frac{\Delta M_e}{M_{eo}} = \frac{\Delta M_t}{M_{to}}$$

La figure 3 représente les caractéristiques des couples en

¹ T_r est égal à la grandeur que M. Gaden définit comme étant la « promptitude de réglage » τ_{ϕ}' [4].

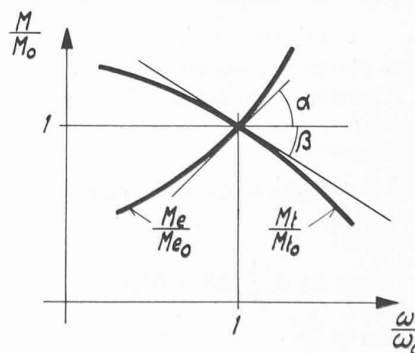


Fig. 3. — Caractéristiques des couples moteur et résistant en fonction de la vitesse.

fonction de la vitesse. Nous voyons qu'aux environs du point de régime nous obtenons :

$$\frac{d \frac{M_e}{M_{eo}}}{d \frac{\omega}{\omega_o}} = \operatorname{tg} \alpha \quad \frac{d \frac{M_t}{M_{to}}}{d \frac{\omega}{\omega_o}} = \operatorname{tg} \beta.$$

Si l'on admet que le rendement de la turbine est constant aux environs du point de régime, le couple moteur est proportionnel, à vitesse constante, à la vitesse de l'eau en aval de la conduite et à la pression hydraulique

$$\frac{M_t}{M_{to}} = \frac{H}{H_o} \frac{v}{v_o} = \frac{H}{H_o} \sqrt{\frac{H}{H_o}} \frac{Y}{Y_o} = \left(\frac{H}{H_o}\right)^{\frac{3}{2}} \frac{Y}{Y_o}.$$

Nous obtenons, pour la variation du couple moteur, l'expression suivante :

$$\frac{\Delta M_t}{M_{to}} = \Delta y + \frac{3}{2} (\Delta h + \Delta h_1) + \Delta \omega \operatorname{tg} \beta.$$

Les variations du couple résistant sont proportionnelles d'une part aux variations de la charge du réseau, d'autre part aux variations de la vitesse. Par le jeu de l'asservissement, que nous supposons permanent, nous les rendons en outre soit proportionnelles aux variations du plan d'eau, soit proportionnelles aux variations de l'ouverture et obtenons ainsi :

$$\frac{\Delta M_e}{M_{eo}} = \Delta \omega \operatorname{tg} \alpha + \Delta n + K_h \Delta h - K_y \Delta y$$

Δn = variation relative de la charge électrique

K_h = facteur d'asservissement par rapport aux variations du plan d'eau de la chambre d'équilibre; ce facteur est positif, car si le plan d'eau monte, la charge est augmentée¹

K_y = facteur d'asservissement par rapport aux variations de l'ouverture de la turbine. Ce facteur est négatif, car si la turbine se ferme par suite d'une élévation du plan d'eau, la charge doit être augmentée pour contre-carrer cette fermeture.

En introduisant les valeurs que nous avons obtenues pour les variations des couples, nous obtenons l'équation suivante :

$$T_a \Delta \dot{\omega} + a \Delta \omega + \Delta n + K_h \Delta h - K_y \Delta y = \Delta y + \frac{3}{2} (\Delta h + \Delta h_1)$$

avec $a = \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta$

a = coefficient de sensibilité des couples par rapport aux écarts de fréquence.

III. Etablissement de l'équation caractéristique du système

1. Elimination des variables

Nous avons obtenu un système de 6 équations différentielles avec 7 variables, Δx , Δq , Δh , Δh_1 , Δy , $\Delta \omega$, Δn (et le temps), à savoir :

Galerie d'amenée :

$$T_g \Delta \ddot{x} + 2p_o T_g \Delta \dot{x} + \Delta x = - (T_g \Delta \dot{q} + 2p_o \Delta q).$$

Distributeur :

$$\Delta q = \Delta y + \frac{1}{2} (\Delta h + \Delta h_1)$$

$$\Delta h = \frac{\Delta x}{h_o}.$$

Conduite forcée :

$$\Delta h_1 = -2T_c \Delta \dot{q}.$$

Régulateur :

$$-T_r \Delta \dot{y} = \Delta \omega + m \Delta \dot{\omega} + \delta \Delta y.$$

Groupe turbo-alternateur :

$$T_a \Delta \dot{\omega} + a \Delta \omega + \Delta n + K_h \Delta h - K_y \Delta y = \Delta y + \frac{3}{2} (\Delta h + \Delta h_1).$$

De ces sept variables, seule Δn est une variable libre. Elle caractérise les variations externes du réseau qui provoquent les variations de toutes les autres variables. Nous nous proposons d'en éliminer cinq et de déterminer la variation de la vitesse angulaire $\Delta \omega$ du groupe qui résulte d'une variation donnée Δn de la charge.

