

---

# Calcul du profil de tuyères supercritiques détendant des liquides saturants ou des mélanges liquide-vapeur

## *A study of supercritical nozzles releasing saturating liquids or liquid-steam mixtures*

P. Sagnes et P. Gillant

Sté Bertin et Cie, Plaisir

---

### Notations

$A$	: section de la tuyère à l'abscisse $z$
$z$	: coordonnée axiale de la tuyère
$H$	: enthalpie spécifique
$V$	: vitesse
$\rho$	: masse volumique
$T$	: température statique
$P$	: pression statique
$\alpha$	: taux de vide
$x$	: titre massique
$\Gamma$	: transfert de masse interfacial par unité de volume
$I$	: transfert de quantité de mouvement par unité de volume
$Q$	: transfert d'énergie par unité de volume
$D_G$	: diamètre de goutte
$D_n$	: diamètre de la tuyère à l'abscisse $z$
$W_E$	: nombre de Weber
$\sigma$	: tension superficielle
$\mu$	: viscosité dynamique
PTE	: pression totale
HTE	: enthalpie totale
QM	: débit massique du mélange diphasique
$L$	: longueur de la tuyère

### Indices

$e$	: entrée de la tuyère
$L$	: relatif à la phase liquide
$V$	: relatif à la phase vapeur
$P$	: relatif à la paroi de la tuyère
$S$	: relatif à la saturation

La détente d'un liquide saturant sous pression s'accompagne d'une ébullition en masse, et pour toutes les appli-

cations pratiques, de phénomènes de criticité similaires à ceux rencontrés en écoulement simple phase compressible.

Du point de vue pratique, le problème se pose de définir la forme des injecteurs de la turbine (que nous avons choisi de type Pelton) où s'effectue la conversion d'énergie de pression en énergie cinétique :

— en premier lieu, il s'agit d'obtenir une tuyère « adaptée » au débit de fluide, aux conditions génératrices et à la pression de sortie choisie;

— en second lieu, il s'agit de définir l'allongement et la ligne de détente de la tuyère conduisant au meilleur rendement de conversion d'énergie possible.

Le premier modèle proposé pour étudier les écoulements critiques en double phase a été développé en admettant que, malgré la complexité des phénomènes hydrodynamiques et thermodynamiques mis en jeu, les deux phases se comportent comme un mélange compressible homogène qui reste en équilibre pendant la détente. La tuyère essayée en juin 1982 à Tarnos (dans le cadre d'une première étude sur ce thème) avait été définie de cette manière en supposant en outre que l'écoulement se faisait sans pertes : malgré cette hypothèse, l'expérience a montré que les valeurs du débit critique calculées par cette méthode étaient assez largement (10 % à 30 %) inférieures aux valeurs réelles.

Dans le cadre d'une seconde étude, on a mis en œuvre des calculs inverses :

— modèle homogène avec pertes;

— modèle à phases séparées et évolution spécifiée (glissement entre phases mais égalité des températures), dont l'exploitation ne s'est pas révélée satisfaisante. Les modèles à glissement (Lockart-Martinelli, Zivi, Turner-Wallis, Thom, Baroczy) qui permettent apparemment de mieux prédire les valeurs des débits critiques conduisent en effet à des valeurs de glissements entre phases en sortie de tuyère extrêmement élevées et qui, à l'évidence, ne repré-

sentent pas correctement les phénomènes d'échange de quantité de mouvement associés au problème traité.

On a donc été amené à mettre en œuvre un modèle à six équations de conservation, plus complexe dans la mesure où il est nécessaire de préciser la formulation des lois d'interaction entre phases et parois, et entre phases pour les transferts de masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

De nombreux travaux ayant été publiés sur ce sujet en France et aux Etats-Unis, dans le cadre de la modélisation d'écoulement eau-vapeur dans les circuits de centrales PWR, l'étude a consisté d'abord en la mise en place d'une structure de résolution inverse des équations (détermination de la section connaissant la pression).

L'analyse critique des premiers résultats obtenus a ensuite conduit à remettre en cause la formulation du terme de transfert de quantité de mouvement entre phases (l'expérience a montré que celle du transfert d'énergie était beaucoup moins sensible).

Enfin à partir du moment où la représentation des phénomènes physiques mis en jeu au cours de la détente a paru satisfaisante (compte-tenu de l'état actuel de nos connaissances), un certain nombre de paramètres, dont l'importance a paru primordiale, ont vu leur influence testée dans le cas d'une détente d'eau entre 150°C et 40°C, pour un débit de 200 g/s :

- longueur de la tuyère;
- granulométrie du mélange diphasique;
- titre initial en vapeur,

l'objectif essentiel de cette étude paramétrique étant de fournir les éléments permettant de choisir les tuyères devant être intégrées au banc d'essai de turbine.

### Mise en œuvre du modèle d'écoulement à six équations de conservation

#### Formulation des équations

Le modèle de base est constitué par les six équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie pour les deux phases considérées comme séparées. Par rapport aux modèles simplifiés décrits dans l'introduction, cette formulation autorise la prise en compte des :

- déséquilibres thermiques : différences des températures de chacune des deux phases par rapport à la température de saturation correspondant à la pression locale;
- déséquilibres mécaniques : écarts de vitesse entre les deux phases.

Les hypothèses restantes sont les suivantes :

- écoulement permanent;
- écoulement monodimensionnel;
- égalité des pressions de chaque phase.

L'établissement des équations moyennées dans l'espace, et notamment la formulation des seconds membres qui sont constitués par les lois de transfert entre chacune des deux phases et entre phases et parois ont été réalisés par les chercheurs du CENG (travaux de Delhay, Bouré, etc.).

