

petites centrales hydrauliques

petites

petites centrales hydrauliques petites centrales hydrauliques

petites centrales hydrauliques

**Régulation
et sécurité
d'exploitation**



Petites centrales hydrauliques Régulation et sécurité d'exploitation

De l'électricité grâce aux petites centrales hydrauliques – une énergie propre qui préserve l'environnement !

Il existe en Suisse un potentiel important dans le domaine des petites centrales hydrauliques qui pourrait s'avérer financièrement intéressant pour de nombreuses communes, collectivités et industries.

Ce mode de production a malheureusement été négligé ces dernières décennies, la priorité ayant été donnée aux grandes centrales au fil de l'eau ou à accumulation dans les Alpes.

Par le Programme d'action énergies renouvelables (PACER) de l'Office fédéral des questions conjoncturelles, la Confédération a décidé d'intervenir pour inciter les propriétaires de droits d'eau, communes, administrations cantonales, ingénieurs, industriels et entrepreneurs à s'intéresser à cette forme de production d'énergie et à réaliser des installations. L'objectif est la promotion des technologies éprouvées des petites centrales hydrauliques (PCH) par une information objective et complète sur le sujet ainsi que la formation d'ingénieurs et de techniciens.

La brochure « Régulation et sécurité d'exploitation » fait partie d'un ensemble de quatre publications techniques concernant la conception et la réalisation de petites centrales hydrauliques :

- « Turbines hydrauliques »
- « Générateurs et installations électriques »
- « Régulation et sécurité d'exploitation »
- « Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une miniturbine »

Conçue comme document et en même temps comme outil pratique, elle est destinée à aider les ingénieurs et techniciens non spécialisés qui sont concernés, dans le cadre de leur activité professionnelle, par la conception et la réalisation d'une petite centrale hydraulique.

La brochure présente les principes de la régulation et les paramètres importants pour le contrôle et la surveillance durant les différentes phases de fonctionnement d'une petite centrale.

Les fonctions, les caractéristiques et le dimensionnement des organes de régulation et de protection, tels que distributeur de turbine et vanne de sécurité sont discutés.

Un chapitre particulier est consacré au phénomène du coup de bélier. La présentation du phénomène est accompagnée de méthodes de calcul simples qui permettent d'en évaluer les effets et conséquences.

Les coups de bélier dus à des circonstances particulières – emballement d'une turbine, rupture de colonne d'eau, impulsions de régulation – sont également mentionnés.

Petites centrales hydrauliques

**Régulation et sécurité
d'exploitation**

Conception, rédaction et réalisation de l'édition française

- J.-M. Chapallaz, ing. EPFL/SIA
1450 Ste-Croix
- F. Heer, ing. EPFL, 1450 Ste-Croix

Relecture technique du manuscrit

- D. Richardet, ing. civil EPFL-SIA, 1400 Yverdon
- G. Vuilloud, ing. EPFL, Hydro Vevey, 1800 Vevey

Correcteur

- J.-C. Scheder, 1038 Bercher

Graphisme de la couverture

- Isabelle Schaaf Graphic Design, 1020 Renens

Mise en pages, photocomposition et flashage

- DAC, 1006 Lausanne et
- CITY COMP SA, 1110 Morges

Direction du projet et coordination

- J. Graf, ingénieur ETS, Fontanezier

Associations de soutien

Les organisations suivantes recommandent et soutiennent la participation aux journées PACER «Petites centrales hydrauliques»:

ACS	Association des communes suisses
ADER	Association pour le développement des énergies renouvelables
ADUR	Association des usiniers romands
ARPEA	Association romande pour la protection des eaux et de l'air
ASE/ETG	Société pour les techniques de l'énergie de l'ASE
ASPEE	Association suisse des professionnels de l'épuration des eaux
INFOENERGIE	Centre de conseils
OFEL	Office d'électricité de la Suisse romande
PROMES	Association des professionnels romands de l'énergie solaire
SIA	Société suisse des ingénieurs et des architectes
SMSR	Société des meuniers de la Suisse romande
SSIGE	Société suisse de l'industrie du gaz et des eaux
UCS	Union des centrales suisses d'électricité
UTS	Union technique suisse
UVS	Union des villes suisses

ISBN 3-905232-56-1

Copyright © 1995 Office fédéral des questions conjoncturelles, 3003 Berne, août 1995.

Reproduction d'extraits autorisée avec indication de la source.

Diffusion: Coordination romande du programme d'action «Construction et énergie» EPFL-LESO, Case postale 123, 1015 Lausanne (N° de commande 724.247.3f).

Form 724.247.3f 08.95 1000

Avant-propos

D'une durée totale de 6 ans (1990-1995), le programme d'action « Construction et Energie » se compose des trois programmes d'impulsions suivants :

PI BAT – Entretien et rénovation des constructions

RAVEL – Utilisation rationnelle de l'électricité

PACER – Energies renouvelables

Ces trois programmes d'impulsions sont réalisés en étroite collaboration avec l'économie privée, les écoles et la Confédération. Ils doivent favoriser une croissance économique qualitative et, par là, conduire à une plus faible utilisation des matières premières et de l'énergie, avec pour corollaire un plus large recours au savoir-faire et à la matière grise.

Jusqu'ici, si l'on fait abstraction du potentiel hydroélectrique, la contribution des énergies renouvelables à notre bilan énergétique est négligeable. Aussi le programme PACER a-t-il été mis sur pied afin de remédier à cette situation. Dans ce but le programme cherche :

- à favoriser les applications dont le rapport prix/performance est le plus intéressant ;
- à apporter les connaissances nécessaires aux ingénieurs, aux architectes et aux installateurs ;
- à proposer une approche économique nouvelle qui prenne en compte les coûts externes ;
- à informer les autorités, ainsi que les maîtres de l'ouvrage.

Cours, manifestations, publications, vidéos, etc.

Le programme PACER se consacre, en priorité, à la formation continue et à l'information. Le transfert de connaissances est basé sur les besoins de la pratique. Il s'appuie essentiellement sur des publications, des cours et d'autres manifestations. Les ingénieurs, architectes, installateurs, ainsi que les représentants de certaines branches spécialisées, en constituent le public cible. La diffusion plus large d'informations plus générales est également un élément important du programme. Elle vise les maîtres de l'ouvrage, les architectes, les ingénieurs et les autorités.

Le bulletin « Construction et Energie », qui paraît trois fois par an, fournit tous les détails sur ces activités. Ce bulletin peut être obtenu gratuitement sur simple demande. Chaque participant à un cours ou autre manifestation du programme reçoit une publication spécialement élaborée à cet effet. Toutes ces publications peuvent également être obtenues en s'adressant directement à la Coordination romande du programme d'action « Construction et Energie » EPFL-LESO, Case postale 12, 1015 Lausanne.

Compétences

Afin de maîtriser cet ambitieux programme de formation, il a été fait appel à des spécialistes des divers domaines concernés ; ceux-ci appartiennent au secteur privé, aux écoles ou aux associations professionnelles. Ces spécialistes sont épaulés par une commission qui comprend des représentants des associations, des écoles et des branches professionnelles concernées.

Ce sont également les associations professionnelles qui prennent en charge l'organisation des cours et des autres activités. Pour la préparation de ces activités une direction de programme a été mise en place; elle se compose du Dr Jean-Bernard Gay, du Dr Charles Filleux, de M. Jean Graf, du Dr Arthur Wellinger ainsi que de Mme Irene WUILLEMIN et de M. Eric Mosimann de l'OFQC. La préparation des différentes activités se fait au travers de groupes de travail, ceux-ci sont responsables du contenu de même que du maintien des délais et des budgets.

Documentation

La brochure «Régulation et sécurité d'exploitation» fait partie d'un ensemble de quatre publications techniques concernant les petites centrales hydrauliques:

- «Turbines hydrauliques»
- «Générateurs et installations électriques»
- «Régulation et sécurité d'exploitation»
- «Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une miniturbine»

Conçue comme document et en même temps comme outil pratique, elle est destinée à aider les ingénieurs et techniciens non spécialisés qui sont concernés, dans le cadre de leur activité professionnelle, par la conception et la réalisation d'une petite centrale hydraulique.

La brochure «Régulation et sécurité d'exploitation» présente les principes de la régulation et les paramètres importants pour le contrôle et la surveillance durant les différentes phases de fonctionnement d'une petite centrale.

Les fonctions, les caractéristiques et le dimensionnement des organes de régulation et de protection, tels que distributeur de turbine et vanne de sécurité, sont discutés.

Un chapitre particulier est consacré au phénomène du coup de bélier. La présentation du phénomène est accompagnée de méthodes de calcul simples qui permettent d'en évaluer les effets et conséquences.

Les coups de bélier dus à des circonstances particulières – emballement d'une turbine, rupture de colonne d'eau, impulsions de régulation – sont également mentionnés.

Le présent document a fait l'objet d'une procédure de consultation, il a également été soumis à l'appréciation des participants au premier cours pilote. Ceci a permis aux auteurs d'effectuer les modifications nécessaires, ceux-ci étant toutefois libres de décider des corrections qu'ils souhaitaient apporter à leur texte. Dans ce sens ils assurent l'entière responsabilité de leurs textes. Des améliorations sont encore possibles et des suggestions éventuelles peuvent être adressées soit au directeur du cours, soit directement auprès de l'Office fédéral des questions conjoncturelles.

Pour terminer nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de la présente publication.