Nous nous servons dans ce but du calcul symbolique qui permet de transformer le système d'équations différentielles en système d'équations algébriques. Nous désignons par s l'opérateur de différenciation par rapport au temps et obtenons :

$$\begin{cases} (1) & \Delta x (s^2 T_g^2 + 2p_o s T_g + 1) = -\Delta q (s T_g + 2p_o) \\ (2) & \Delta q = \Delta y + \frac{1}{2} (\Delta h + \Delta h_1) \\ (3) & \Delta h = \frac{\Delta x}{h_o} \\ (4) & \Delta h_1 = -2s T_c \Delta q \\ (5) & \Delta y (s T_r + \delta) = -\Delta \omega (1 + ms) \\ (6) & \Delta \omega (s T_a + a) + \Delta n = \Delta y (1 + K_y) + \frac{3}{2} (\Delta h + \Delta h_1) - K_h \Delta h \end{cases}$$

Suivant un usage toujours plus répandu dans la théorie des réglages automatiques, nous définissons la relation dynamique de cause à effet qui unit deux grandeurs comme étant leur « fonction de transfert »; c'est le quotient sous forme symbolique de la grandeur caractérisant l'effet par la grandeur caractérisant la cause.

L'emploi de ces fonctions de transfert permet l'élimination aisée des variables et la détermination de la fonction de transfert de l'ensemble du système; celle-ci exprime la relation qui existe entre les variations de la charge électrique et les variations de la vitesse. Les conditions de stabilité sont données par la discussion des racines du dénominateur de cette fonction de transfert de l'ensemble.

A partir de l'équation (1) ci-dessus, nous obtenons la fonction de transfert Φ_{qx} de la galerie d'amenée décrivant la relation existant entre les variations du débit Δq (cause), et celles du plan d'eau Δx (effet).

$$\Phi_{qx} = \frac{\Delta x}{\Delta q} = - \frac{s T_g + 2p_o}{s^2 T_g^2 + 2p_o s T_g + 1}.$$

Nous tenons compte de l'équation (3) et obtenons :

$$\Phi_{qh} = \frac{\Phi_{qx}}{h_o} = - \frac{1}{h_o} \frac{s T_g + 2p_o}{s^2 T_g^2 + 2s T_g p_o + 1}.$$

A partir des équations (2) et (4), nous obtenons les fonctions de transfert de la conduite forcée :

$$\Phi_{yh_1} = \frac{\Delta h_1}{\Delta y} = - \frac{2s T_c}{1 + s T_c}$$

$$\Phi_{hh_1} = \frac{\Delta h_1}{\Delta h} = - \frac{s T_c}{1 + s T_c}.$$

¹ Identique au coefficient d'asservissement K utilisé dans [1].

A partir de l'équation (5), nous déterminons la fonction de transfert du régulateur :

$$\Phi_{\omega y} = \frac{\Delta y}{\Delta \omega} = -\frac{1 + ms}{\delta + sT_r}$$

Nous éliminons Δh , Δq et Δx , et déterminons la fonction de transfert des variations Δh par rapport aux variations de l'ouverture Δy . Nous obtenons après quelques calculs :

$$\Phi_{yh} = \frac{2\Phi_{qh}}{2(sT_c + 1) - \Phi_{qh}}$$

A partir de l'équation (6), nous déterminons la fonction de transfert du réglage ouvert $\Phi_{n\omega}^*$ exprimant les variations de vitesse qui résulteraient d'une variation de la charge si le dispositif de réglage était bloqué ($\Delta y = 0 = \Delta h = \Delta h_1$)

$$\Phi_{n\omega}^* = \frac{\Delta \omega}{\Delta n} = -\frac{1}{sT_a + a}$$

Le signe négatif signifie que lorsque la charge augmente, la vitesse diminue, et vice versa.

Nous déterminons également la fonction de transfert du groupe exprimant les variations de la vitesse résultant d'une variation de l'ouverture et obtenons :

dans le cas de l'asservissement à la charge hydraulique :

$$\Phi_{y\omega} = \frac{\Delta \omega}{\Delta y} = \frac{2}{sT_a + a} \left(\frac{sT_c + 1 + A\Phi_{qh}}{2(sT_c + 1) - \Phi_{qh}} - \frac{3}{2} \cdot \frac{sT_c}{1 + sT_c} \right)$$

avec $A = 1 - K_h$

dans le cas de l'asservissement à l'ouverture :

$$\Phi_{y\omega} = \frac{1}{sT_a + a} \left[B + 3 \left(\frac{\Phi_{qh}}{2(sT_c + 1) - \Phi_{qh}} - \frac{sT_c}{1 + sT_c} \right) \right]$$

avec $B = 1 + K_y$.

Le système des six équations se ramène aux deux équations suivantes :

$$\begin{cases} \Delta \omega = \Delta y \Phi_{y\omega} + \Delta n \Phi_{n\omega}^* \\ \Delta y = \Delta \omega \Phi_{\omega y} \end{cases}$$

Si nous éliminons la variation de l'ouverture Δy entre ces deux équations, nous obtenons pour finir la fonction de transfert du réglage fermé $\Phi_{n\omega}$ caractérisant les variations de la vitesse résultant d'une variation de la charge, lorsque le dispositif de réglage est en action :

$$\Phi_{n\omega} = \frac{\Delta \omega}{\Delta n} = \frac{\Phi_{n\omega}^*}{1 - \Phi_{y\omega} \Phi_{\omega y}}$$