A la différence de ce qui est réalisé classiquement, le gradient de pression longitudinal est une donnée du calcul, et le système d'équations s'écrit sous la forme :

$$\frac{d[X]}{dz} = [Y(z, X)]$$

où  $[X]$  est un vecteur à six composantes décrivant l'état de chacune des deux phases :

$$[X] = \begin{pmatrix} \alpha A \rho_v V_v \\ \alpha A \rho_v V_v^2 \\ \alpha A \rho_v V_v (H_v + 1/2 V_v^2) \\ (1 - \alpha) A \rho_L V_L \\ (1 - \alpha) A \rho_L V_L^2 \\ (1 - \alpha) A \rho_L V_L (H_L + 1/2 V_L^2) \end{pmatrix}$$

$[Y]$  est un vecteur à six composantes décrivant les transferts de masse, de quantité de mouvement et d'énergie pour chacune des phases :

$$[Y] = \begin{pmatrix} A \Gamma_v \\ A \left( I_{vp} - I_L - I_m - \alpha \frac{dP}{dz} \right) \\ A (Q_{vp} + Q_v) \\ - A \Gamma_v \\ A \left( I_{Lp} + I_L + I_m - (1 - \alpha) \frac{dP}{dz} \right) \\ A (Q_{Lp} - Q_v) \end{pmatrix}$$

Les termes  $\Gamma_v$ ,  $I_{vp}$ ,  $I_m$ ,  $I_{Lp}$ ,  $I_L$ ,  $Q_v$ ,  $Q_{Lp}$ ,  $Q_v$  représentent les lois de transfert à l'interface et à la paroi.

#### Formulation des lois constitutives.

La recherche des lois constitutives a fait l'objet de nombreux travaux théoriques et expérimentaux au CENG, et nous avons retenu, dans un premier temps, les formulations des termes suivants :

#### Transfert de masse

$$\Gamma_v = - \frac{Q_1 + Q_2}{H_{vs} - H_{ls}}$$

avec

$$Q_1 = - \alpha \rho_v \frac{H_v - H_{vs}}{\theta_v}$$

$$Q_2 = - (1 - \alpha) \rho_L \frac{H_L - H_{ls}}{\theta_L}$$

#### Transfert de quantité de mouvement

$$I_L = \alpha (1 - \alpha) \rho_m \frac{V_v - V_L}{\theta_m} - \Gamma_v \cdot V_m$$

(frottement interfacial)

avec

$$\rho_m = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_L$$

$$V_m = \alpha V_v + (1 - \alpha) V_L$$

$$I_m = 1/2 \alpha (1 - \alpha) \rho_m \left( V_v \cdot \frac{dV_v}{dz} - V_L \cdot \frac{dV_L}{dz} \right)$$

(trainée instationnaire)

**Transfert d'énergie**

Dans les cas d'application visés, il n'y a pas, en dehors des pertes thermiques, de flux à la paroi : on n'a donc pas pris en compte, dans l'expression de  $\Gamma_V$ , le terme correspondant au transfert de masse dans la zone surchauffée proche de la paroi, en ébullition locale, qui est usuellement ajouté pour introduire dans l'équation moyennée spatialement cet effet bidimensionnel.

Les termes  $Q_{LP}$  et  $Q_{VP}$  sont également pris nuls, en première approximation :

$$Q_V = \Gamma_V \cdot H_{VS} + Q_c - 1/2 \Gamma_V \cdot V_m^2 - I_L \cdot V_m$$

**Ajustement des lois**

Les grandeurs  $\theta_L$  et  $\theta_V$  permettent d'ajuster les flux de chaleur par conduction à l'interface. Ces flux sont supposés proportionnels à la différence des température, mais leur valeur dépend beaucoup de la structure de l'écoulement, et  $\theta_L$  et  $\theta_V$  sont obtenus expérimentalement. En l'état actuel des connaissances, on a retenu les valeurs utilisées pour les calculs d'autovaporisation dans les codes de sûreté nucléaire :

$$\theta_L = \min(10^{-2}, 1.5 \alpha / V_L^2)$$

$$\theta_V = 10^{-5} \text{ s}$$

Le terme  $\theta_m$ , ajustable également par l'expérience, permet de moduler le frottement à l'interface, et joue donc de manière importante sur le glissement entre phases. On a pris :

$$\theta_m = 10^{-3} \text{ s}$$

valeur issue de dépouillements d'essais au CENG.

Les premiers cas de calcul ont montré que cette formulation du frottement interfacial conduisait à des glissements entre phases extrêmement importants, ne correspondant pas du tout à la physique des phénomènes mis en jeu. Ceci nous a amené à remettre en cause cette formulation dans la zone où la structure de l'écoulement correspondant à des gouttelettes dispersées dans la vapeur. La transition entre régime à bulles et régime à gouttes est affichée pour un taux de vide de 0.5, valeur qui correspond à de nombreuses publications. Une étude de sensibilité a montré que le choix de cette valeur n'était pas primordial, dans la mesure où le taux de vide varie très vite une fois la section critique franchie, l'important étant de bien représenter l'interaction entre gouttes et vapeur, qui correspond aux 3/4 de la longueur des tuyères et à 95 % de la conversion d'énergie.

Une étude bibliographique sur ce sujet nous a conduit à retenir le modèle utilisé dans le code RETRANO2, qui est un modèle de goutte unique basé sur la définition d'un nombre de Weber critique, qui permet de définir un diamètre de goutte maximal, puis un diamètre de goutte moyen après fractionnement :

$$D_G = 0.0615 W_E \frac{\sigma}{\rho_V (V_V - V_L)^2}$$

Le coefficient de traînée d'une goutte est établi à partir d'un nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho_V \cdot D_G \cdot |V_V - V_L|}{\mu_V}$$

et a pour expression :

$$C_D = \frac{24}{Re} \left[ 1 + 0.15 Re^{0.687} + \frac{0.42}{1 + \frac{4.25 \cdot 10^{-4}}{Re^{1.16}}} \right]$$

La traînée de l'ensemble des gouttes vaut finalement :

$$I_L = \frac{3}{4} (1 - \alpha) \rho_V \cdot \frac{C_D}{D_G} |V_V - V_L| \cdot (V_V - V_L)$$

L'introduction de ce modèle a permis de retrouver des résultats qualitativement conformes aux résultats expérimentaux publiés par ailleurs. Il subsiste néanmoins une incertitude importante sur la valeur du nombre de Weber critique à prendre en compte en écoulement fortement accéléré, ce qui nous a conduit par ailleurs à le considérer comme un paramètre, au même titre que l'allongement de la tuyère.