Office fédéral des questions conjoncturelles
Service de la technologie
Dr B. Hotz-Hart
Vice-directeur

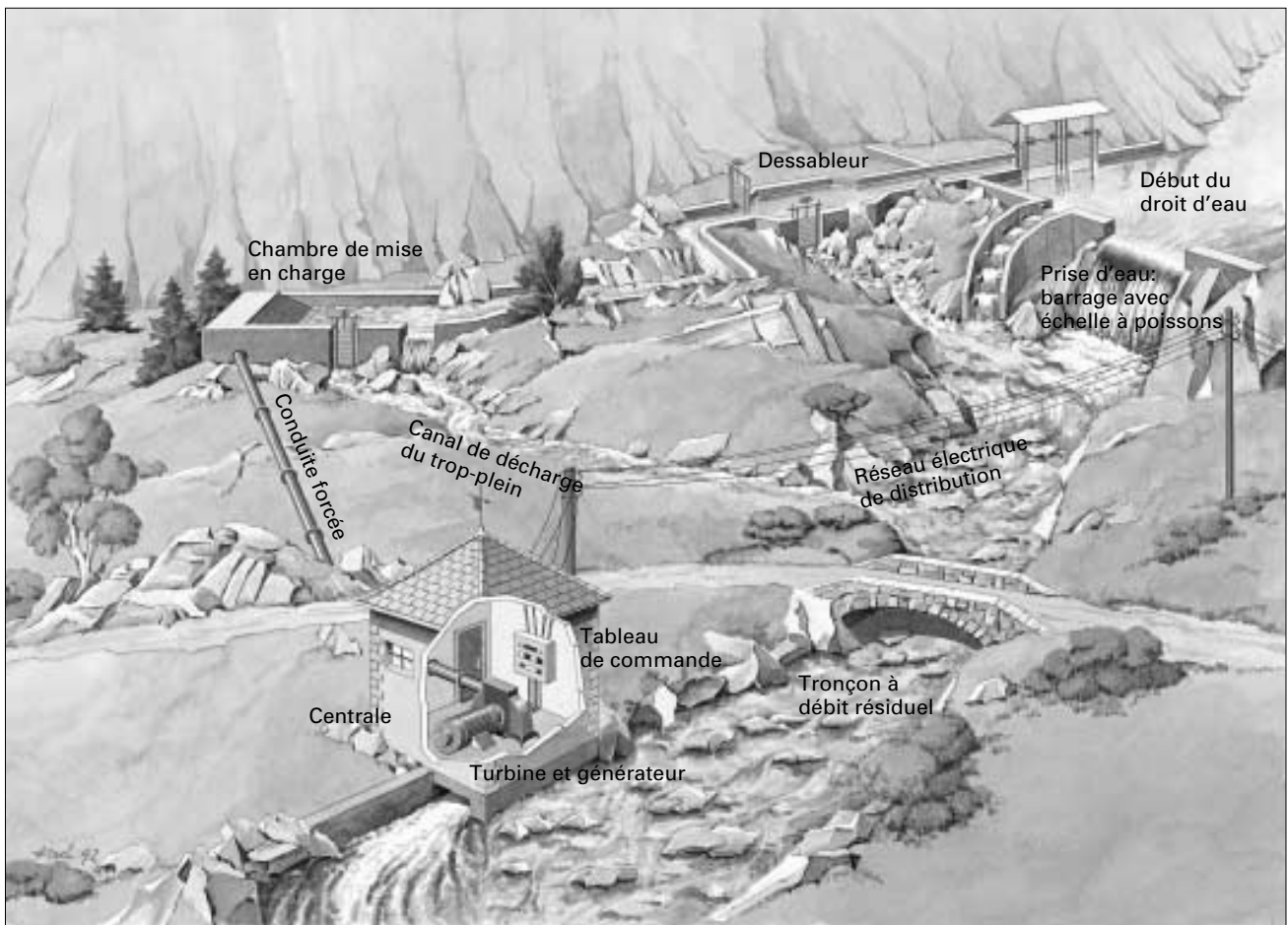
Table des matières

Introduction	7
1. La régulation et la surveillance d'une petite centrale hydrauliques	9
2. Le phénomène du coup de bélier	35
3. Cas particuliers de coups de bélier et mesures de prévention	57
4. Bases pratiques pour l'étude de la régulation d'une petite centrale hydraulique	69
5. Etude de cas Microcentrale hydraulique de Hautepierre sur l'adduction d'eau potable du Morand, commune de Morges	81
Bibliographie	95
Liste des publications et vidéos du programme d'action PACER	97

Introduction

Une petite centrale hydroélectrique est constituée de différents composants, hydrauliques, mécaniques et électriques, qui sont amenés à fonctionner ensemble.

La régulation et les appareils de surveillance coordonnent et contrôlent le fonctionnement des différents organes de la petite centrale et assurent la sécurité des installations en même temps qu'une production d'énergie fiable.



Vue d'ensemble d'une centrale à haute pression sur canal de dérivation

But du cours

Le présent cours est destiné à des ingénieurs ou techniciens non spécialisés dans le domaine des petites centrales hydrauliques. Il leur permettra d'acquérir des connaissances de base sur le fonctionnement et l'exploitation d'une petite centrale hydraulique et de mener des pourparlers avec les fournisseurs d'équipements de contrôle et de régulation.

Préalable

Il est admis que les personnes suivant ce cours ont pris connaissance de la brochure d'information « Petites centrales hydrauliques » et des brochures « Turbines hydrauliques » et « Générateurs et installations électriques » éditées dans le cadre du programme PACER.

Ces documents contiennent les informations de base nécessaires à la bonne compréhension de cet ouvrage.

Contenu du cours

Le présent cours fait partie d'un ensemble traitant des quatre thèmes suivants :

- « Turbines hydrauliques »
- « Générateurs et installations électriques »
- « Régulation et sécurité d'exploitation »
- « Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une miniturbine ».

La brochure présente les principes de la régulation et les paramètres importants pour le contrôle et la surveillance durant les différentes phases de fonctionnement d'une petite centrale.

Les fonctions, les caractéristiques et le dimensionnement des organes de régulation et de protection, tels que distributeur de turbine et vanne de sécurité, sont également discutés.

Un chapitre particulier est consacré au phénomène du coup de bélier. La présentation du phénomène est accompagnée de méthodes de calcul simples qui permettent d'en évaluer les effets et conséquences.

1. La régulation et la surveillance d'une petite centrale hydraulique

1.1	Composants et paramètres surveillés de l'aménagement	10
<hr/>		
1.2	Paramètres de réglage de la turbine	14
1.2.1	Le débit Q	14
1.2.2	La vitesse de rotation ω ou n	16
<hr/>		
1.3	Les différents modes de régulation des turbines	18
<hr/>		
1.4	Composants et paramètres du groupe turbogénérateur en relation avec les régimes transitoires	24
1.4.1	Vitesse ou temps de manœuvre T_f des organes de régulation et de contrôle du débit	24
1.4.2	Vanne de sécurité de la turbine	24
1.4.3	Inertie du groupe turbogénérateur	30
1.4.4	Constante de temps d'accélération du groupe turbogénérateur T_a	32

1.1 Composants et paramètres surveillés de l'aménagement

La figure 1.1 présente les composants d'une petite centrale hydraulique avec conduite forcée.

Les paramètres importants à surveiller, sans tenir compte de ceux qui concernent spécifiquement la vanne de sécurité, la turbine et le générateur, sont essentiellement des **niveaux**.

Il est en effet important que les ouvrages mouillés (prise d'eau, canal, conduite, turbines) restent en permanence en eau.

Si le niveau s'abaisse trop dans la chambre de mise en charge, il en résulte une aspiration d'air dans la conduite forcée jusque dans la turbine, avec des perturbations qui peuvent être dommageables pour les installations: chocs, vibrations, coups de bélier, interruption de l'exploitation.

Les niveaux surveillés sont les suivants :

z₃ : niveau amont de l'aménagement

Mesuré à proximité du déversoir de trop-plein de la prise d'eau, à l'entrée du dessableur ou dans la chambre de mise en charge après la grille selon le type d'amenée d'eau.

Ce niveau est le plus souvent maintenu constant par la régulation automatique de l'ouverture de la turbine.

Deux cas particuliers :

- pour les turbines à débit fixe (pompes inversées), ce niveau peut varier entre deux valeurs limites, la turbine étant arrêtée au niveau inférieur et enclenchée au niveau supérieur ;
- si l'ouverture de la turbine est réglée manuellement, l'exploitant veillera à ce qu'il y ait toujours un certain débordement au déversoir de trop-plein afin d'éviter un abaissement du niveau avec les conséquences mentionnées auparavant.

La hauteur géodésique Z_g (ou chute brute H_b) est définie par

$$Z_g = z_3 - z_4$$

où z₄ (niveau plan d'eau aval) est imposé par les conditions du site.