Les conditions de stabilité sont déterminées par les racines du dénominateur de cette expression. En posant ce dénominateur égal à zéro, on obtient l'équation caractéristique du système :

$$1 - \Phi_{y\omega} \Phi_{\omega y} = 0.$$

2. Influence de la rapidité d'action limitée du réglage de tension

Nous avons admis implicitement que l'asservissement à la charge électrique était instantané et permanent, c'est-à-dire que cette charge suivait instantanément les variations de la charge hydraulique — ou de l'ouverture. En fait, lorsque la charge a un caractère ohmique, cet asservissement s'effectue par l'intermédiaire du réglage de tension qui est affecté d'une certaine inertie [11] ; d'autre part, si l'on se propose d'obtenir une marche stable au moyen d'un asservissement

à l'ouverture de la turbine, il est indispensable de rendre l'asservissement passager pour que le dispositif de réglage ne soit pas assujéti aux variations de charges permanentes du réseau. En toute rigueur, le facteur d'asservissement doit être multiplié par la fonction de transfert Φ_{3n}

$$\Phi_{3n} = \frac{\Delta n}{\Delta \zeta} = \frac{sT_R + \delta_R}{s^3 \delta_R T_R T_E T_G + s^2 (T_R T_E + T_R T_G) + s T_R (\delta_R + 1) + \delta_R} \cdot \frac{sT_s}{1 + sT_s}$$

avec ζ = course du contact du rhéostat d'asservissement
 n = charge électrique
 δ_R = statisme passager du régulateur de tension
 T_E = constante de temps de l'excitatrice
 T_G = constante de temps de l'alternateur
 T_s = temps de relaxation de l'asservissement passager
 T_R = constante de temps du régulateur de tension.

Nous voyons que cette fonction de transfert est du quatrième degré. Si l'on tient compte de la vitesse limitée du réglage de tension, l'ordre de l'équation caractéristique du système s'élève de 4 degrés, ce qui complique la discussion des conditions de stabilité. Cependant, l'influence de la vitesse limitée du réglage de tension peut être négligée en première approximation.

IV. Détermination des conditions de stabilité

Pour que le dispositif soit stable, il faut, et il suffit, que les parties réelles des racines de l'équation caractéristique soient négatives. Il est connu que ce contrôle peut s'effectuer, lorsque les équations de réglage ont été établies, soit à l'aide du critère de Hurwitz, soit à l'aide du critère de Leonhard [12].

Nous considérons à nouveau les deux genres d'asservissement et déterminons à l'aide de leurs équations caractéristiques les conditions de stabilité qui en résultent :

1. Asservissement à la charge hydraulique

$$1 - \Phi_{y\omega} \Phi_{\omega y} = 1 + \frac{1 + ms}{\delta + sT_r} \cdot \frac{2}{sT_a + a} \left(\frac{sT_c + 1 + A\Phi_{qh}}{2(sT_c + 1) - \Phi_{qh}} - \frac{3}{2} \cdot \frac{sT_c}{1 + sT_c} \right) = 0$$

avec $\Phi_{qh} = -\frac{1}{h_o} \frac{sT_g + 2h_o}{s^2 T_g^2 + 2sT_g p_o + 1}$

Nous obtenons une équation caractéristique du sixième degré qui se prête mal à une discussion générale de conditions de stabilité. Cependant, dès que les valeurs numériques sont connues, les conditions de stabilité peuvent être aisément contrôlées par voie graphique à l'aide du critère de Leonhard, ainsi qu'on le voit au paragraphe VI 4 où nous traitons un exemple numérique.

En première approximation, nous considérons le cas d'un réglage astatique et négligeons l'influence du coup de bélier, c'est-à-dire que nous posons $T_c = \delta = 0$.

L'équation caractéristique devient :

$$1 + \frac{1 + ms}{sT_r} \cdot \frac{2}{sT_a + a} \cdot \frac{1 + A\Phi_{qh}}{2 - \Phi_{qh}} = 0.$$

En développant cette expression, nous obtenons une équation du quatrième degré de la forme

$$C_0 s^4 + C_1 s^3 + C_2 s^2 + C_3 s + C_4 = 0$$

avec $C_0 = 2h_0 T_g^2 T_a T_r$

$$C_1 = T_g T_a T_r (4h_0 p_0 + 1) + T_g^2 2h_0 (a T_r + m)$$

$$C_2 = T_g^2 2h_0 + T_g T_r a (4h_0 p_0 + 1) + T_g m (4p_0 h_0 - 2A) + T_r T_g 2(h_0 + p_0)$$

$$C_3 = T_g (4h_0 p_0 - 2A) + T_r 2a (h_0 + p_0) + 2m (h_0 - p_0 A)$$

$$C_4 = 2h_0 - 4p_0 A.$$

Le critère de Hurwitz conduit à la condition de stabilité suivante :

$$\text{tous les } C > 0$$

$$C_3(C_1 C_2 - C_0 C_3) - C_1^2 C_4 > 0.$$

Cette condition de stabilité sera appliquée dans l'exemple numérique que nous donnons paragraphe VI 3a.