On notera que l'utilisation d'un nombre de Weber critique, dont la valeur est ajustée par l'expérience est une manière simplifiée de rendre compte des phénomènes physiques réellement mis en jeu, qui font également intervenir des phénomènes de stabilité thermique.

Une étude de sensibilité a par ailleurs montré que la formulation du terme d'échange interfacial d'énergie jouait peu sur les résultats : aucune modification n'a donc été apportée par rapport à la formulation initiale.

En ce qui concerne les termes de frottement à la paroi, qui jouent directement sur le rendement de la tuyère, on a utilisé les formulations suivantes, qui tiennent compte du changement de nature de la phase continue, tout en évitant d'introduire une discontinuité :

$$I_{VP} = - \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot \rho_V \cdot C_{fV} \cdot \frac{V_V^2}{D_h}$$

$$I_{LP} = - \left( 1 - \frac{\alpha}{\alpha_{lim}} \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot C_{fL} \cdot \frac{V_L^2}{D_h} \text{ si } 0 \leq \alpha \leq \alpha_{lim}$$

$$I_{LP} = 0 \quad \text{si } \alpha_{lim} \leq \alpha \leq 1$$

où  $C_{fV}$  et  $C_{fL}$  sont respectivement les coefficients de frottement pour la vapeur et le liquide, calculés à partir des lois classiques (régime laminaire ou régime turbulent lisse suivant le nombre de Reynolds associé).

**Technique de résolution**

**Données**

Les conditions génératrices (pression totale, température totale), le titre massique initial ainsi que le débit masse de fluide sont donnés. La pression de sortie, qui résulte du choix d'une température de condensation pour le cycle thermodynamique, est également imposée.

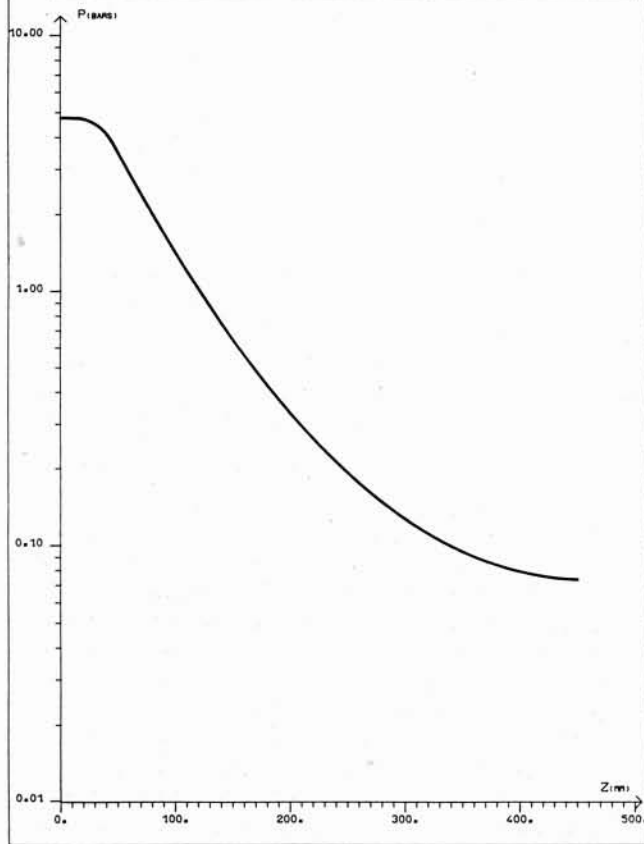
Les paramètres qui restent libres, compte-tenu de la formulation retenue, pour dimensionner et « optimiser » la tuyère correspondante sont :

- la longueur de la tuyère;
- la forme de la ligne piézométrique.

D'autres paramètres, intervenant dans les lois d'interaction entre phases ou entre phases et parois doivent être recalés à partir de résultats expérimentaux : outre  $\theta_m$ ,  $\theta_L$  et  $\theta_V$  pour lesquelles on a utilisé les valeurs fournies par la littérature, il s'agit de :