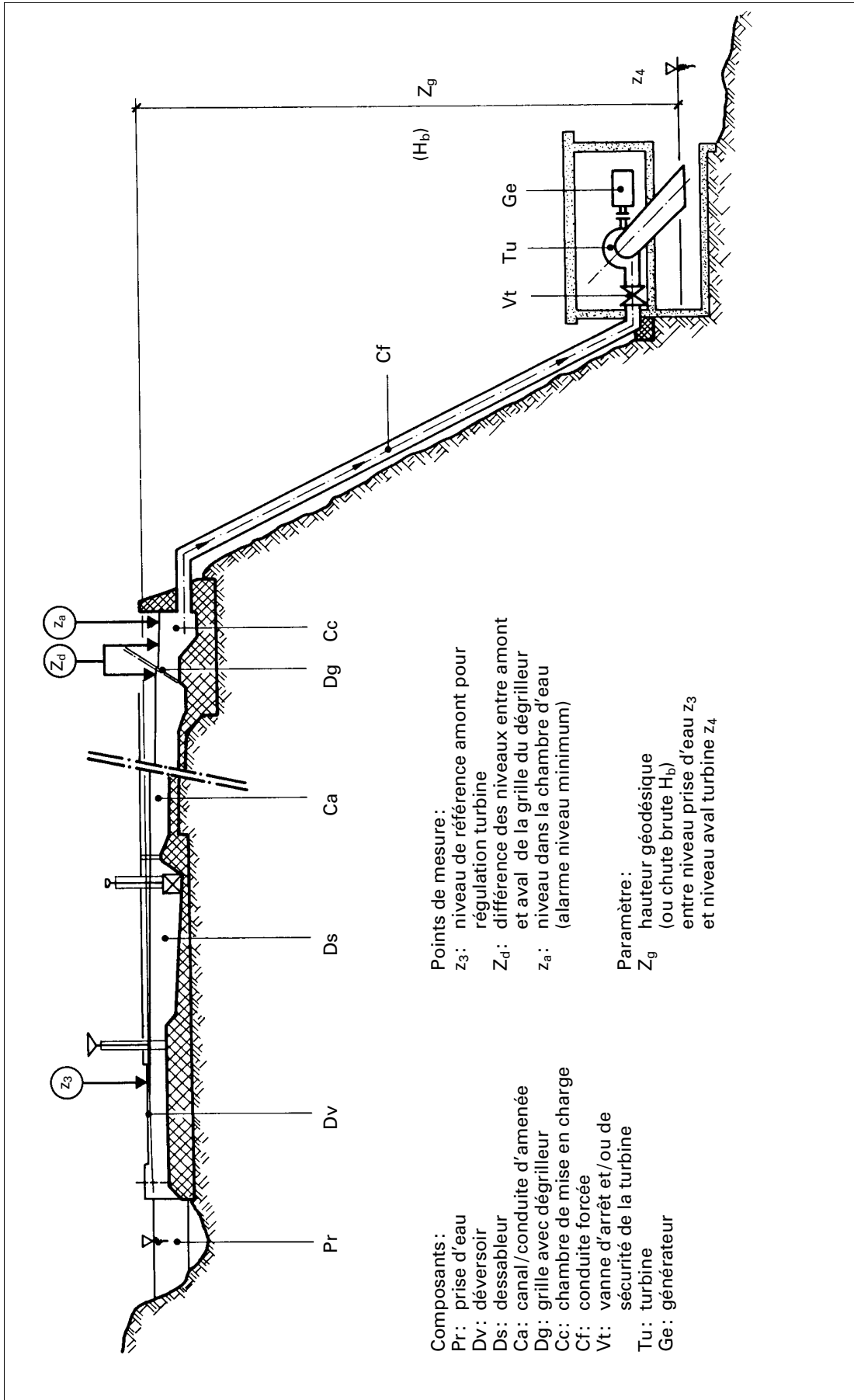


Figure 1.1 : Composants principaux d'une petite centrale hydraulique et points de mesure du niveau nécessaires à la surveillance et à la régulation

Z_d : niveau différentiel à la grille du dégrilleur

En cas de fonctionnement automatique du dégrilleur, deux sondes mesurent la différence de niveau entre l'amont et l'aval de la grille. Si la grille est colmatée par des débris, sa section libre diminue, il y a augmentation des pertes de charge et de la différence de niveau Z_d .

Lorsque cette différence atteint une certaine valeur, les sondes donnent un signal qui commande la mise en marche du dégrilleur. Ce dernier est arrêté, soit par une minuterie, soit lorsque la différence de niveau est redevenue normale.

 z_a : niveau bas d'alarme

En cas de défaillance de la régulation du niveau z_3 , le plan d'eau peut s'abaisser accidentellement dans la chambre de mise en charge. Pour prévenir l'entrée d'air dans la conduite, une sonde de mesure (niveaustat) est chargée de détecter le niveau dans la chambre de mise en charge. Si ce niveau s'abaisse trop, la turbine est automatiquement mise hors service, avec coupure de l'alimentation en eau par fermeture du distributeur et/ou de la vanne de sécurité.

1.2 Paramètres de réglage de la turbine

Deux paramètres doivent être réglés sur la turbine pour qu'une petite centrale hydraulique fonctionne correctement.

1.2.1 Le débit Q

Il a été mentionné sous 1.1 que le niveau amont z_3 doit être maintenu au-dessus d'une cote minimale afin d'éviter l'entrée d'air dans le système.

Ceci signifie que le débit de la turbine ne doit pas dépasser, en moyenne, le débit capté à la prise d'eau.

L'ouverture du distributeur ou du pointeau de la turbine doit donc être réglée en fonction de l'eau à disposition, et ne pas dépasser, en moyenne, celle correspondant au débit disponible.

Le débit capté à la prise d'eau détermine l'ouverture moyenne maximale de l'organe de réglage du débit de la turbine.

La turbine peut cependant absorber temporairement des débits supérieurs au débit moyen en fonction du volume d'eau tampon (réservoir par exemple) existant entre le captage et la machine.

Toute turbine disposera donc d'un régulateur ou autre dispositif (mécanique, électrique ou... humain) qui limitera son ouverture pour maintenir le niveau amont au-dessus ou à la cote de référence z_3 .

La figure 1.2.1 présente le principe d'un régulateur niveau d'eau-débit:

- si le niveau d'eau est trop bas, le régulateur diminue le débit (ferme la vanne ou la turbine);
- si le niveau d'eau est plus haut que le niveau de référence, le régulateur augmente le débit (ouvre la vanne ou la turbine).

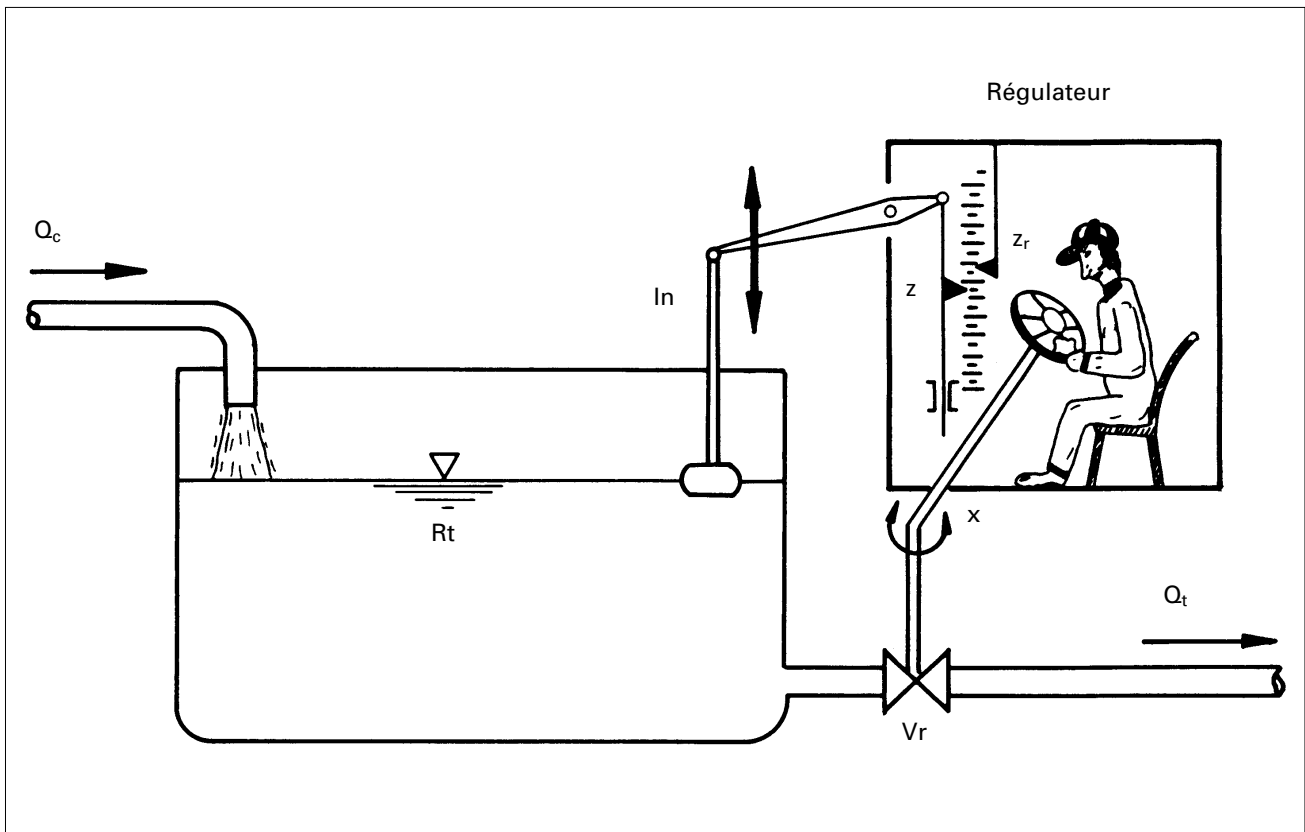


Figure 1.2.1: Principe de la régulation niveau-débit

- Rt: réservoir tampon
- In: indicateur de niveau
- Vr: vanne de réglage (ou distributeur/injecteur de la turbine)
- Q_c : débit capté
- Q_t : débit turbine
- z: niveau réel
- z_r : niveau de référence (consigne) dans le réservoir ou la prise d'eau
- x: course (ouverture) de la vanne ou de la turbine

1.2.2 La vitesse de rotation ω ou n

Les machines entraînées par une turbine sont conçues pour fonctionner à vitesse constante

Ceci est particulièrement vrai pour les générateurs d'électricité produisant du courant alternatif: la fréquence, proportionnelle à la vitesse de rotation de la turbine, doit être impérativement maintenue à une valeur fixe de 50 Hz (ou 60 Hz selon les pays) pour répondre aux exigences des appareils consommateurs.