2. Asservissement à l'ouverture de la turbine

$$1 - \Phi_{\omega y} \Phi_{y\omega} = 1 + \frac{1+ms}{\delta + sT_r} \frac{1}{sT_a + a} \left[B + 3 \left(\frac{\Phi_{qh}}{2(sT_c + 1) - \Phi_{qh}} - \frac{sT_c}{1 + sT_c} \right) \right] = 0.$$

Nous obtenons à nouveau une équation du sixième degré que l'on peut analyser graphiquement à l'aide du critère de Leonhard. Nous faisons les mêmes hypothèses dans le cas précédent pour la ramener à une équation de quatrième degré. En posant $\delta = T_c = 0$, nous obtenons :

$$1 + \frac{1+ms}{sT_r} \cdot \frac{1}{sT_a + a} \left(B + \frac{3\Phi_{qh}}{2 - \Phi_{qh}} \right) = 0.$$

Nous développons cette expression et obtenons à nouveau une équation caractéristique du quatrième degré avec les coefficients suivants :

$$C_0 = T_g^2 T_a T_r 2h_0$$

$$C_1 = T_g T_a T_r (4h_0 p_0 + 1) + T_g^2 2h_0 (a T_r + mB)$$

$$C_2 = T_g^2 2h_0 B + T_g T_r a (4h_0 p_0 + 1) + T_g m [B (4h_0 p_0 + 1) - 3] + T_a T_r 2 (h_0 + p_0)$$

$$C_3 = T_g [B (4h_0 p_0 + 1) - 3] + T_r 2a (h_0 + p_0)$$

$$+ 2m [B (h_0 + p_0) - 3p_0]$$

$$C_4 = 2B (h_0 + p_0) - 6p_0.$$

Nous pouvons à nouveau appliquer le critère de Hurwitz aux coefficients de cette équation, ainsi que cela est fait au paragraphe VI 3b.

V. Cas particuliers

1. Asservissement nul

Lorsque l'asservissement est nul

$$K_h = K_y = 0 \quad \text{d'où} \quad A = B = 1.$$

A titre de contrôle, nous constatons qu'en posant $A = B = 1$ dans les équations caractéristiques précédentes, nous retrouvons bien la même équation caractéristique sans asservissement

$$1 + \frac{1+ms}{\delta + sT_r} \frac{1}{sT_a + a} \left[1 + 3 \left(\frac{\Phi_{qh}}{2(sT_c + 1) - \Phi_{qh}} - \frac{sT_c}{1 + sT_c} \right) \right] =$$

$$1 + \frac{1+ms}{\delta + sT_r} \frac{2}{sT_a + a} \left(\frac{sT_c + 1 + \Phi_{qh}}{2(sT_c + 1) - \Phi_{qh}} - \frac{3}{2} \frac{sT_c}{1 + sT_c} \right) = 0.$$

2. Niveau d'eau constant dans la chambre d'équilibre

Nous sommes ramenés à l'hypothèse habituelle pour la détermination des conditions de stabilité d'un réglage de

vitesse et obtenons en posant $\Phi_{qh} = 0$ l'équation caractéristique suivante :

$$1 + \frac{1+ms}{\delta + sT_r} \frac{1}{sT_a + a} \frac{1 - 2sT_c}{1 + sT_c} = 0.$$

En développant cette expression, nous obtenons une équation caractéristique du troisième degré

$$C_0 s^3 + C_1 s^2 + C_2 s + C_3 = 0$$

avec les coefficients suivants :

$$C_0 = T_c T_a T_r$$

$$C_1 = T_c T_r a + T_a T_r + T_c T_a \delta - 2m T_c$$

$$C_2 = a T_r + a \delta T_c + a T_a \delta - 2T_c + m$$

$$C_3 = 1 + a \delta.$$

La condition de stabilité est alors la suivante :

$$C_1 C_2 - C_0 C_3 > 0.$$

3. Coup de bélier négligeable, réglage de vitesse astatique infiniment rapide

Nous posons $T_c = T_r = \delta = 0$. L'équation caractéristique dégénère en une équation du deuxième degré. La condition de stabilité est que tous ses coefficients aient le même signe. Nous retrouvons les conditions déjà connues [1, 2] :

a) avec asservissement à la charge hydraulique

$$2h_0 p_0 - A > 0$$

à savoir

$$K_h > 1 - 2p_0 h_0$$

b) avec asservissement à l'ouverture de la turbine

$$B(4p_0 h_0 + 1) > 3$$

à savoir

$$K_y > \frac{1 - 2p_0 h_0}{0,5 + 2p_0 h_0}$$

c) sans asservissement.

Nous retrouvons la condition bien connue de Thoma :

$$2p_0 h_0 - 1 > 0.$$

VI. Application numérique

1. Bases du calcul

A titre d'exemple d'application de la méthode de calcul qui précède, nous déterminerons les conditions de marche d'un groupe de la centrale de l'Oelberg des Entreprises électriques fribourgeoises en admettant que la chambre d'équilibre, qui est différentielle, est réduite au seul puits de 3 m de diamètre. La période propre de l'adduction tombe d'environ deux minutes à 20 secondes et se trouve ainsi très voisine de celle du groupe. Les conditions de stabilité de réglage sont donc particulièrement défavorables, et sans asservissement de la puissance électrique, la marche est tout à fait instable.

Nous avons déterminé les conditions de stabilité en admettant que le groupe est à demi-charge (charge maximum que la résistance liquide puisse absorber), que l'asservissement est immédiat et permanent, que le réglage de vitesse est astatique (hypothèse défavorable, mais de faible influence).