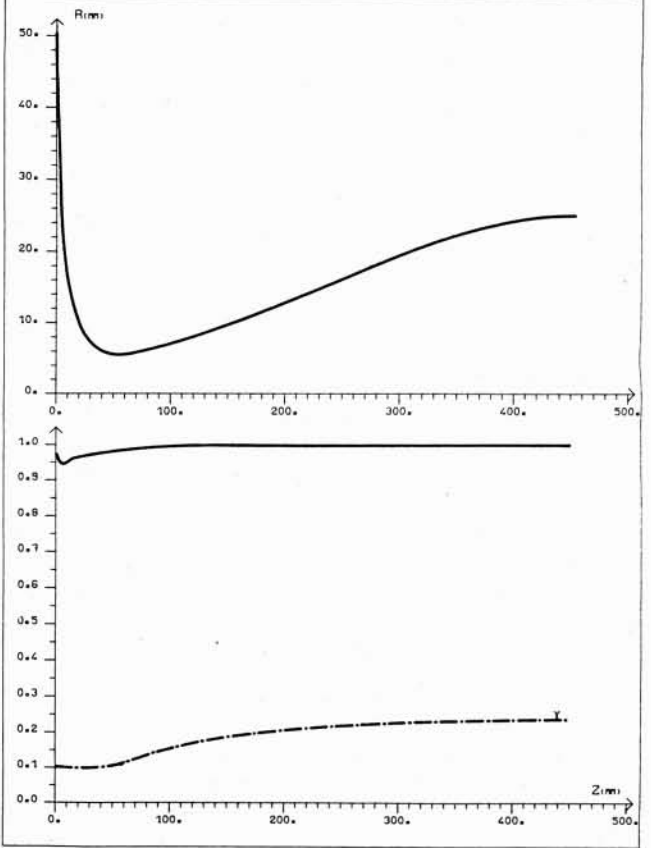
DISTRIBUTION DE PRESSION

Figure 1



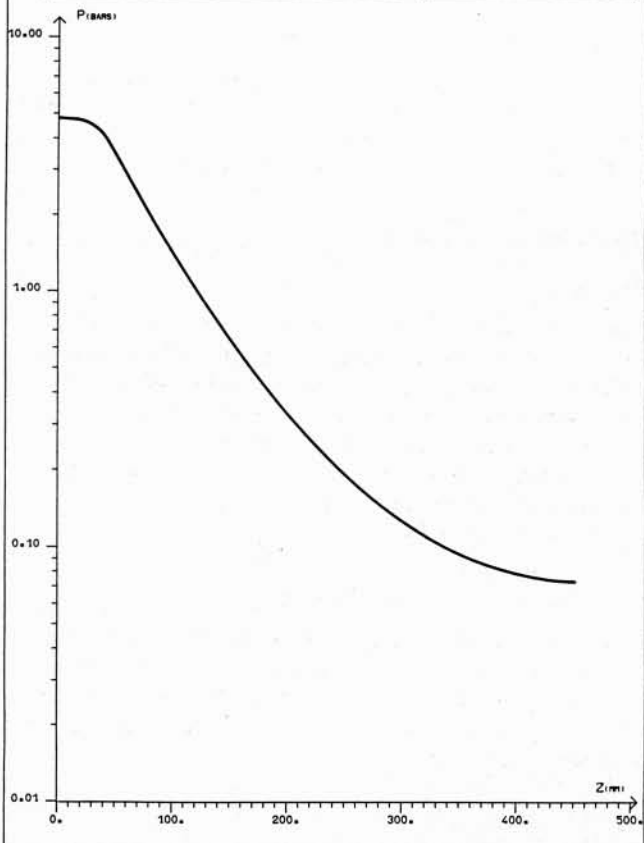
PROFIL DE LA TUYERE  
EVOLUTION DU TITRE