Le réglage de la vitesse du groupe peut être réalisé en agissant sur l'ouverture de la turbine:

- si la puissance consommée baisse, le générateur produit trop et sa vitesse augmente. Le régulateur diminue le débit (ferme la turbine) pour réduire la vitesse.
- si la puissance consommée augmente, le générateur produit trop peu et sa vitesse baisse. Le régulateur augmente le débit (ouvre la turbine) pour ramener la vitesse à sa valeur de consigne.

La figure 1.2.2 présente le principe d'un régulateur vitesse-débit.

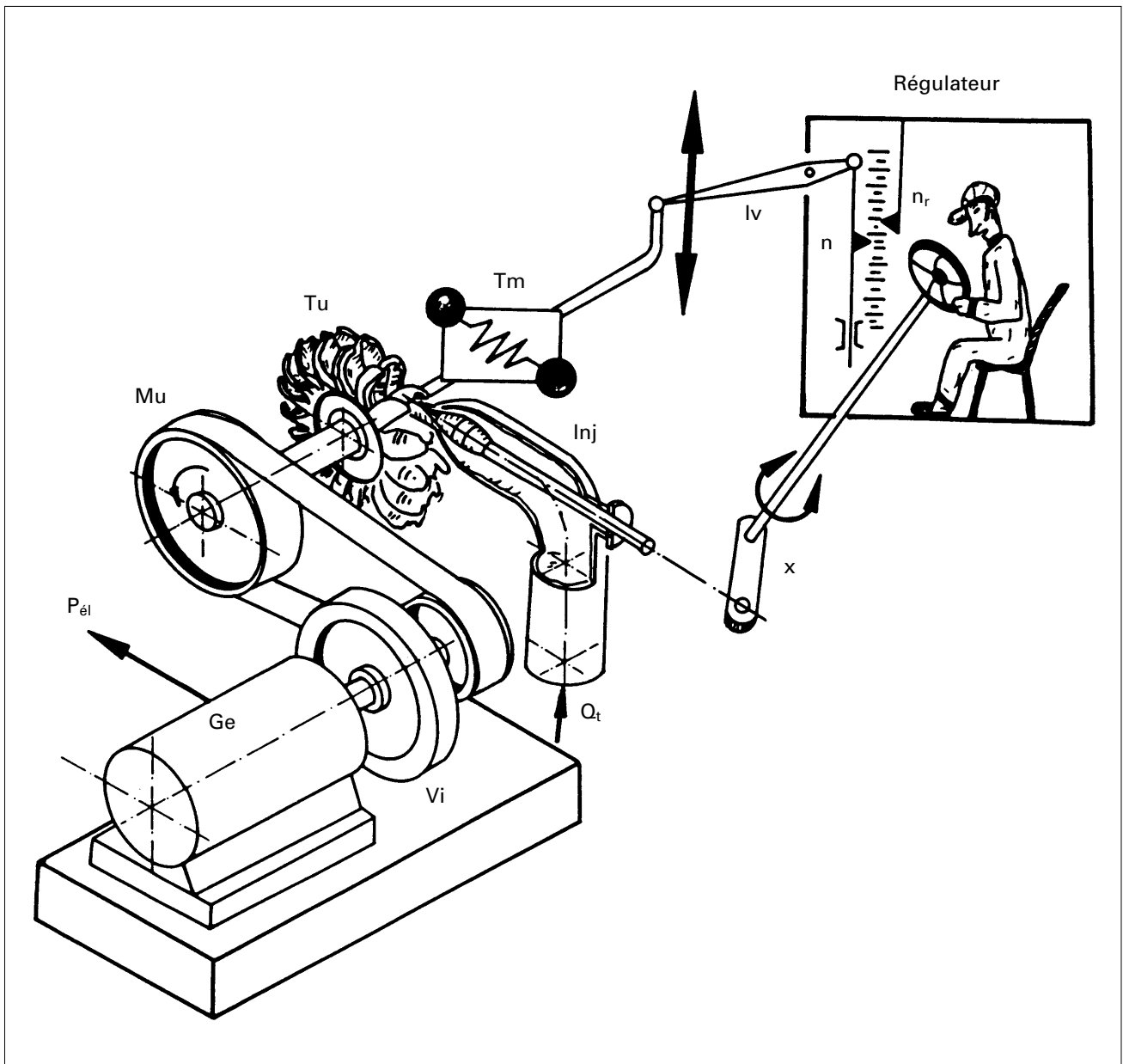


Figure 1.2.2: Principe de la régulation vitesse-débit

- Inj: injecteur réglable de la turbine
- Tu: turbine
- Ge: générateur
- Mu: multiplicateur de vitesse
- Vi: volant d'inertie
- Tm: tachymètre
- lv: indicateur de vitesse
- Qt: débit turbine
- n: vitesse de rotation réelle
- nr: vitesse de référence (consigne, par exemple pour fréquence 50 Hz)
- x: course (ouverture) du pointeau de l'injecteur
- Pét: puissance électrique

1.3 Les différents modes de régulation des turbines

Il y a trois manières de maintenir constante la vitesse de rotation d'une turbine :

– **Au moyen du réseau électrique** (figure 1.3.a)

Lorsqu'une petite centrale fonctionne en parallèle sur le réseau de distribution électrique, c'est ce dernier qui fixe la fréquence du courant produit par le générateur, et donc la vitesse de rotation de la turbine.

Dans ce cas, le **régulateur de niveau** adapte l'ouverture de la turbine en vue de maintenir le niveau amont constant. La totalité de l'eau captée passe à travers la turbine et est transformée en électricité, ce qui permet une valorisation optimale du potentiel hydraulique du site.

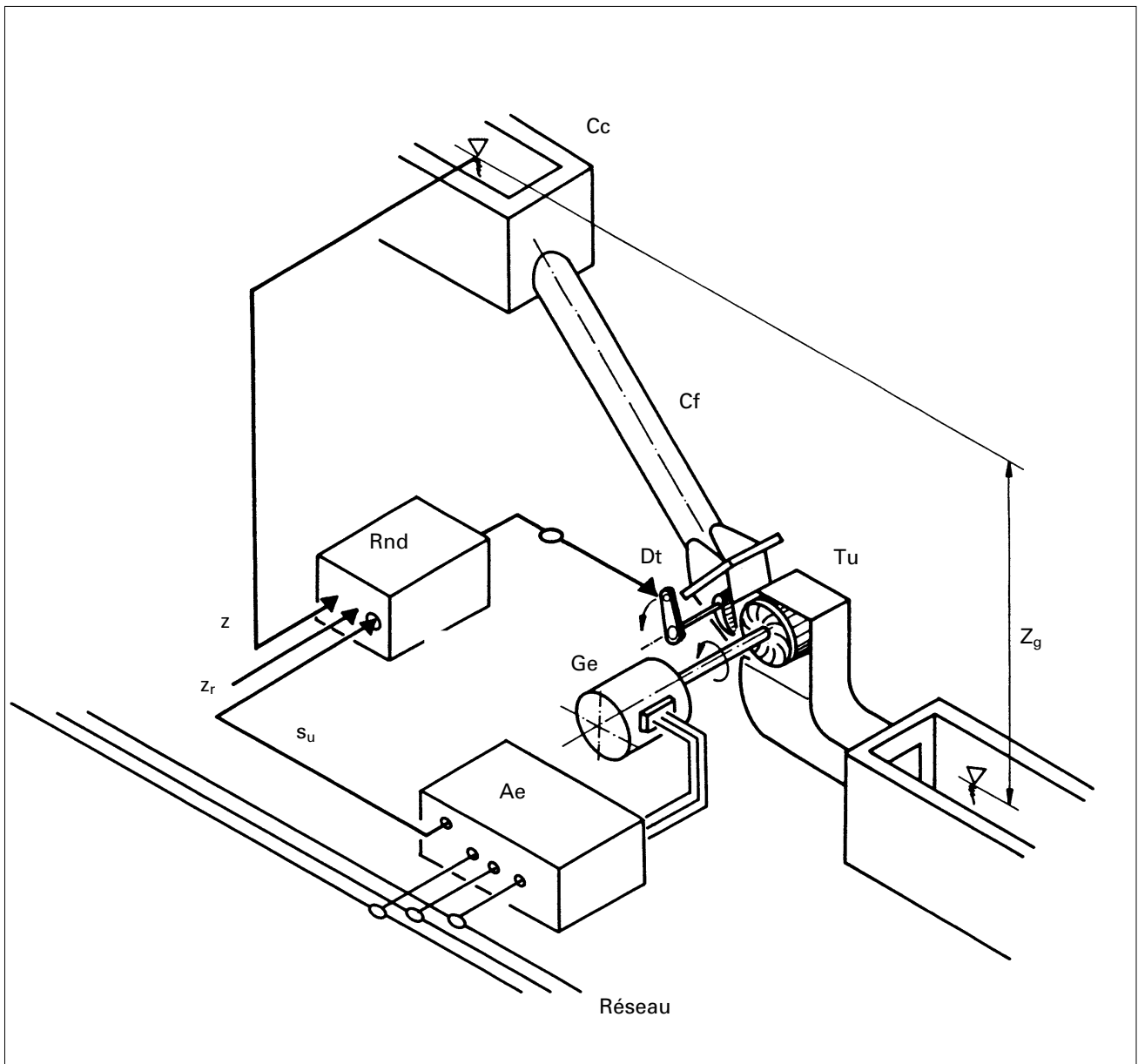


Figure 1.3.a: PCH en parallèle sur le réseau avec régulation niveau-débit

- Cc: chambre de mise en charge
- Cf: conduite forcée
- Tu: turbine
- Dt: distributeur (ou pointeau) turbine
- Ge: générateur
- Ae: armoire électrique
- Rnd: régulateur niveau débit
- z: niveau mesuré
- z_r: niveau référence (consigne)
- s_u: signal arrêt d'urgence
- Z_g: hauteur géodésique

– **Au moyen d'un régulateur électronique à charge ballast**
(figure 1.3.b)

Dans ce cas de fonctionnement hors réseau (îlotage), la turbine travaille à un débit, donc une puissance fixe, dictée par l'eau disponible.

