SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

Comité technique — Session n° 128 — Paris — 12 et 13 juin 1985

CERTAINS ASPECTS DE L'HYDROÉLECTRICITÉ DE FAIBLE PUISSANCE
QUELQUES ÉTUDES DE CAS DE TRANSITOIRES HYDRAULIQUES

Calcul des transitoires dans les installations hydrauliques de production d'énergie

*Analysis of transient phenomena
in hydroelectric generation plants*

J.F. Calendray, EDF, Direction de l'Équipement, 3-5, rue Ronde, 73001 Chambéry
M^{me} D. Ilhat, J. Planchard, EDF, Direction des Études et Recherches, 1, avenue du Général de Gaulle,
92141 Clamart Cedex

J.F. Lauro, EDF, Direction des Études et Recherches, 6, Quai Watier, 78401 Chatou Cedex
C. Velo, EDF, Direction de la Production et du Transport, 37, rue Diderot, B.P. 41 — Centre de Tri,
38040 Grenoble Cedex

La construction, ces dernières années, d'un certain nombre d'usines de transfert d'énergie par pompage et le sur-équipement d'installations hydrauliques déjà existantes, a nécessité pour Electricité de France de se doter d'un programme de simulation de transitoires dans les circuits les plus complexes. C'est ainsi qu'un outil de calcul — le code Béliér — a été mis au point, calculant les pressions et débits en tout point d'un réseau d'adductions qui peut comprendre des turbines Francis et Pelton, des vannes, des cheminées d'équilibre, etc. Après un bref rappel des méthodes de calcul utilisées, on décrira un certain nombre d'installations récentes qui ont été conçues à l'aide de ce programme. Des comparaisons avec des mesures in situ seront également présentées.

The construction in recent years of a number of pumping power transfer plants and overequipment of existing hydraulic systems required Electricité de France to acquire a program to simulate the transient states in the most complex systems. A computation tool — the Béliér code — was therefore developed to calculate pressures and flows in any point of a water system which can include Francis and Pelton turbines, valves, vents, etc. After a brief review of the computation methods used, a number of recent plants designed using this program are described and comparisons with measurements on site are given.

Calcul des transitoires dans les installations hydrauliques de production d'énergie

I. INTRODUCTION

L'appel de plus en plus fréquent aux machines réversibles dans les aménagements hydrauliques, soit pour des installations de pompage, soit en vue de suréquipement d'aménagements déjà existants, oblige à évaluer les régimes transitoires lors des études de conception.

Dès 1971 Electricité de France a mis au point un programme de calcul de régimes transitoires [1], [2].

Malgré les grands services rendus par celui-ci, le besoin s'est fait sentir d'un programme de calcul plus complet, (code BELIER [3]). Le réseau pouvant comporter un ou plusieurs bassins amont, ou aval, des turbines Francis ou Pelton, des cheminées d'équilibre simples, différentielles, à chambre d'expansion commune, pneumatiques, des vannes plates ou sphériques, des galeries à surface libre. Le réseau d'adductions peut être arborescent ou maillé.

Alors que le code BELIER considère les coups de bélier d'onde, on dispose en parallèle d'un code en coup de bélier de masse (code DITEP, réf. [4], [5]) qui permet de simuler des transitoires beaucoup moins raides et de longue durée.

Dans ce qui suit on décrira uniquement le premier programme.

11. MODELE MATHEMATIQUE

Le débit et la pression sont reliés, dans les conduites, par les équations d'Alliévi.

$$\frac{1}{gS} \frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\alpha q |q|,$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{a^2}{gS} \frac{\partial q}{\partial x} = 0,$$

p = pression exprimée en m d'eau,
 q = débits (en m³/s),
 g = accélération de la pesanteur (en m/s²),
 S = section du tuyau (en m²),
 a = célérité des ondes dans le tuyau (en m/s),
 α = coefficient de perte de charge linéique dans le tuyau (en (s/m³)²).

la célérité des ondes est supposée constante avec le temps dans chaque tuyau,

le débit q est positif s'il coule dans le sens des abscisses croissantes,

α peut prendre des valeurs différentes selon le signe de q .

Il faut ensuite écrire les équations aux noeuds du réseau.