Figure 2



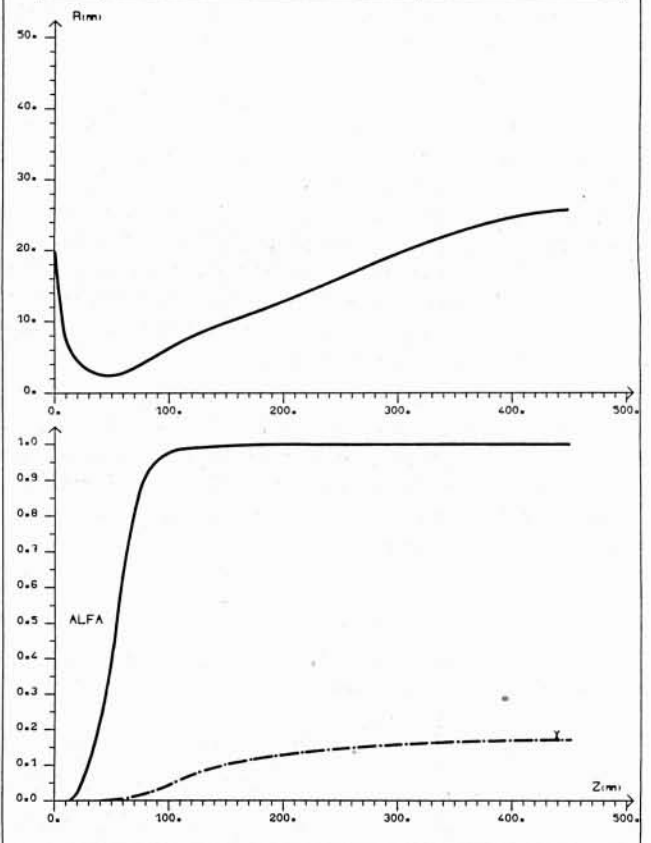
DISTRIBUTION DE PRESSION

Figure 4

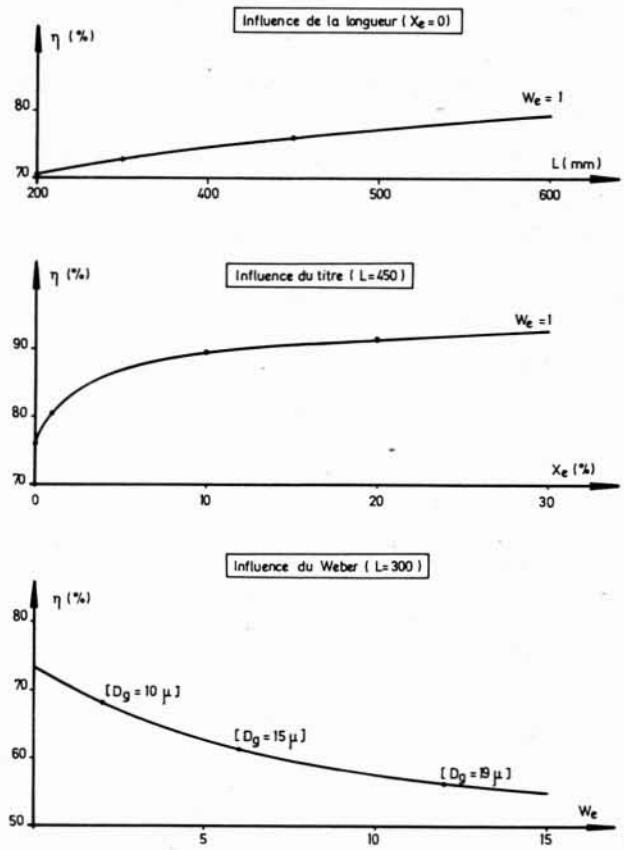
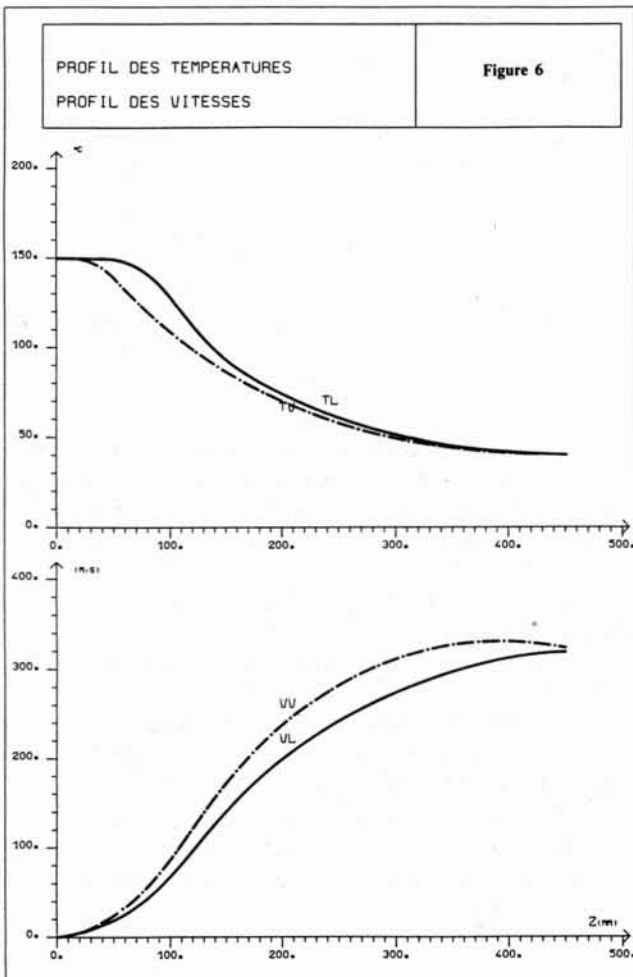
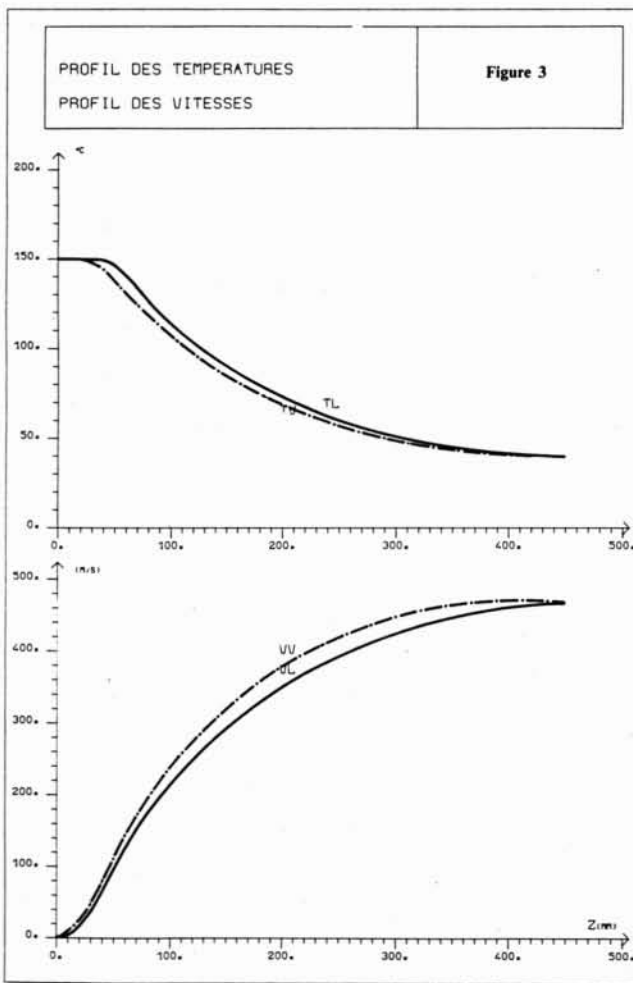


PROFIL DE LA TUYERE  
EVOLUTION DU TITRE

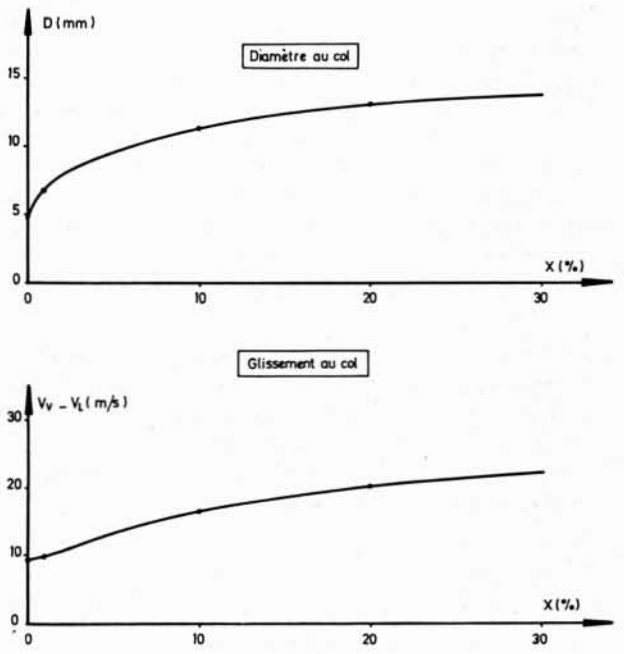
Figure 5







**Figure 7 —**  
 Influence de différents paramètres sur le rendement de conversion  
 d'énergie dans les injecteurs



**Figure 8 —**  
 Evolution du diamètre du col de la tuyère en fonction  
 du titre d'entrée

- $\alpha_{lim}$  : taux de vide limite caractérisant la transition de phase continue
- $W_{EC}$  : nombre de Weber critique permettant de déterminer la granulométrie moyenne locale.