Un régulateur électronique dit « charge-fréquence » règle la fréquence en répartissant l'énergie produite par la turbine entre le consommateur et une résistance ballast qui en détruit l'excédent.

Si la consommation diminue, la turbine produit trop, et sa vitesse augmente. Le régulateur électronique rétablit la fréquence en dérivant un peu plus d'énergie vers la résistance ballast.

Si la consommation augmente, la fréquence baisse et le régulateur va diminuer la charge sur la résistance et libérer le supplément de puissance demandé par le consommateur.

Le **régulateur de niveau** adapte l'ouverture de la turbine pour maintenir le niveau amont constant. La puissance à disposition du consommateur variera donc en fonction du débit capté par la prise d'eau.

Ce type de régulation est actuellement le plus répandu dans les petites centrales fonctionnant en îlot, ceci jusqu'à des puissances de l'ordre de 100 kW (voir aussi brochure PACER « Générateurs et installations électriques »).

Il a l'avantage de corriger très rapidement la fréquence en cas de fluctuation brusque de consommation, grâce à l'électronique, sans devoir modifier le débit turbiné. Ce dernier, comme dans le cas du fonctionnement en parallèle sur le réseau, ne sera ajusté que pour le maintien du plan d'eau amont et variera donc lentement.

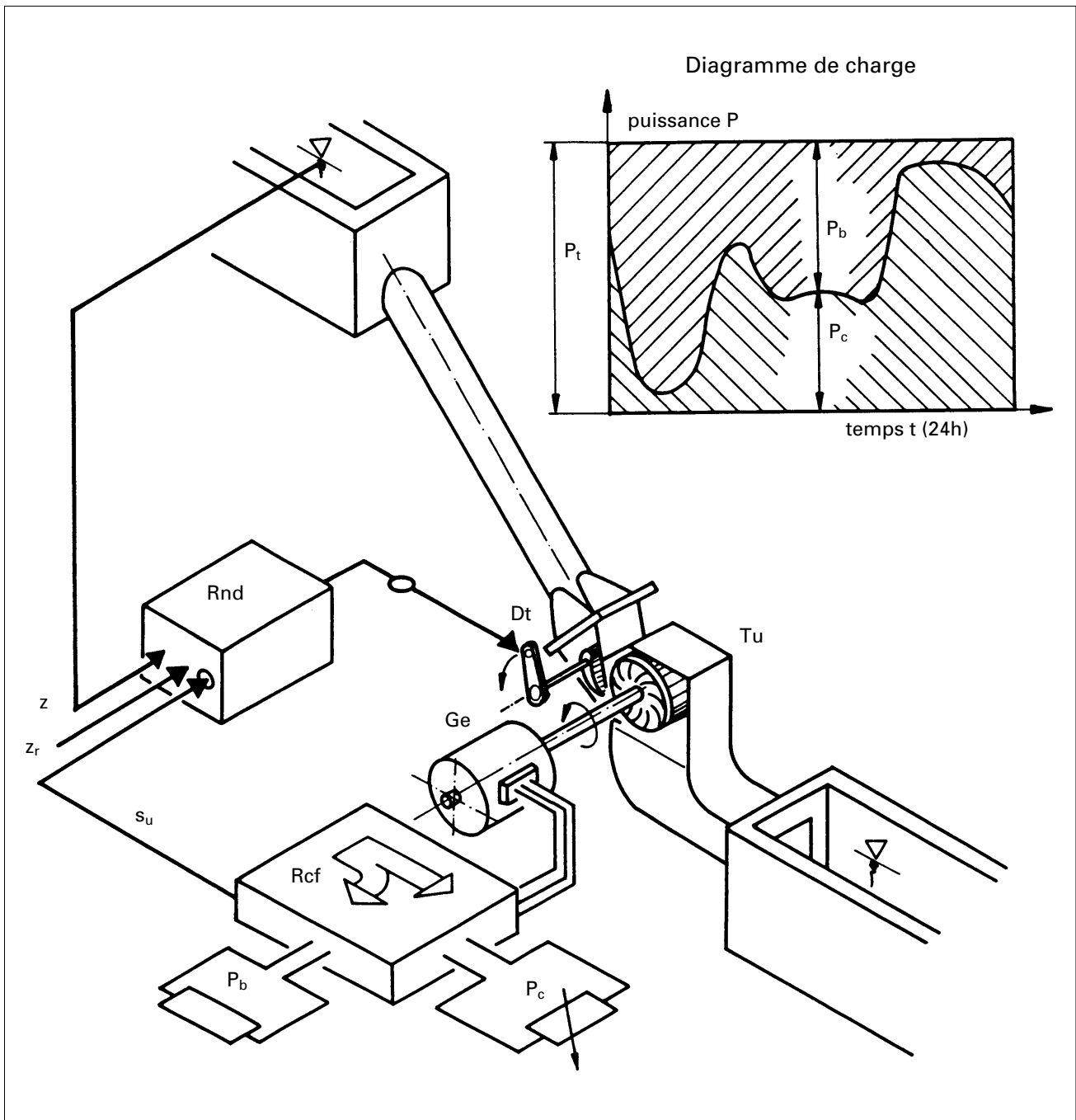


Figure 1.3.b: PCH en îlot avec régulation électronique charge-fréquence et niveau-débit

Rcf: régulateur charge-fréquence

Rnd: régulateur niveau-débit

n: vitesse de rotation (ou fréquence) mesurée par le régulateur

n_r: vitesse de rotation (ou fréquence) de référence intégrée dans le régulateur

P_c: puissance consommée (variable)

P_b: puissance excédentaire dissipée dans résistance ballast (variée par régulateur)

P_t: puissance turbine (fonction du débit, env. constante)

z: niveau mesuré

z_r: niveau référence (consigne)

s_u: signal arrêt d'urgence

– **Au moyen d'un régulateur vitesse-débit** (figure 1.3.c)

Il s'agit du mode de régulation traditionnel des centrales électriques de moyennes et hautes puissances travaillant en îlot.

La vitesse de rotation de la turbine est maintenue constante en réglant l'arrivée d'eau par le distributeur ou le pointeau ; le débit varie avec la puissance demandée au générateur.

Le **régulateur de niveau** a pour fonction de limiter l'ouverture de la turbine et, en conséquence, la puissance disponible, en vue de maintenir le niveau amont au-dessus d'une cote minimale.

La régulation vitesse-débit en régime isolé est plus complexe à traiter que la régulation charge-fréquence décrite précédemment.

Du fait que le débit doit être adapté quasi instantanément à la puissance, il pourra varier rapidement selon les fluctuations de la consommation. Ces variations de débit ne manquent pas de poser des problèmes au moment de la conception des installations, car elles induisent des coups de bélier qu'il s'agit de contrôler de diverses manières (volant d'inertie, amortisseur hydropneumatique, chambre d'équilibre, etc.)