- prise d'eau dans un bassin

$$p + \frac{q^2}{2gS} - ck q |q| = H,$$

avec H cote du niveau d'eau dans le bassin
 ck coefficient de perte de charge singulière.

- carrefour

conservation des débits $\sum q_i = 0$,

conservation des pressions totales,

$$p_i + \frac{q_i^2}{2gS_i^2} = p_j + \frac{q_j^2}{2gS_j^2}.$$

- vanne

on a :

$$q_1 = q_2,$$

$$P_1 + \frac{q_1^2}{2gS_1^2} = P_2 + \frac{q_2^2}{2gS_2^2} + O_v q \cdot |q|,$$

$$O_v(t) = \frac{\gamma(\theta(t))}{(1 + \alpha \xi(t) \sqrt{\gamma(\theta(t))})^2},$$

où

O_v = coefficient de perte de charge singulière,
 ξ_v = déplacement du joint en mm,
 α = coefficient tenant compte des dimensions du coefficient de débit μ et des unités,
 γ = coefficient de perte de charge propre à l'obturateur.

- turbine Pelton

on aura là une seule équation

$$q = k.O. \sqrt{2gH_n},$$

k coefficient de débit de l'injecteur
 O ouverture de l'injecteur en fonction du temps,

$$H_n = P + \frac{q^2}{2gS^2} - Z_{inj}$$

Z_{inj} cote de l'injecteur.

- turbine Francis

Cette machine est caractérisée par son débit q , sa hauteur de chute H , sa vitesse de rotation N , son couple hydraulique C_h .

Dans tout ce qui suit on supposera H positive (le cas H négative est développé dans un chapitre particulier).

On écrira la conservation des débits entre l'entrée et la sortie de la machine $q_1 = q_2$, la conservation des pressions totales :

$$P_1 + \frac{q_1^2}{2gS_1^2} = P_2 + \frac{q_2^2}{2gS_2^2} + H,$$

et on aura les relations suivantes :

$$q_1 = g_1(n_1), \quad c_1 = g_2(n_1), \quad q_1 = \frac{q}{\sqrt{H}},$$

$$n_1 = \frac{N}{\sqrt{H}}, \quad c_1 = \frac{C}{\sqrt{H}}.$$

les fonctions g_1 et g_2 représentent les courbes caractéristiques de la turbine. Ces courbes peuvent être multivoques.

Pour les turbines à distributeur, ces fonctions sont paramétrées par l'ouverture o du distributeur qui obéit à une loi fonction du temps ou à une équation différentielle de régulation.

- prise d'eau dans une galerie à surface libre

$p = z$ cote de la surface libre

$$\frac{S}{\sin \theta} \frac{dz}{dt} = -q.$$

- cheminée d'équilibre

on rappelle les équations de la cheminée simple (pour la cheminée différentielle on se reportera à la référence [7]) :

conservation des débits $q_c = \sum q_i - \sum q_j$,

N équations de conservation des pressions totales :

$$P_i + \frac{q_i^2}{2gS_i^2} = P_c + \frac{q_c^2}{2gS_c^2} + \alpha_{sc} q_c \cdot |q_c|$$

pour tous les tuyaux i aboutissant à la cheminée.

Equation du coup de bélier en masse dans la cheminée (voir référence [6]) :

$$A_{ch} \frac{dq_c}{dt} = (P_c - P_{air})g + z_g + C_{ch} q_c^2 - B_{ch} q_c |q_c|$$

équation du niveau d'eau $S(z) \frac{dz}{dt} = q_c$

si une cheminée d'équilibre est trop longue on peut alors la traiter en galerie à surface libre.

Il est également possible de simuler le comportement de cheminée pneumatique dans laquelle la masse d'air située au-dessus de la surface libre peut-être plus ou moins comprimée en fonction du niveau de cette surface libre.

III. RESOLUTION NUMERIQUE

Les équations d'Allievi sont intégrées par la méthode des caractéristiques. Elles sont mises sous la forme :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + a \frac{\partial u}{\partial x} = -agS\alpha q |q| \equiv f(q)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} - a \frac{\partial v}{\partial x} = -agS\alpha q |q| \equiv f(q)$$

avec $u = a_q - gSp$ et $v = a_q + gSp$;

un schéma explicite
est alors utilisé

$$\begin{cases} u(M_0) = u(M_1) + \Delta t \cdot f(q(M_1)) \\ v(M_0) = v(M_2) + \Delta t \cdot f(q(M_2)) \end{cases}$$

ce qui impose la condition
de stabilité numérique
a. $\Delta t \leq \Delta x$;

pour chaque noeud du circuit, on a une des équations (3) pour chaque conduite y arrivant ainsi que les équations du noeud considéré ; tout ceci forme un système non linéaire en p et q qui est résolu par la méthode de Newton.