### Loi de pression

La loi de pression choisie est constituée du raccordement d'un arc de sinuséide et d'un arc de parabole :

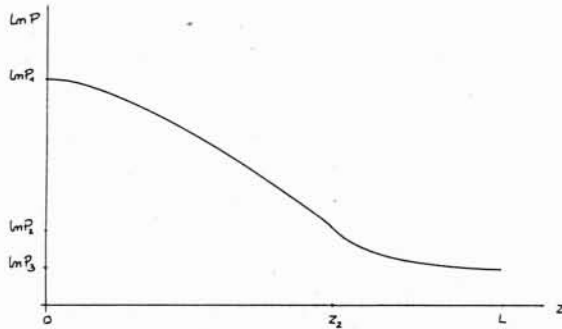


Figure 9 — Forme de la loi de pression

L'écart de pression entre PTE et  $P_1$  permet une mise en vitesse de l'écoulement à l'entrée de la tuyère (en général 0,1 m/s).

### Résolution

La tuyère est discrétisée axialement en un grand nombre de nœuds (typiquement plusieurs centaines) pour chacun desquels on résout les équations de conservation compte-tenu des valeurs de toutes les inconnues obtenues au nœud précédent.

La méthode utilisée est itérative et consiste à résoudre successivement le système d'équations par rapport à une des six inconnues, les cinq autres étant supposées déterminées. L'expérience a montré qu'il était préférable de grouper ces inconnues deux par deux, et le schéma de résolution finalement adopté est conforme à l'organigramme présenté à la figure 10.

L'estimation des valeurs initiales est faite au premier ordre, à partir des valeurs des variables au nœud précédent en écrivant :

$$[X_{z_i}] = [X_i] + \Delta z \cdot \frac{d[X_i]}{dz}$$

où  $d[X_i]/dz$  est évalué en injectant dans le second membre du système les valeurs de  $[X_i]$  (nœud précédent) et en évaluant les dérivées axiales des vitesses de manière décentrée en utilisant les nœuds précédents.

Cette estimation est corrigée dans les boucles internes où l'on recalcule  $d[X_2]/dz$  et  $[X_2]$  en écrivant :

$$[X_2] = [X_1] + \frac{1}{2} \Delta z \cdot \left( \frac{d[X_1]}{dz} + \frac{d[X_2]}{dz} \right)$$

Dans chacune des deux boucles internes, on ne fait varier que deux inconnues à la fois.

Dans la boucle globale, on recalcule l'ensemble du vecteur.

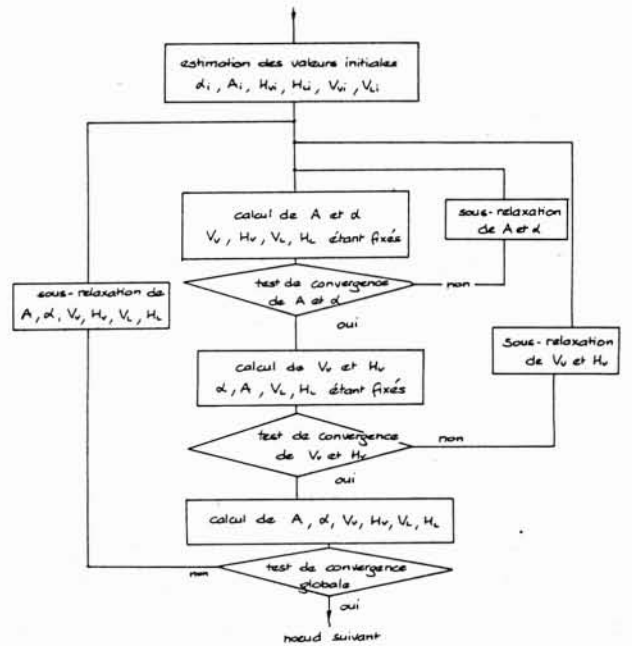


Figure 10 — Organigramme

### d) Résultats

Les résultats obtenus sont les profils longitudinaux des différentes grandeurs caractérisant l'état du fluide, la loi d'évolution de la section de la tuyère et le rendement de conversion d'énergie qui est calculé en comparant la variation d'enthalpie réelle et la variation d'enthalpie en détente isentropique :

$$\eta = \Delta H_R / \Delta H_{is}$$

avec :  $\Delta H_R = HTE - (x \cdot H_v + (1 - x) H_L)$

### Exploitation paramétrique du modèle

Avant toute confrontation avec l'expérience, c'est-à-dire avant tout recalage des lois constitutives des relations d'interface, il a été jugé intéressant d'étudier la sensibilité du rendement de conversion d'énergie à l'influence des trois paramètres :

- la longueur de la tuyère, dont le choix reste entièrement libre;
- le titre initial du mélange, qui est une donnée du problème;
- le nombre de Weber critique, qui permet de fixer la granulométrie du mélange diphasique, et contrôle par ce biais les échanges de quantité de mouvement.

Le cas de base considéré correspond à une détente entre 150 °C et 40 °C pour un débit de 0,2 kg/s.