Nous avons commencé par faire le calcul en négligeant l'inertie de l'eau dans la conduite forcée, ce qui conduit à une équation caractéristique du quatrième degré, permettant d'utiliser le critère de Hurwitz. Cette hypothèse paraît admissible car la conduite forcée est courte et sa constante de temps petite (0,2 s). Un deuxième calcul tenant compte du coup de bélier montre cependant que son influence n'est pas entièrement négligeable ; on est alors conduit à une équation caractéristique du sixième degré que nous avons analysée graphiquement à l'aide du critère de Leonhard.

Ces deux calculs ont été faits en admettant tout d'abord que le coefficient a de sensibilité des couples par rapport aux écarts de fréquence est nul, ce qui signifie que les caractéristiques des couples moteur et résistant ont la même inclinaison aux environs de leur point de régime. Lorsque le groupe est chargé sur une résistance hydraulique, ce coefficient a peut prendre même une valeur négative, ce qui est particulièrement défavorable en ce qui concerne la stabilité de l'ensemble.

Nous avons admis ensuite que ce coefficient a est égal à 2, ce qui peut s'obtenir en asservissant la tension à la fréquence, par exemple, en insérant la résistance de réglage d'un régulateur de fréquence dans le circuit de mesure du régulateur de tension.

2. Données numériques concernant la centrale d'Oelberg

Longueur de la galerie d'amenée L	= 270 m
Section de la galerie d'amenée f	= 18,3 m ²
Diamètre de la conduite forcée D_c	= 3,6 m
Section de la conduite forcée f_c	= 10,2 m ²
Longueur de la conduite forcée L_c	= 47 m
Section totale de la chambre d'équilibre différentielle	$F_t = 300 \text{ m}^2$
Section de la chambre d'équilibre réduite au puits	$F = 7,07 \text{ m}^2$
Constante d'accélération du groupe T_a	= 5,25 sec
Dosage accélérométrique m	= 1 sec
Constante de temps du régulateur = Promptitude de réglage T_r	= 1,5 sec
Statisme permanent du réglage de vitesse δ	= 5 %
Temps caractéristique de la galerie d'amenée $\sqrt{LF/gf} = T_g$	= 3,27 sec
Statisme passager du régulateur de tension δ_R	= 12 %
Constante de temps du régulateur de tension T_R	= 0,1 sec
Constante de temps de l'excitatrice T_E	= 0,8 sec
Constante de temps de l'alternateur T_G	= 2,4 sec (à vide)

	A pleine charge	A demi-charge
Puissance débitée par l'alternateur N	5500 kW	~ 2750 kW
Perte de charge dans la galerie d'amenée P_o	0,8 m	0,2 m
Chute nette H_o	18,2 m	18,8 m
Débit Q	32 m ³ /sec	16 m ³ /sec
Vitesse d'écoulement dans la conduite forcée v_o	3,13 m/sec	1,57 m/sec
Amplitude de comparaison $Q\sqrt{L/gf} = Z_s$	15,2 m	7,6 m
Chute relative h_o	1,2	2,48
Perte de charge relative p_o	0,0525	0,0263
Constante de temps de la conduite $LV_o/2gH_o = T_c$	0,414 sec	0,207 sec
Constante de temps de l'alternateur T_G	1,3 sec	1,85 sec

3. Calcul en négligeant le coup de bélier

a) Asservissement à la charge hydraulique

Nous introduisons dans l'équation caractéristique déterminée au paragraphe IV chiffre 1 les valeurs numériques données ci-dessus pour la demi-charge, sauf $T_c = 0$.

Et obtenons :

$$\begin{aligned} \text{pour } a = 0 : & \quad -1,4 < A < -0,2 \\ \text{c'est-à-dire} & \quad 1,2 < K_h < 2,4 \\ & \quad K_{\text{opt}} = 1,8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{pour } a = 2 : & \quad -10,2 < A < -0,8 \\ \text{c'est-à-dire} & \quad 1,8 < K_h < 11,2 \\ & \quad K_{\text{opt}} = 6,5 \end{aligned}$$

Nous constatons que pour $a = 0$ la stabilité ne peut être obtenue qu'entre des valeurs très proches de K_h . Même en choisissant la valeur optimum de l'asservissement, l'amortissement des oscillations de réglage reste très faible. Par contre, pour $a = 2$ l'intervalle dans lequel le facteur d'asservissement doit être choisi est beaucoup plus grand. Si l'on a soin de choisir la valeur optimum de l'asservissement, l'amortissement des oscillations est élevé.

b) Asservissement à l'ouverture de la turbine

Nous introduisons dans l'équation caractéristique indiquée au paragraphe IV, chiffre 2, les mêmes valeurs numériques que dans le cas précédent et obtenons comme condition de stabilité :

$$\begin{aligned} \text{pour } a = 0 & \quad B > 2,8 \quad \text{c'est-à-dire} \quad K_y > 1,8 \\ \text{pour } a = 2 & \quad B > 2,0 \quad \text{c'est-à-dire} \quad K_y > 1,0 \end{aligned}$$

Nous rappelons que, dans tous les calculs précédents, les variations relatives de l'ouverture étaient mesurées en variations relatives de la puissance correspondante de la turbine. La relation entre ces deux variations relatives est donnée par la pente k de la courbe du débit tracée (en valeurs relatives) en fonction de la course du vannage, en admettant le rendement constant. Il en résulte que le facteur K_y tel que nous l'avons défini doit être divisé par le facteur k pour obtenir le facteur d'asservissement à l'ouverture de la turbine mesuré en variation relative de l'ouverture.