- cas particulier de la turbine Francis

on calcule tout d'abord la vitesse de rotation N d'une manière explicite :

$$\frac{\pi}{30} \frac{1}{dt} \frac{dN}{dt} = C_h - C_r$$

on en tire

$$N^{n+1} = N^n + \frac{30 \Delta t}{\pi} (C_h^n - C_r^n)$$

l'indice supérieur n correspond au temps $t = t_0 + n \Delta t$ et l'indice n+1 au temps $t + \Delta t = t_0 + (n+1) \Delta t$.

Les équations (3) conduisent aux relations

$$p_e^{n+1} = -\frac{ae}{gSe} q_e^{n+1} + \gamma_{Ne}$$

avec $q_e = q_s = q$

$$p_s^{n+1} = -\frac{as}{gSs} q_s^{n+1} - \gamma_{ls}$$

$$\text{Comme } H = \left(p_e + \frac{q_e^2}{2gS_e^2} \right) - \left(p_s + \frac{q_s^2}{2gS_s^2} \right)$$

$$H \text{ sera de la forme } A (q^{n+1})^2 + B (q^{n+1}) + C$$

et en utilisant les relations $q_1 = \frac{q}{\sqrt{H}}$ et $n_1 = \frac{N}{\sqrt{H}}$ on obtient $N^2 = AN^2 q_1^2 + BN n_1 q_1 + Cn^2_1$

qui est l'équation d'une conique dans le plan (n_1, q_1) .

L'intersection avec la caractéristique $q_1 = g_1(n_1)$ fournit le point de fonctionnement.

Ayant n_1 et q_1 on obtient alors par les relations précédentes.

- H et q
- puis p_e et p_s
- enfin le couple hydraulique à l'aide de l'autre caractéristique $c_1 = g_2(n_1)$.

IV. CAS D'UNE MACHINE FONCTIONNANT SOUS UNE HAUTEUR NEGATIVE

a) position du problème

Une pompe peut, dans certaines conditions, fonctionner en dehors de la zone normale de ses caractéristiques [8] ; c'est le cas lorsque la hauteur nette de chute est < 0 . Quelquesunes des conditions de fonctionnement spécial sont inévitables, d'autres arrivent accidentellement et d'autres encore ne peuvent être reproduites qu'au Laboratoire ou ne se présentent que pendant une période transitoire au cours du passage d'un fonctionnement à un autre.

b) allure des caractéristiques

KNAPP [9] et SWANSON [10] ont étudié les caractéristiques complètes des pompes dont voici résumé l'allure [11].

c) résolution du problème

SUTER [12], afin d'introduire des caractéristiques continues et univoques, a défini trois nouveaux paramètres.

1 Paramètre angulaire

$$\theta = \text{Arctg} \frac{N}{Q} \frac{Q_0}{N_0} \quad (1)$$

2 Paramètre de charge

$$W_H = \text{Sign}(H) \sqrt{\frac{|H/H_0|}{(N/N_0)^2 + (Q/Q_0)^2}} \quad (2)$$

3 Paramètre de couple

$$W_C = \text{Sign}(C) \sqrt{\frac{|C/C_0|}{(N/N_0)^2 + (Q/Q_0)^2}} \quad (3)$$

avec

- N vitesse réelle de la turbine
- Q débit réel dans la turbine
- C couple réel dans la turbine
- H hauteur nette de chute (ou différence de pression totale)

$\left. \begin{matrix} N_o \\ Q_o \\ C_o \\ H_o \end{matrix} \right\}$ valeur de référence de la turbine correspondant à son point de fonctionnement nominal