Les différents calculs effectués sont caractérisés par le tableau suivant :

n° Tuyère	Longueur	Titre Initial %	Nombre de Weber
1	350	0	2
2	300	0	2
3	300	0	6
4	300	0	12
5	300	1	1
6	450	1	1
7	450	10	1
8	450	20	1
9	450	0	2

Les profils de titre et de taux de vide, de température et de vitesse, la loi d'évolution de section obtenue pour les tuyères 7 et 9 sont présentés sur les figures 1 à 6.

La figure 7 présente l'influence, sur le rendement de conversion d'énergie dans la tuyère :

- de la longueur de la tuyère pour un écoulement initialement monophasique et un nombre de Weber donné
- du titre initial à longueur donnée et un nombre de Weber donné;
- du nombre de Weber à longueur donnée pour un écoulement initialement monophasique.

La figure 8 présente l'influence du titre initial sur le diamètre du col et le glissement entre phases au niveau du col.

Les résultats obtenus permettent de donner les conclusions provisoires suivantes :

- la détente d'eau saturante (écoulement initialement monophasique) peut se faire, dans les conditions considérées, avec un rendement de conversion d'énergie compris entre 70 % et 80 %;
- la détente de mélanges initialement diphasiques (titre initial variant de 0 à 30 %) correspond à des rendements plus favorables, compris entre 80 % et 90 %;
- l'allongement des tuyères est effectivement un paramètre important, beaucoup plus sensible qu'en écoulement monophasique : les tuyères mettant en jeu une détente diphasique seront relativement longues;
- la granulométrie du mélange diphasique est également un paramètre sensible, mais on ne dispose *a priori* d'aucun moyen pour l'ajuster : les travaux publiés outre atlantique montrent que les diamètres de goutte obtenus usuellement sont inférieurs à 10 microns.

Les différentes influences observées résultent toutes des mécanismes associés au transfert de quantité de mouvement entre phases : le glissement entre phases et d'autant plus important que la tuyère est courte, le titre de départ faible et le diamètre des gouttes important. Les pertes par frottement sont importantes dans la zone de la tuyère où l'écoulement est à phase continue liquide. Dans l'autre partie, les pertes par frottement correspondent à la vapeur, et sont d'autant plus importantes que la vitesse vapeur est grande.

---

## Conclusion

---

Le modèle de calcul présenté a permis de recouper qualitativement et quantitativement des résultats expérimentaux obtenus par ailleurs, pour ce qui est des niveaux de rendement de conversion d'énergie accessibles, et de leur variation en fonction des paramètres principaux.

En ce qui concerne le dimensionnement du col des tuyères, les résultats obtenus semblent aller dans le sens d'une forte réduction de section pour un débit donné, par rapport aux outils de calcul simplifiés précédemment

testés. Une comparaison précise pourra être entreprise dès l'obtention des résultats de la prochaine campagne d'essai, pour des configurations en écoulement initialement monophasique.

Des expériences spécifiques devront être mises en œuvre ultérieurement dans le cas de la détente de mélange liquide-vapeur, pour qualifier complètement l'outil de calcul.

---

## Discussion

Président : M. H. MONDIN

*M. BERNARD.* — Le rendement du divergent de la tuyère ne risque-t-il pas d'être mauvais ?

Je crains que le changement de modèle au cours de la détente traduisant un changement de régime ne soit un peu artificiel ainsi que l'hypothèse de non coalescence.

Le frottement dans la 2<sup>e</sup> partie de la tuyère ne faisant intervenir que le gaz n'est-il pas en contradiction avec la présence éventuelle d'un film liquide à la paroi ?

L'influence d'un retard à l'ébullition même faible doit influencer les résultats compte-tenu des grandes vitesses atteintes.

*MM. GILLANT et SAGNES.* — L'aspect convergent-divergent de la tuyère n'est pas un choix mais un résultat. On impose une ligne piézométrique, et l'on obtient une forme analogue à la tuyère de Laval. On associe donc l'écoulement dans le divergent à un écoulement supersonique.

Contrairement à ce qui se passe dans une turbine détendant de la vapeur saturante il y a continuellement dans une tuyère des actions mécaniques (fractionnement) et thermiques (ébullition) qui nous font croire que toute augmentation de diamètre des gouttes serait un artefact.

Le frottement dans la 2<sup>e</sup> partie de la tuyère (divergent) est grossièrement estimé, nous en sommes conscients. Nous ne disposons pas de suffisamment de corrélations expérimentales.

Quant à l'influence du retard à l'ébullition, que nous avons négligé, nous ne devons pas oublier que les effluents que nous utiliserons seront en général porteurs de très nombreux germes d'ébullition, qui diminuent considérablement ce retard. Toutefois, si cela s'avère nécessaire, nous pensons pouvoir introduire une corrélation de retard à l'ébullition, telle celle de Lackmé, 1979, qui est simple d'emploi.

Au sujet du rythme d'ébullition, une fois celle-ci démarrée, elle est modulée par les corrélations que nous utilisons et qui sont celles utilisées par E.D.F. et C.E.A. et qui font intervenir des coefficients de relaxation déterminés expérimentalement.

Je voudrais faire remarquer que notre démarche est différente de celle des exposés précédents. Nous cherchons d'abord à faire une machine, à mettre en œuvre un outil de dimensionnement d'un organe fondamental de notre procédé.

Actuellement nous n'avons que très peu de résultats expérimentaux. Notre campagne d'essai débute ces jours-ci, à Tarnos, près de Bayonne.

Nous avons obtenu quelques points expérimentaux en 1982 avec une température génératrice de 150° et un rendement de 72 %. Des résultats Outre-Atlantique font état de rendement de plus de 90 % avec des titres initiaux de 10 à 15 %.