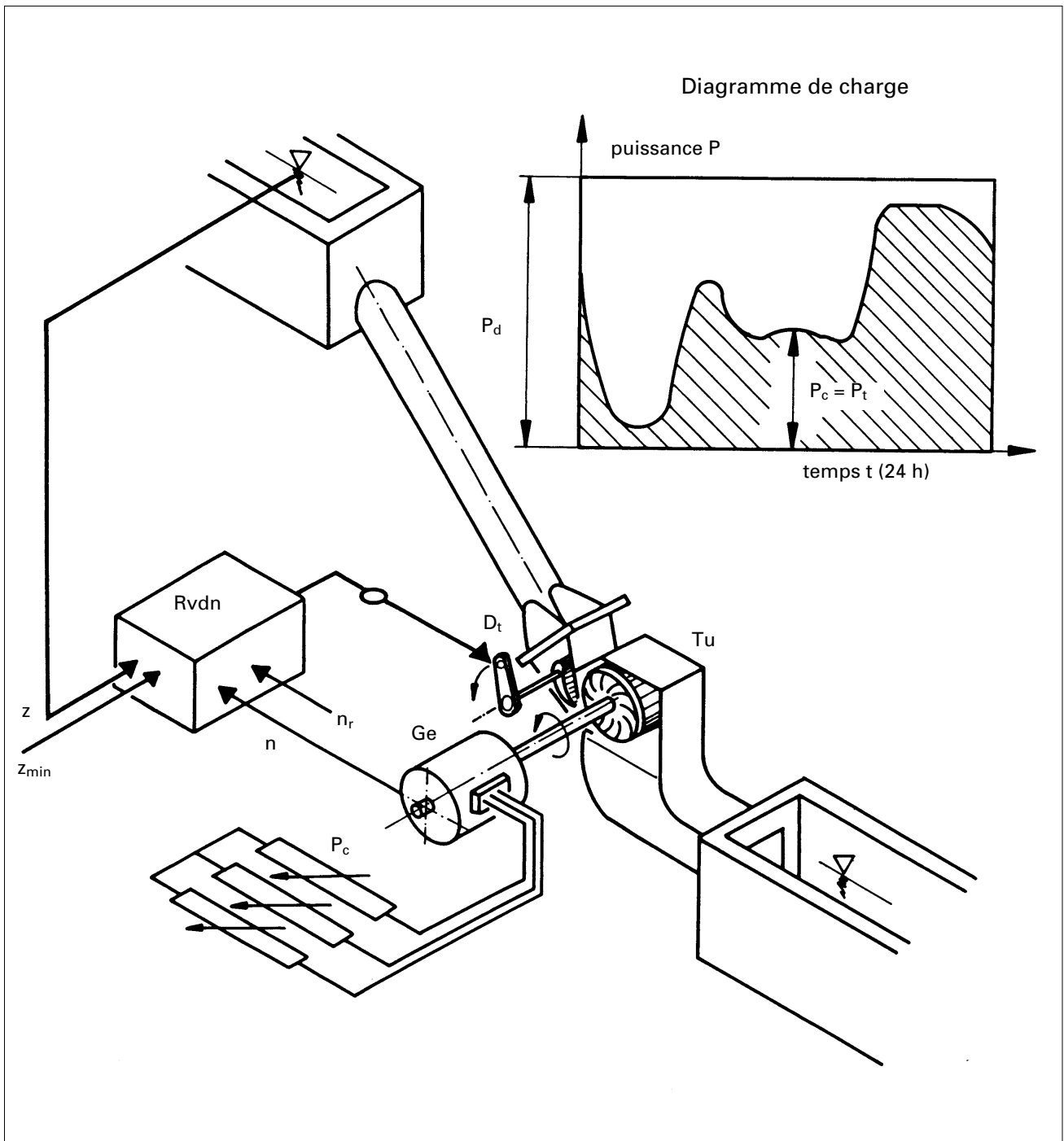


Figure 1.3.c: PCH en îlot avec régulation vitesse-débit et limitation de l'ouverture en fonction du niveau

- Tu: turbine
- Dt: distributeur (ou pointeau) turbine
- Ge: générateur
- Rvdn: régulateur vitesse-débit avec limitation d'ouverture par niveau
- n : vitesse (fréquence) mesurée
- n_r : vitesse (fréquence) de référence
- z : niveau mesuré
- z_{min} : niveau minimum limite
- P_c : puissance consommée (= puissance turbine P_t)
- P_d : puissance disponible (fonction du débit)

1.4 Composants et paramètres du groupe turbogénérateur en relation avec les régimes transitoires

1.4.1 Vitesse, ou temps de manœuvre T_f des organes de régulation et de contrôle du débit

Toute variation de débit dans une installation hydraulique comportant des conduites, que ce soit une adduction d'eau, une station de pompage ou une centrale hydroélectrique, produit une variation de pression communément appelée « coup de bélier ».

L'amplitude de la fluctuation de pression est fonction :

- a) de l'amplitude de la variation du débit;
- b) de la vitesse à laquelle cette variation a lieu, soit la vitesse à laquelle est manœuvré l'organe de réglage du débit (vanne, distributeur, pointeau); plus la fermeture est rapide, plus le coup de bélier est important, et inversement.

Du calcul des régimes transitoires (coup de bélier) résultera le : **temps minimum d'ouverture/fermeture T_f** de l'organe de réglage du débit de la turbine ainsi que celui de la vanne de sécurité.

Ce temps pourra être allongé pour répondre aux exigences spécifiques du régulateur de niveau, mais en aucun cas raccourci.

Les calculs simplifiés du coup de bélier sont effectués en admettant que la loi de manœuvre de l'organe de contrôle du débit est linéaire, ce qui n'est pas le cas en pratique, le temps réel de manœuvre étant plus long.

La figure 1.4.1.a présente un exemple de loi de manœuvre d'un organe de réglage de débit et sa linéarisation.

La figure 1.4.1.b montre la forme des caractéristiques débit-course de turbines et de vannes.

1.4.2 Vanne de sécurité de la turbine

Les turbines à réaction et plus particulièrement les pompes inversées sont équipées d'une vanne d'arrêt et de sécurité placée à proximité de la tubulure d'entrée de la machine (voir figure 1.1).

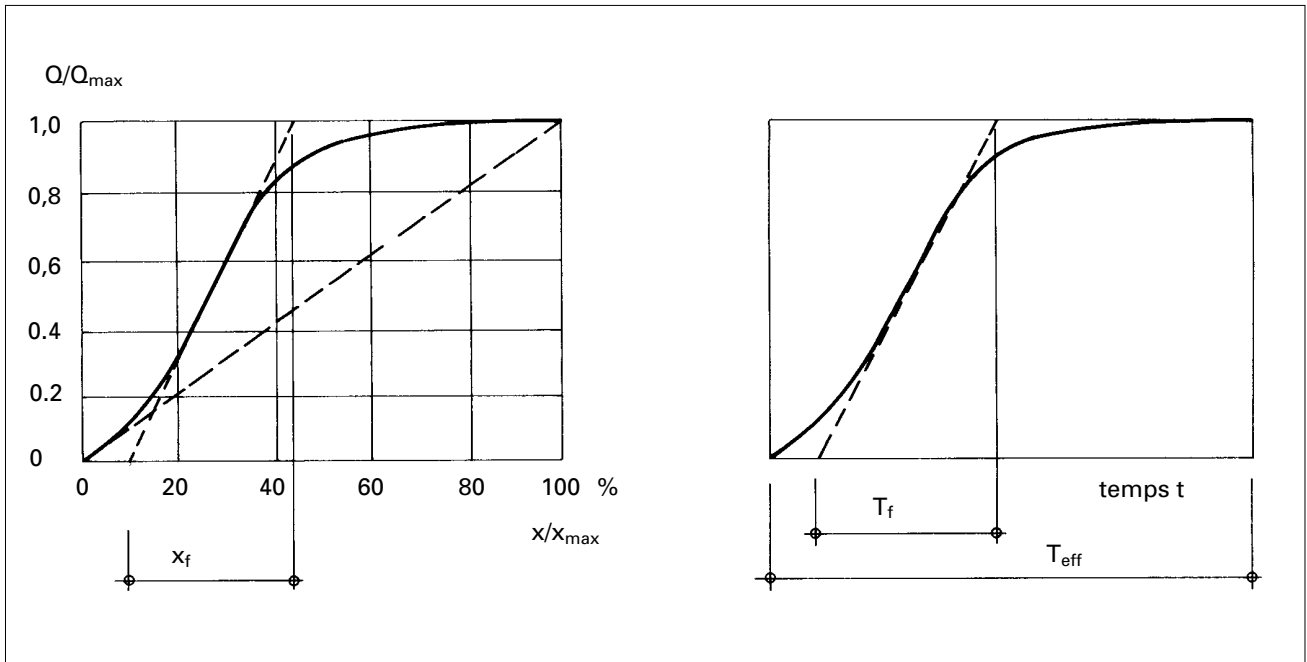


Figure 1.4.1.a: Courbes caractéristiques débit-ouverture et débit-temps d'un organe de réglage du débit

Q/Q_{max} : débit relatif

x/x_{max} : course (ou ouverture) relative

x_f : course linéarisée

T_f : temps d'ouverture/fermeture linéarisé (pour calcul coup de bélier)

T_{eff} : temps de manœuvre réel

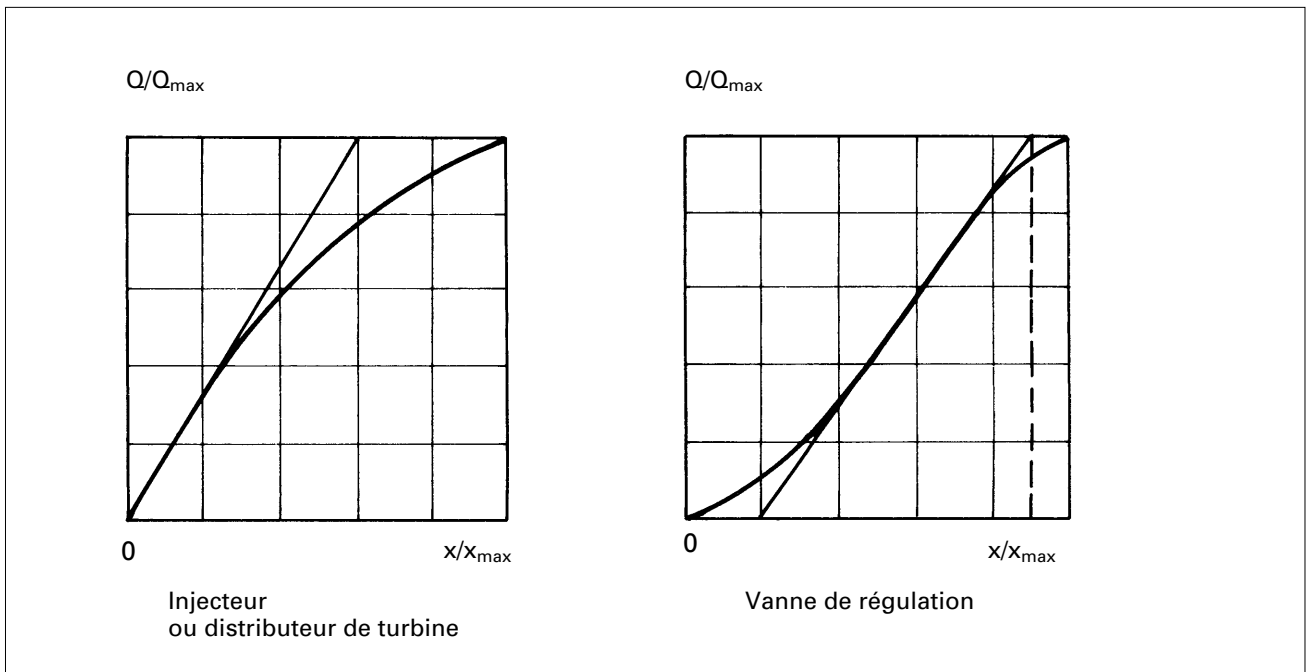


Figure 1.4.1.b: Forme de caractéristiques débit-ouverture sous pression différentielle constante d'organes de réglage du débit