En introduisant les valeurs réduites

$$N_1 = \frac{N}{\sqrt{H}} \quad Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad C_1 = \frac{C}{\sqrt{H}}$$

et

$$n_o = \frac{N_o}{\sqrt{H_o}} \quad q_o = \frac{Q_o}{\sqrt{H_o}} \quad c_o = \frac{C_o}{\sqrt{H_o}}$$

les relations (1), (2), (3) deviennent

$$\theta = \text{Arctg} \frac{N_1}{Q_1} \frac{q_o}{n_o} \quad (4)$$

$$W_H = \text{Sign}(H) \sqrt{\frac{1}{(N_1/n_o)^2 + (Q_1/q_o)^2}} \quad (5)$$

$$W_C = \text{Sign}(C) \sqrt{\frac{|C_1|/c_o}{(N_1/n_o)^2 + (Q_1/q_o)^2}} \quad (6)$$

d) interprétation géométrique

e) étude du point de fonctionnement

Dans le cas d'une représentation cartésienne le point de fonctionnement était l'intersection de la caractéristique de la machine (N_1, Q_1) donnée par le constructeur avec la conique d'équation

$$N^2 = A N^2 Q_1 + B N N_1 Q_1 + C N^2_1 ;$$

dans le cas d'une représentation polaire, on aura :

$$(7) \quad W_H = \text{sign}(H) \frac{1}{N} \sqrt{\frac{A N^2 q_o^2 \cos^2 \theta}{B N n_o q_o \cos \theta \sin \theta + C n_o^2 \sin^2 \theta}}$$

N étant la vitesse donnée par l'équation des masses tournantes à l'instant t.

Le point de fonctionnement sera donc l'intersection de la courbe d'équation [7] avec la caractéristique (W_H, θ) de la machine. Et l'on pourra retourner aux valeurs réelles par les deux relations :

$$N_1 = n_o \frac{\sin \theta}{W_H} \quad (8)$$

$$Q_1 = q_o \frac{\cos \theta}{W_H} \quad (9)$$

V. COMPARAISONS

Des confrontations calculs-essais ont été faites en utilisant la nouvelle version du programme. Pour cela on a repris divers essais réalisés à LA COCHE et AU CHEYLAS et effectués les calculs correspondants [13].

1 - Cas de LA COCHE

1.1 Déclenchement en turbine des 4 groupes avec fermeture des vannes sphériques

Conditions des essais

Le cas de fonctionnement correspond à l'essai n° 35 de la D.T.G.

- . cote retenue amont : 1 397,75 N.G.F.
- . cote retenue aval : 469,65 N.G.F.

Manoeuvres des vannes sphériques

- fermeture de l'obturateur en 9"
- déplacement du joint : 45 mm, fermeture en 15"

On donne aux figures 1.1 et 1.2 les courbes de pression à l'amont du sphérique et de vitesse du groupe n° 3.

Les courbes théoriques sont en trait continu, les courbes résultant des essais en pointillés.

Les pressions sont graduées en N.G.F., les vitesses en tr/min

- . Pression : il y a une bonne concordance entre les deux courbes. On constate cependant :

- une sous évaluation de la pression maximale de 20 m.
- un léger déphasage entre les deux courbes de 2" environ.

. Vitesses des groupes

Les courbes concordent très bien, les différences constatées au bout de 15" provenant probablement des coefficients destinés à calculer les couples de frottement.

1.2 Déclenchement en pompe des 2 groupes avec fermeture des vannes sphériques

. Conditions des essais

Le cas correspondant à l'essai n° 37 de la D.T.G.

- . cote retenue amont : 1 397,45 N.G.F.
- . cote retenue aval : 469,53 N.G.F.

. manoeuvre des vannes

- obturateur fermeture en 9"
- joint, course 45 mm, fermeture en 14"

Les courbes de pression à l'amont du sphérique et de vitesse du groupe 3 sont données aux figures 1.3 et 1.4.

. Pression : bonne concordance entre les deux courbes. On constate cependant :

- une sur-évaluation de 40 m de la dépression
- un très léger déphasage de 1" au niveau de la dépression maximale.

. Vitesse : l'allure générale des courbes est assez semblable mais :

- la survitesse est surestimée d'environ 20 tr/min
- les coefficients du couple de frottement ont dans ce cas de fonctionnement une influence plus grande, ce qui explique les différences entre les deux courbes entre les temps 5" et 20" du transitoire.

2 - Cas du CHEYLAS

2.1 Déclenchement en turbine des 2 groupes avec fermeture des distributeurs

Le cas de fonctionnement correspond à l'essai n° 11 de la D.T.G.