*M. Le PRÉSIDENT.* — Il y a deux phénomènes très différents dans le retard à l'ébullition :

a) L'apparition d'un seuil d'ébullition dépend de la présence de germes, mais dépend peu de la vitesse.

b) Le rythme d'ébullition, qui fait intervenir un retard sous forme d'un temps de relaxation, et qui caractérise l'intensité du transfert de masse entre phases. Il dépend de la vitesse, de la turbulence, de la granulométrie.

Je désirerais maintenant avoir l'opinion de M. ROUSSEAU sur la validité de prendre uniquement la phase gazeuse dès que le taux de vide est important pour le calcul du frottement.

*M. ROUSSEAU.* — Voici quelques commentaires à propos de la présentation de M. SAGNES.

1) Le premier modèle de lois d'interface présenté dans votre communication est l'ébauche du modèle établi par EDF et CEA à Grenoble en 1978-1979. Il a subi de nombreuses évolutions depuis, surtout en ce qui concerne l'interaction mécanique.

2) Vous vous êtes donc retournés sur un modèle US (introduit en particulier dans RETRAN). A ce propos je vous mets en garde contre la « simplicité » d'un tel modèle très mécaniste. En effet, définir une taille moyenne de gouttes par un nombre de Weber critique est dangereux. Le nombre de Weber critique ne définit que la taille maximum possible d'une goutte. La taille moyenne d'une population de gouttes peut n'avoir aucune relation avec la taille maximum.

3) En ce qui concerne le frottement de paroi, il est exact que ce frottement diminue fortement lorsque le taux de vide atteint de grandes valeurs, signifiant que l'on passe progressivement d'un continuum liquide (frottement du liquide à la paroi) à un continuum vapeur.

*M. SAGNES:* Je remercie M. ROUSSEAU.

Nous remarquons que, dans la carte de frottement interfacial que vous avez montrée hier, la zone qui nous intéresse n'est pas couverte. Toutefois nous envisageons de nous servir au maximum de vos travaux.

A propos du nombre de Weber, nous utilisons un diamètre de goutte moyen égal à 0.0615 fois le diamètre maximum défini par le nombre de Weber.

*M. ROUSSEAU.* — Mais ce coefficient sort du fond d'un chapeau !

*M. SAGNES.* — Il résulte de recoupements expérimentaux et de considérations statistiques (travaux U.S.).

*M. GILLANT.* — Nous cherchons avant tout à utiliser l'état actuel de la science pour faire un outil de dimensionnement utilisable.

*M. ROUSSEAU.* — Je comprends et j'approuve votre démarche, mais je crains que l'état actuel de la science ne soit point suffisant pour répondre pleinement à votre problème.

*M. GILLANT.* — Nous avons quand même envie de faire nos machines. Un autre point qui nous intéresse est de comprendre ce qui se passe dans les augets, et nous allons travailler sur ce sujet.

*M. Le Président.* — Je crois qu'il faut saluer cette tentative de faire fonctionner une turbine en écoulement diphasique. C'est une première, ou presque, et cela me paraît extrêmement intéressant.

*M. GRISON.* — Vous avez dit à juste titre que le caractère supersonique de l'écoulement permettrait de rester dans le domaine de la détente y compris dans le divergent ce qui permet d'avoir de hauts rendements, par contre ce caractère supersonique ne risque-t-il pas de donner naissance à des ondes de choc induisant des irréversibilités ?

Pour des applications pratiques, en particulier en géothermie, les incondensables peuvent représenter une fraction volumique allant jusqu'à 10 %. Comment les prenez-vous en compte et quel est leur rôle ?

*M. SAGNES.* — A la première question je répondrai qu'il n'y a pas de problèmes numériques puisque le profil de pression est imposé, sans choc, comme donnée.

Du point de vue expérimental, on a effectivement observé un choc « mou » mais qui était dû aux défauts de notre installation d'essai (Pression condenseur insuffisamment basse).

Des chocs ont été observés dans Moby Dick et Super Moby Dick et des travaux théoriques prédisent que nous aurons des chocs de type classique pour des diamètres de gouttes inférieurs à 2 microns, des chocs « mou » au-delà de ce diamètre (travaux Lawrence LIVERMORE).

Au sujet de la 2<sup>e</sup> question, je ne vois pas pourquoi les incondensables pourraient provoquer une dégradation des transferts d'énergie.

Nous prenons déjà en compte des incondensables, assimilés à du CO<sub>2</sub> ce qui influe peu sur les calculs. Seule la forme des tuyères peut être légèrement différente.

La présence d'incondensable intervient par contre énormément au niveau du coût de l'installation : dimensionnement du condenseur, présence d'un compresseur extracteur d'incondensables.

*M. KLEITZ.* — Quel est le rendement escompté de la turbine ?

*M. GILLANT.* — Nous espérons environ 60 %, mais un rendement de 40 % serait économiquement suffisant.

*M. KLEITZ.* — Que pensez-vous de l'utilisation de produits tensio-actifs pour diminuer la taille des gouttes, qui est un paramètre fondamental sur le rendement de détente ?

*M. SAGNES.* — Nos débits allant jusqu'à 900 tonnes/heure, c'est uniquement une analyse technico-économique qui pourrait dire si un tel procédé est industriellement exploitable.

*M. BONNIN.* — Je porte à la connaissance des auteurs l'existence d'une étude expérimentale en cours, à caractère fondamental, sur la détente d'un liquide avec autovaporisation.

Cette étude est en cours à l'Ecole de Physique et Chimie. Elle utilise une méthode de mesure originale. Elle est financée par l'Action Thématique « Ecoulements diphasiques » du CNRS. Des publications sont en cours de préparation, parution prévue en 1984.

*M. Le Président:* Je pense qu'il faut arrêter là la discussion. Je remercie M. SAGNES et M. GILLANT.