Cette vanne a pour fonction de couper l'arrivée d'eau à la turbine lorsque celle-ci est mise hors service. Le fonctionnement le plus critique a lieu lorsque cette vanne doit se fermer alors que la turbine fonctionne à ouverture fixe, par exemple :

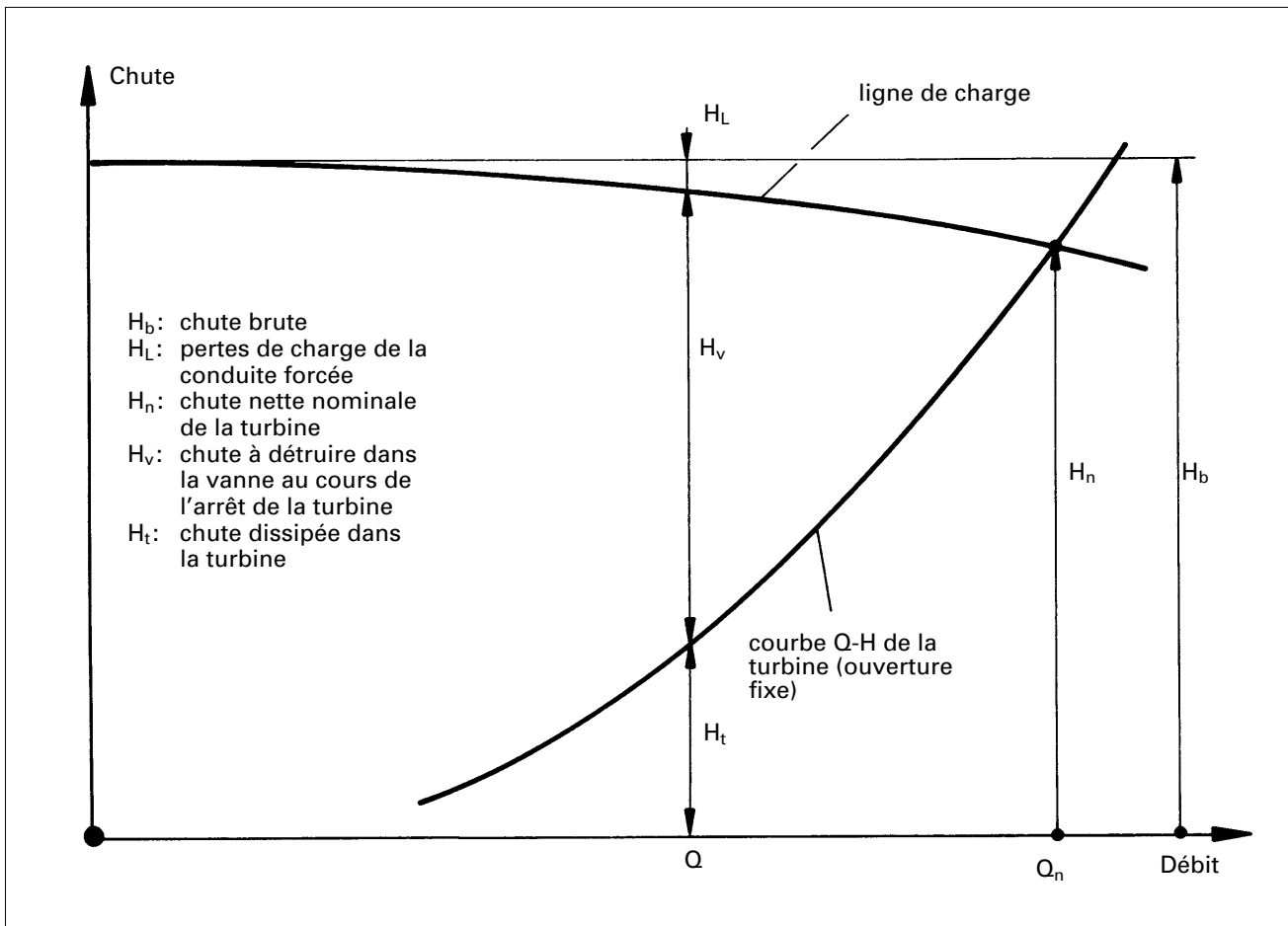
- arrêt d'urgence d'une turbine Francis dont le distributeur est bloqué ;
- arrêt d'une pompe inversée, machine qui n'a pas de distributeur (ouverture fixe).

Le dimensionnement de cette vanne sera étudié avec soin car la course effective de travail (tronçon linéaire) est plus courte que la course totale de manœuvre. Ce qui n'est pas sans incidence sur le coup de bélier (temps de manœuvre).

Le choix du diamètre résulte d'un compromis :

- une vanne surdimensionnée aura des pertes de charge très faibles, mais ne sera efficace que sur une portion très courte de sa course : il faudra donc la manœuvrer très lentement ;
- une vanne de section réduite sera soumise à une grande vitesse d'écoulement, et aura des pertes de charge plus élevées, défavorables pour le rendement total de la petite centrale. Par contre, elle sera efficace sur une plus grande partie de sa course et pourra être fermée plus rapidement sans créer de coup de bélier excessif.

La figure 1.4.2.a présente le bilan énergétique et les formules permettant le calcul de la caractéristique d'une vanne d'arrêt et de sécurité d'une turbine intégrée dans un aménagement.



1.4.2.a: Bilan et formules pour le calcul de la caractéristique de la vanne d'arrêt et de sécurité d'une turbine à réaction

Bilan: $H_b = H_L + H_v + H_t$ (1)

avec:

$Q = \sqrt{H_L / A}$ pertes de charge $H_L = A \cdot Q^2$

$Q = Q_1 \cdot \sqrt{H_t}$ caractéristique turbine $Q_1 = Q_{11} \cdot D^2$, voir brochure «Turbines hydrauliques» § 1.6.3
avec Q_{11} = débit unitaire turbine
 D = diamètre de référence roue turbine

$Q = C_v \cdot \sqrt{H_v}$ caractéristique de la vanne
 C_v = coefficient de débit de la vanne, fonction de son ouverture (ou course)

Paramètres connus: A (du calcul des pertes)
 Q_1 (donnée du constructeur de la turbine)
 C_v (donnée du fabricant de la vanne)

Le bilan (1) devient:

$$H_b = \left(A + \frac{1}{C_v^2} + \frac{1}{Q_1^2} \right) \cdot Q^2$$

ou

$$\frac{Q}{\sqrt{H_b}} = \frac{1}{\left(A + \frac{1}{C_v^2} + \frac{1}{Q_1^2} \right)^{1/2}}$$

La figure 1.4.2.b montre la caractéristique débit-ouverture (ou course) d'une vanne de sécurité de turbine calculée selon les indications de la figure 1.4.2.a.

Cette figure montre clairement la course efficace réduite de la vanne (env. 30% de la course totale si la perte de charge à pleine ouverture vaut 0.5% de la chute brute de l'aménagement).