- . cote retenue amont : 497,57 N.G.F.
- . cote retenue aval : 239,65 N.G.F.

- Manoeuvre des distributeurs

Fermeture de 430 mm à 0 mm en 25 s

- Manoeuvre des vannes

Fermeture de l'obturateur en 60 s

Les courbes de pression à l'amont de la bache et de vitesse du groupe 1 sont données aux figures 2.1 et 2.2.

2.2. Déclenchement en pompe des 2 groupes avec fermeture des distributeurs

Le cas de fonctionnement correspond à l'essai n° 19 de la D.T.G.

- . cote retenue amont : 492,40 N.G.F.
- . cote retenue aval : 244,33 N.G.F.

- Manoeuvre des distributeurs

Fermeture des 310 mm à 0 en 20"

- Manoeuvre des vannes

Fermeture de l'obturateur en 60"

Les courbes de pression à l'amont de la bache et de vitesse du groupe 1 sont données aux figures 2.3 et 2.4.

- Pression : Les deux courbes de pression données à la figure 2.3 sont assez voisines, du moins jusqu'à $t = 15''$. On remarque une sous estimation de la dépression d'environ 10 à 15 m entre $t = 4''$ et $t = 6''$.

Les oscillations données par le calcul après $t = 20''$ sont visibles sur les enregistrements : leur période est identique mais leur amplitude est nettement inférieure.

- Vitesse : Les courbes concordent très bien jusqu'au temps $t = 15''$. La différence que l'on constate ensuite sur les vitesses stabilisées (+13 tr/min au lieu de -30 tr/min) provient du fait que dans le calcul on a négligé le couple de frottement.

2.3 Déclenchement en pompe des 2 groupes : le distributeur du groupe 2 ferme, celui du groupe 1 reste ouvert

Ce cas de fonctionnement correspond à l'essai n° 15 de la D.T.G.

- . cote retenue amont : 497,66 N.G.F.
- . cote retenue aval : 239,58 N.G.F.

- Manoeuvre des distributeurs

- groupe 1 : bloqué, ouvert à 310 mm
- groupe 2 : fermeture de 310 mm à 0 mm en 20"

Les courbes de vitesse des deux groupes sont données aux figures 2.5 et 2.6.

Groupe 1

Les 2 courbes sont pratiquement identiques.

Groupe 2

Comme dans le cas du déclenchement en pompe des 2 groupes avec fermeture des distributeurs, la concordance des 2 courbes est bonne jusqu'au temps $t = 15''$.

Par contre, dans ce cas de fonctionnement la différence entre les vitesses stabilisées est légèrement moins grande (-10 tr/min au lieu de 35 tr/min).

VI. CONCLUSION

Le code BELIER, ainsi décrit, a permis de dimensionner plusieurs usines de pompage notamment LA COCHE, LE CHEYLAS, GRAND MAISON, MONTEZIC, SUPER BISSORTE, LE TRUEL, etc... et de définir les lois de manoeuvre des machines. D'autre part un assez bon accord a été observé entre les calculs et les mesures effectuées in situ, notamment à LA COCHE et AU CHEYLAS. La structure modulaire du programme permet d'effectuer des simulations dans les situations les plus complexes.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] BLANCHON F, PLANCHARD J, SIMONNOT D, CLAUSTRE, LECOEUVE
"Calcul Automatique du Comportement des Groupes Réversibles E.D.F.", rapport HI 657/02 (28 juin 1971).
- [2] BLANCHON F, PLANCHARD J, SIMONNOT D
"Régimes Transitoires des Groupes Réversibles - Aspects Techniques et Economiques" LA HOUILLE BLANCHE n° 6-7 (1972).
- [3] ILHAT D. "Note d'utilisation du programme de calcul des régimes transitoires dans les installations hydrauliques" EDF rapport HI/3503-02 (juin 1980).
- [4] GUIGOU J. "Calcul des régimes transitoires dans les circuits hydrauliques de transfert d'énergie par pompage" EDF, rapport HI/2953/02 (14 décembre 1978)
- [5] GUIGOU J. "Dimensionnement des installations de transfert d'énergie par pompage. Utilisation du programme DITEP" EDF, rapport HI/4192/02 (8 octobre 1982)
- [6] ILHAT D "Calcul de la Variation du Niveau d'eau dans une Cheminée d'Equilibre Simple" EDF rapport HI/2345/02 (février 1977)
- [7] ILHAT D "Calcul de la Variation du niveau d'eau dans une Cheminée d'Equilibre Différentielle" EDF rapport HI/3095/02 (avril 1979)
- [8] STEPANOFF, Pompes centrifuges et hélices, DUNOD, 1961.
- [9] KNAPP R.T, Complete characteristics of centrifugal pumps and their use in the prediction of transient behavior, Trans. ASME, novembre 1937.
- [10] SWANSON M.W. Complete characteristics circle diagram for turbomachinery, ASME, 1953
- [11] LAURO J.F., VELO C., Représentation des caractéristiques des turbines Francis en coordonnées semi-polaires. Note EDF.
- [12] MARCHAL M., FLESH G., SUTER P., "The calculation of waterhammer problems by means of the digital computer", Proceedings, International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage Projects, ASME, Chicago, 1965
- [13] DEGRAVE C. "Etalonnage du Programme BELIER" EDF/REAL Services de CHAMBERY. Note CD/MC 7/81.