Nous voyons que, contrairement à ce que nous avons observé avec l'asservissement à la charge hydraulique, il n'existe pas une valeur optimum du facteur d'asservissement à l'ouverture, mais une valeur limite au-delà de laquelle la stabilité est assurée.

Dans le cas de la centrale d'Oelberg, nous obtenons à demi-charge $k = 0,63$. Il en résulte que le facteur d'asservissement K'_y mesuré par rapport à la variation relative de l'ouverture est $K'_y = K_y/0,63$

$$\begin{aligned} \text{pour } a = 0 & \quad K'_y > 2,9 \\ a = 2 & \quad K'_y > 1,6 \end{aligned}$$

4. Calcul en tenant compte du coup de bélier

Dès que l'équation caractéristique dépasse le quatrième degré, le critère de Hurwitz conduit à de très longs calculs. On utilise alors de préférence la méthode graphique de Leonhard. Dans ce but, on remplace l'opérateur s par $j\omega$ (avec $j = \sqrt{-1}$) et on construit point par point, en donnant différentes valeurs à ω , la courbe de Leonhard $L(j\omega)$ qui en résulte. Ainsi pour une équation caractéristique du sixième degré, nous obtenons

$$\begin{aligned} L(j\omega) = & -C_0\omega^6 + C_1j\omega^5 + C_2\omega^4 - C_3j\omega^3 \\ & - C_4\omega^2 + C_5j\omega + C_6. \end{aligned}$$

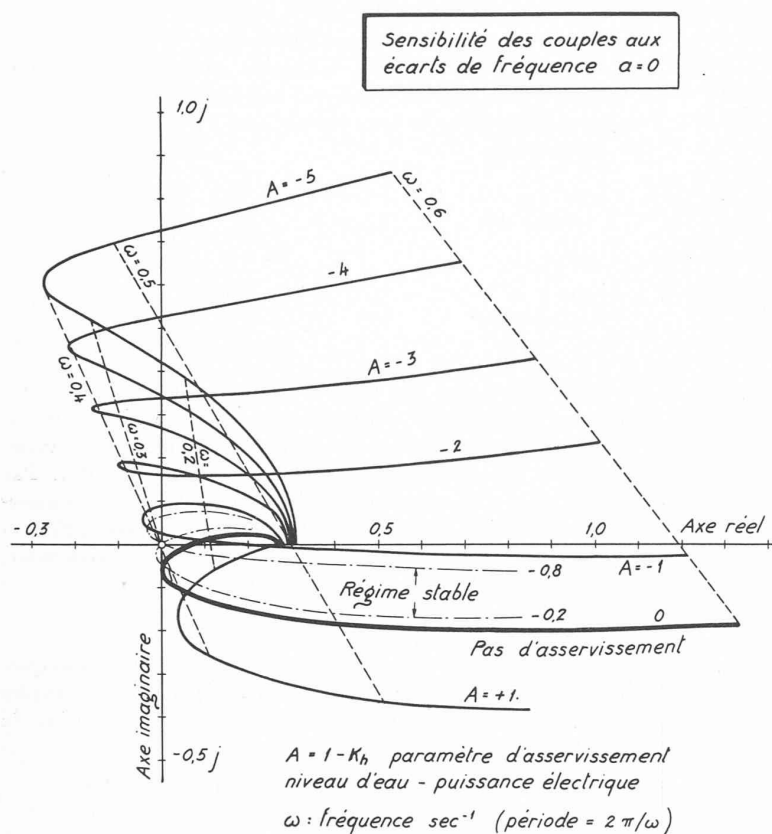


Fig. 4. — Courbes de Léonhard du dispositif avec asservissement à la charge hydraulique, compte tenu du coup de bélier. Coefficient de sensibilité des couples moteur et résistant aux écarts de fréquence $\alpha = 0$.

Dans ce cas, selon le critère de Leonhard, le réglage est stable si, en suivant la courbe de $\omega = 0$ à $\omega = \infty$, on parcourt 6 quadrants en faisant une boucle autour de l'origine.

Pour déterminer les valeurs d'asservissement assurant une marche stable, nous prenons le facteur d'asservissement comme paramètre et obtenons ainsi une famille de courbes de Leonhard. En interpolant entre ces courbes, on détermine les valeurs d'asservissement pour lesquelles elle passe par l'origine, ce qui correspond à la limite de la stabilité.

Nous introduisons dans l'équation caractéristique définie au paragraphe IV chiffre 1, les mêmes valeurs numériques que dans le paragraphe précédent avec en plus $T_e = 0,207$ sec et considérons le cas d'asservissement à la charge hydraulique. La figure 4 représente la famille des courbes de Leonhard qui en résultent pour $\alpha = 0$ et $-5 < A < 1$.

Nous voyons que la marche est instable, sauf pour $-0,8 < A < -0,2$ c'est-à-dire $K_h \cong 1,5$, valeur pour laquelle on se trouve presque à la limite de la stabilité. Nous en concluons que, sans asservissement fréquence-tension, il n'est pas possible d'obtenir, dans ce cas particulier, une marche nettement stable.