Figure 1-1

Figure 1-2

Figure 1-3

Figure 1-4

Figure 2-1

Figure 2-2

Figure 2-3

Figure 2-4

Figure 2-5

Figure 2-6

Discussion

Président : M. M. PACCARD

Monsieur le Président rappelle que les équations d'Allievi ne sont que des approximations d'expressions générales qui supposent notamment les vitesses de l'eau négligeables par rapport aux célérités, la conduite horizontale, l'exposé fait par M. PLANCHARD et M. M. LAURO montre bien les possibilités et certaines limitations des calculs.

Monsieur le Président demande si ce mode de calcul est utilisé pour des études de stabilité ou de petites oscillations. Monsieur LAURO s'intéresse essentiellement aux études de dimensionnement.

Monsieur CALENDRAY indique que, pour l'instant, la Direction de l'Équipement d'E.D.F. n'a pas éprouvé le besoin de faire procéder aux adaptations du programme Bélér en vue d'études de régulation bien que celles-ci soient prévues. Les principales réalisations en cours sont en effet équipées de machines multi-étages non réglables. Les problèmes de régulation sont en revanche étudiés par la D.T.G., en particulier Monsieur SIMONNOT, à qui l'on peut faire appel le cas échéant.

Monsieur le Président rappelle que pour les régimes transitoires, certains chercheurs pensent que les lois de frottement ne traduisent pas fidèlement les phénomènes; ils ajoutent un second terme qui peut aussi être à l'origine des écarts entre les calculs et les essais.

Monsieur CALENDRAY considère qu'une des raisons principales des écarts est que les conditions exactes des essais, en particulier le débit, n'ont pas été prises en compte.

Madame JOLAS demande si, lorsqu'on observe un écart à la fois sur les vitesses et les pressions, on observe toujours le même écart sur les pressions en introduisant la vitesse correcte comme condition aux limites dans le programme. Monsieur PLANCHARD n'a pas fait ce calcul.

Monsieur HUVET rappelle la comparaison calcul-essai pour les Kaplan.

D'une part, les conditions initiales d'essai étaient autant que possible reproduites. Le critère était la puissance fournie par la machine. Si cette puissance n'était pas obtenue à partir des caractéristiques, certains coefficients étaient ajustés de manière à retrouver les conditions d'essai en régime permanent. Une correction de quelques % sur les caractéristiques suffisait.

D'autre part, l'interpolation entre caractéristiques à différentes ouvertures du distributeur peut avoir une assez grande importance dans les calculs de transitoires; elle doit être faite soigneusement.

Monsieur VELO a utilisé ce programme pour la machine de Bois d'Aussois en introduisant les caractéristiques du constructeur et les conditions d'essais D.T.G. Il a observé des écarts assez importants, mais il rappelle que les pertes de charge des prises d'eau et un certain nombre de paramètres sont mal déterminés.

Monsieur le Président souhaite connaître la valeur de la célérité.

Monsieur CALENDRAY indique qu'à La Coche on a mesuré la célérité (1.180 m/s). Cette valeur moyenne introduite dans les calculs n'a pas changé les résultats.