La figure 5 représente les familles des courbes de Leonhard par $\alpha = 2$ et $-7 < A < 1$. En interpolant nous obtenons comme condition de stabilité :

$$-6,8 < A < 0,6$$

$$\text{c'est-à-dire } 0,4 < K_h < 7,8$$

$$\text{avec } A_{\text{optimum}} = -3 \text{ c'est-à-dire } K_{\text{hopt}} = 4.$$

Nous voyons que l'intervalle entre les limites duquel le facteur d'asservissement doit être choisi est un peu plus restreint que dans l'hypothèse d'un coup de bélier négligeable.

En abaissant une perpendiculaire de l'origine sur le point le plus proche de la courbe de Leonhard, on peut déterminer la fréquence propre du système et son amortissement.

Ainsi pour les cas d'asservissement optimum, nous obtenons :

$$\begin{aligned} \text{Pulsations propres } \omega_p &= 0,42, \\ \text{ce qui correspond à une période } T_p &= 15 \text{ sec} \\ \text{Amortissement } \alpha_p &\cong 0,05 \text{ sec}^{-1}. \end{aligned}$$

Le même calcul pourrait être fait dans le cas d'asservissement à l'ouverture de la turbine.

VII. Conclusions

Le présent exposé indique une méthode générale pour la détermination des conditions de stabilité de marche d'un groupe hydro-électrique avec adduction sous pression et chambre d'équilibre, asservissement de la puissance électrique à la charge hydraulique, ou à l'ouverture de la turbine, branché sur un réseau séparé, et

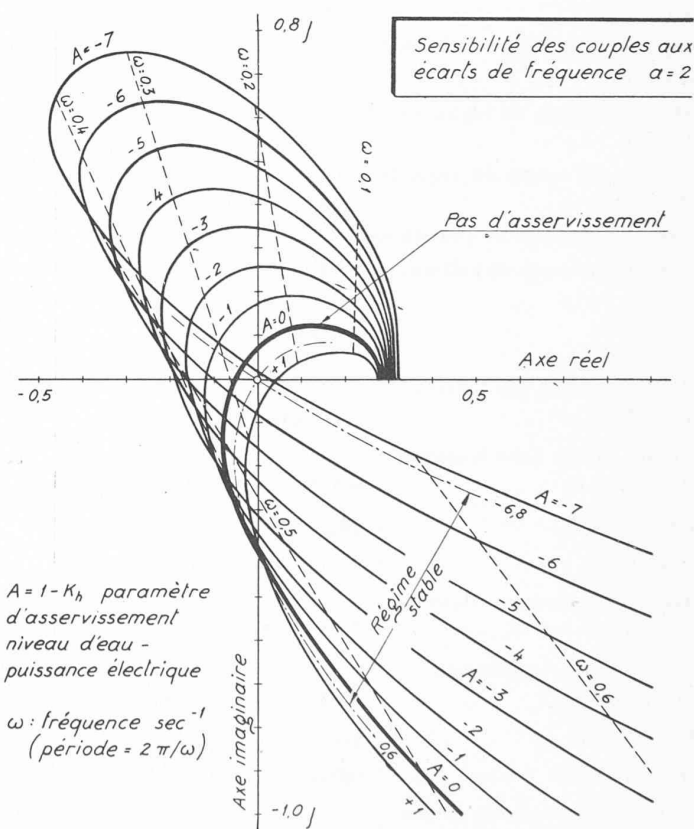


Fig. 5. — Courbes de Léonhard du dispositif avec asservissement à la charge hydraulique, compte tenu du coup de bélier. Coefficient de sensibilité des couples moteur et résistant aux écarts de fréquence $\alpha = 2$.

compte tenu du coup de bélier dans la conduite forcée et des caractéristiques dynamiques du réglage de vitesse et du réseau.

On constate que l'étude séparée de la stabilité de réglage de la chambre d'équilibre (en admettant que le coup de bélier est négligeable et le réglage de vitesse idéal) et de celle du groupe (sans tenir compte des oscillations dans la chambre d'équilibre) n'est plus admissible dès que les fréquences propres de ces deux éléments sont du même ordre de grandeur. Lors d'une fermeture du vannage, la surpression due au coup de bélier s'ajoute à la surpression due à l'élévation du plan d'eau dans la chambre d'équilibre, ce qui accentue la fermeture du vannage et contribue ainsi à l'instabilité de l'installation.

Ainsi que nous l'avions montré, lors de l'étude de la chambre d'équilibre dans l'hypothèse d'un coup de bélier négligeable et d'un réglage de vitesse idéal [4], un asservissement de la puissance électrique à la charge hydraulique permet d'améliorer très sensiblement la stabilité de réglage. Mais alors que, dans cette hypothèse, il suffisait de choisir pour le coefficient d'asservissement K_h une valeur supérieure à une certaine limite, nous constatons, lorsque l'hypothèse n'est pas admissible, que le coefficient K_h doit être choisi dans un intervalle limité et l'efficacité de ce mode de stabilisation optimum pour une valeur déterminée de K_h .

En outre, il peut arriver, dans des cas extrêmes (voir application numérique), que même cet asservissement optimum ne soit plus suffisant à assurer la stabilité de réglage. On peut alors recourir à un asservissement fréquence-tension : en effet, le coefficient a de sensibilité des couples moteur et résistant aux écarts de fréquence joue un rôle très important. Dans les cas où il est faible, voire négatif (par exemple, réseau purement ohmique avec réglage à tension constante), l'asservissement fréquence-tension permet d'améliorer considérablement la stabilité de marche.

En cas d'asservissement de la puissance à l'ouverture de la turbine, suivant la proposition de MM. Gaden et Borel [2], le choix du coefficient n'est pas limité à un intervalle et peut donc être aussi élevé qu'on le désire. Cet avantage est toutefois compensé par la plus grande sensibilité de cet asservissement aux variations du réseau. En effet, l'asservissement ne doit réagir qu'aux variations de l'ouverture susceptibles de faire varier le niveau dans la chambre d'équilibre ; et d'autre part une variation donnée de la charge électrique se traduit par une variation relative beaucoup plus importante en ouverture qu'en charge hydraulique (pour un écart de 100 % de l'ouverture, la charge hydraulique ne varie que de 5 à 10 %).

Dans un calcul détaillé de la stabilité de réglage, il faudrait encore tenir compte de l'énergie cinétique à l'insertion de la chambre d'équilibre, des pertes de charge dans la conduite forcée, de la variation du rendement de la turbine, de sa vitesse spécifique, de la caractéristique non idéale du régulateur de vitesse [13, 14], etc. Ces facteurs sont généralement d'importance moins grande, mais peuvent être introduits dans les calculs si on le désire.

Dans le cas des usines électriques alimentées par un canal d'amenée à écoulement libre, on peut observer une instabilité de réglage analogue à celle étudiée dans la présente note. L'étude des conditions de stabilité, faite avec l'hypothèse d'un réglage de vitesse idéal et en tenant compte d'un éventuel asservissement de la puissance électrique à la charge hydraulique [15], pourrait être également étendue au cas du réglage de vitesse non idéal en partant des équations établies ci-dessus.

Dans les aménagements munis de chambres d'équilibre, l'emploi d'asservissements tels que ceux étudiés dans la présente note permet, dans l'établissement d'un projet, de réduire la section de la chambre d'équilibre au minimum exigé par l'oscillation en masse ; il est également possible de remédier ainsi, avec des frais limités, à l'insuffisance éventuelle de stabilité d'un aménagement existant.

Nous tenons, en terminant, à remercier M. J. F. Schopfer, ingénieur au Laboratoire d'hydraulique, et M. Lucien Borel, ingénieur aux Ateliers des Charmilles, de l'aide qu'ils ont bien voulu nous apporter dans l'établissement de ces calculs.

Adresses des auteurs :

M. Cuénod, ingénieur à la Société OFINCO, 1, rue de la Cité, Genève.

A. Gardel, ingénieur au bureau de M. le professeur A. Stucky, 8, rue J.-J. Cart, Lausanne.

BIBLIOGRAPHIE

1. M. CUÉNOD, A. GARDEL : *Stabilisation des oscillations du plan d'eau des chambres d'équilibre*. Bulletin technique de la Suisse romande, n° 16, 1950.
2. D. GADEN, L. BOREL : *Influence de la loi de variation de la puissance sur la condition de stabilité de Thoma*. Bulletin technique de la Suisse romande, n° 9, 1951.
3. J. CALAME et D. GADEN : *Théories des chambres d'équilibre*. Ed. La Concorde, Gauthier-Villars, 1926.
4. D. GADEN : *Considérations sur le problème de la stabilité. Etude de la stabilité d'un réglage automatique de vitesse*. Ed. La Concorde, Lausanne, 1945.
5. M. P. SATCHE : *Théorie des coups de bélier de faible amplitude*. Revue générale d'électricité, décembre 1947.
6. G. EVANGELISTI : *Pozzi piezometrici e stabilità di regolazione*. L'Energia elettrica, nos 5 et 6, 1950.
7. P. ALMERAS : *Influence de l'inertie de l'eau sur la stabilité d'un groupe hydro-électrique*. La Houille blanche, novembre 1945.
8. M. DEJOU : *Considérations sur les régulateurs des groupes générateurs hydro-électriques de basse chute*. Revue générale d'électricité, août 1948.
9. TH. STEIN : *Drehzahlregelung von Wasser Turbinen*. Schweizer Bauzeitung, septembre-octobre 1947.
10. M. CUÉNOD : *Influence des phénomènes de coup de bélier sur le réglage de la vitesse des turbines hydrauliques*. La Houille blanche, n° 2, 1949.
11. M. CUÉNOD : *Contribution à l'étude d'un réglage automatique. Application au réglage de tension d'un générateur*. Bulletin de l'ASE, n° 18, 1950.
12. M. CUÉNOD : *Etude des propriétés d'un réglage automatique*. Bulletin technique de la Suisse romande, 26 avril, 10 mai 1952.
13. D. GADEN et P. NEESER : *Influence de certaines caractéristiques intervenant dans les conditions de stabilité*. La Houille blanche, n° 3, 1948.
14. L. ESCANDE : *Méthodes nouvelles pour le calcul des chambres d'équilibre*. Paris 1950.
15. M. CUÉNOD et A. GARDEL : *Etude des ondes de translation de faible amplitude dans le cas des canaux d'amenée des usines hydro-électriques*. Bulletin technique de la Suisse romande, 5 avril 1952.
16. M. GHETTI : *Ricerche sperimentali sulla stabilità di regolazione dei gruppi idroelettrici con derivazione in pressione e pozzo piezometrico*. L'Energia elettrica, 1947, p. 542-551 ; en 1951, p. 619-639.