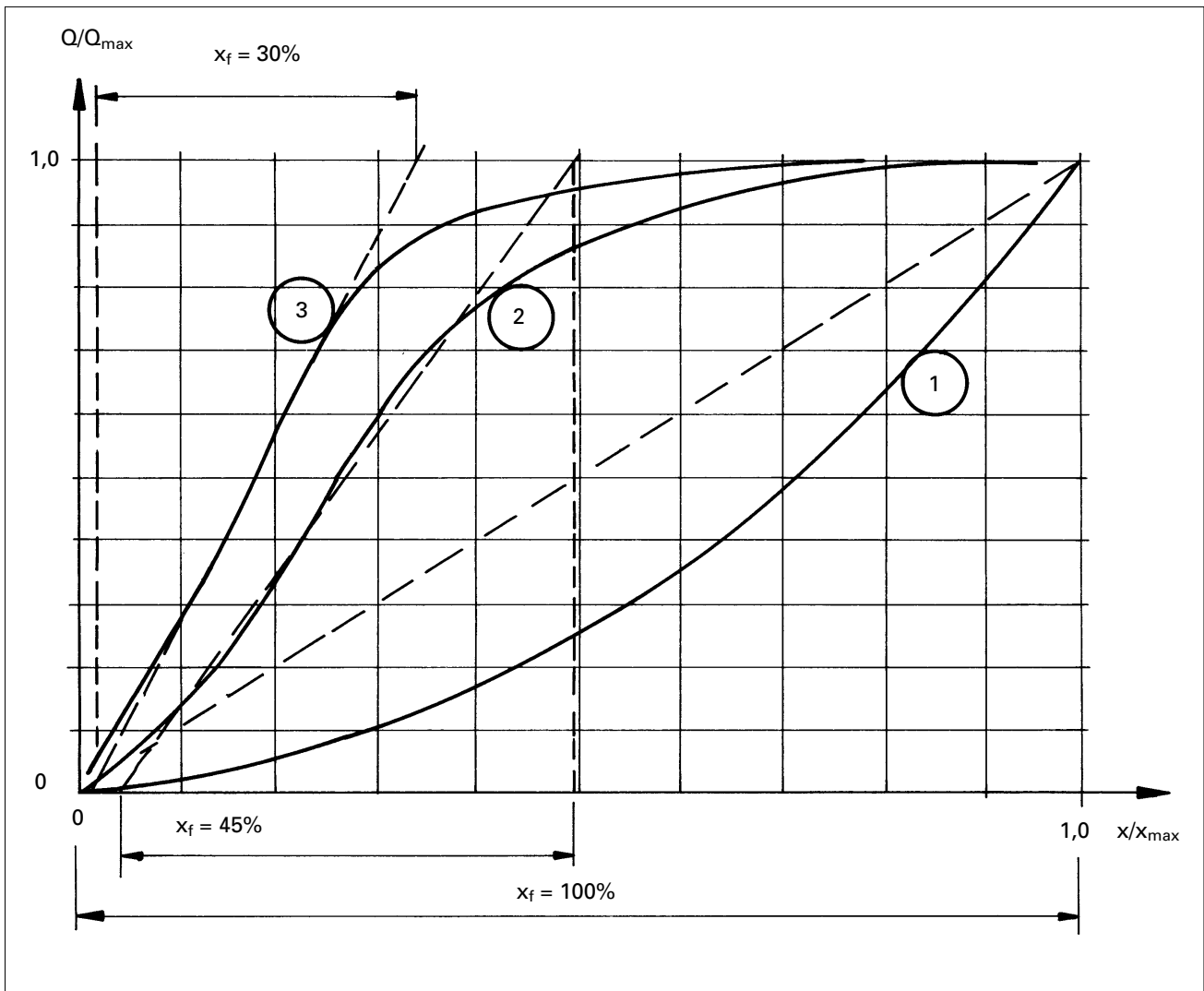


Figure 1.4.2.b: Caractéristique débit-course d'une vanne de turbine seule et intégrée dans un aménagement

Courbe 1: caractéristique débit-course de la vanne seule (vanne papillon)

Courbe 2: courbe caractéristique de la vanne installée comme vanne de sécurité d'une turbine
Pertes de charge vanne ouverte: 2% de H_b , chute brute de l'aménagement

Courbe 3: courbe caractéristique de la vanne installée comme vanne de sécurité d'une turbine
Pertes de charge vanne ouverte: 0.5% de H_b , chute brute de l'aménagement

x_f : course effective (linéaire) pour calcul coup de bélier

1.4.3 Inertie du groupe turbogénérateur

Le groupe turbogénérateur constitue une masse tournante caractérisée par son moment d'inertie. Souvent, le groupe reçoit en plus un **volant d'inertie** (voir figure 1.2.2) qui augmente la masse en rotation et est destiné à amortir les variations de vitesse de rotation en réduisant l'accélération produite par des fluctuations de puissance.

En cas de délestage brusque d'un groupe sans régulateur de vitesse (par coupure du réseau électrique), la puissance fournie par la turbine ne reçoit plus de résistance et va accélérer les machines jusqu'à la vitesse d'emballement. Sans volant d'inertie, la variation de vitesse est très rapide, de l'ordre de une à deux secondes. Le volant d'inertie diminuera l'accélération et ralentira la montée en vitesse.

Lorsqu'un groupe turbogénérateur **fonctionne en régime isolé (avec un régulateur vitesse-débit)**, une variation brusque de la puissance consommée ne pourra être compensée immédiatement par une correction du débit, sans créer de coup de bélier (voir § 1.4.1).

Jusqu'au nouvel équilibre des puissances, la vitesse du groupe va augmenter si la consommation baisse, ou diminuer dans le cas contraire. Le volant d'inertie permet d'amortir les variations de charge et est calculé pour maintenir la vitesse, donc la fréquence, dans des limites acceptables.

Le dimensionnement du volant d'inertie est une affaire de spécialiste et est généralement effectué par le fabricant du régulateur de vitesse.

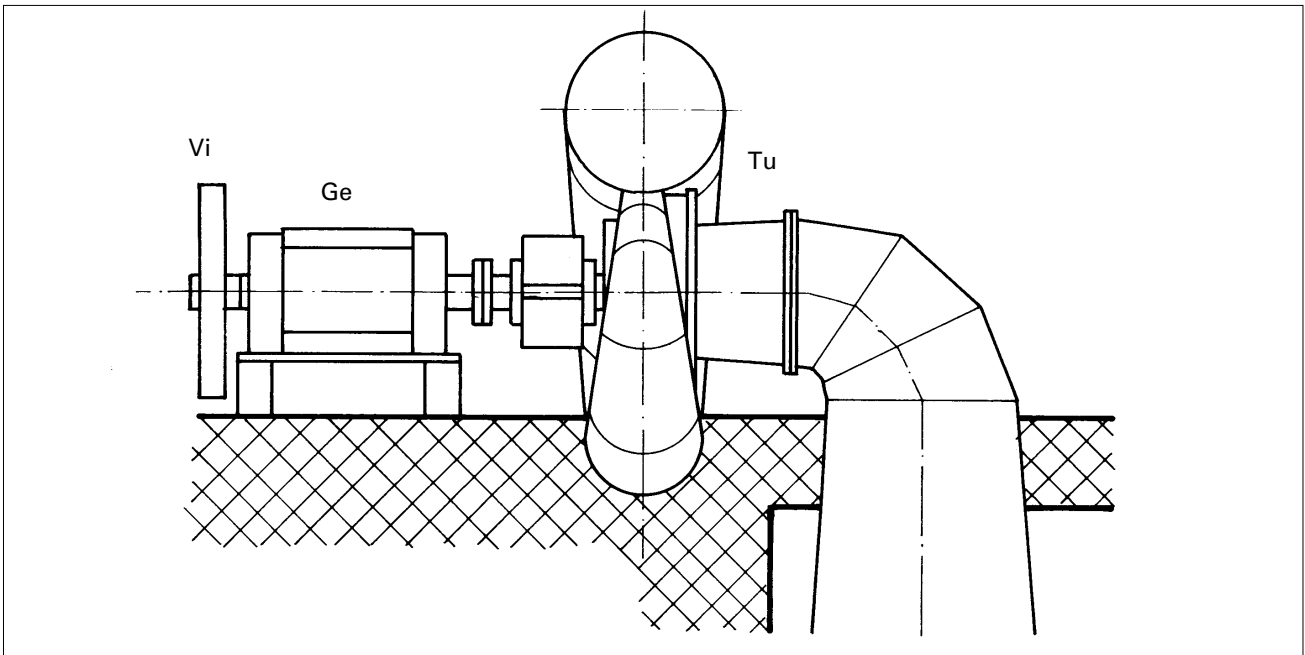


Figure 1.4.3.a: Moment d'inertie d'un groupe turbogénérateur

Tu: turbine, moment d'inertie J_t (kgm²) de la roue
 Ge: générateur, moment d'inertie J_g (kgm²) du rotor
 Vi: volant, moment d'inertie J_v (kgm²)

Moment d'inertie du groupe: $J = J_t + J_g + J_v$ (kgm²)

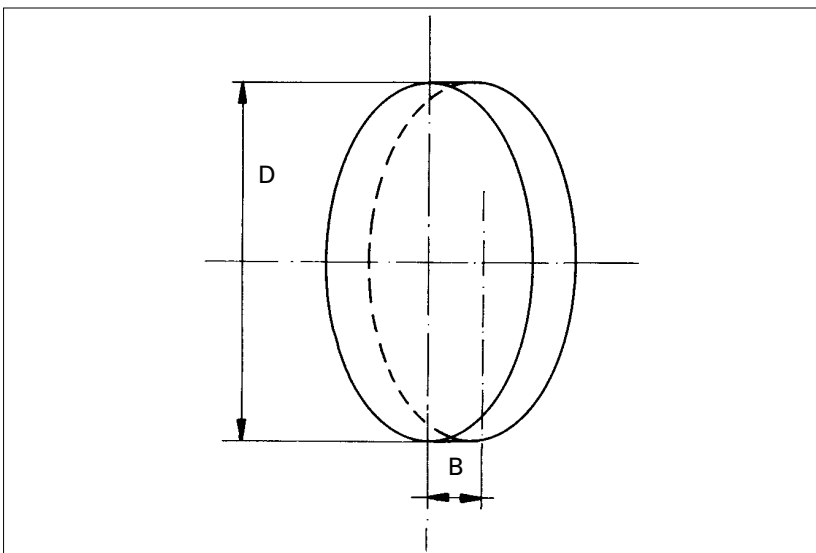


Figure 1.4.3b: Poids et moment d'inertie d'un disque plein

D: diamètre (m)
 B: épaisseur (m)
 ρ : masse volumique (acier 7800 kg/m³)

Masse: $M = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot B$

Moment d'inertie: $J = \frac{M}{8} \cdot D^2$

1.4.4 Constante de temps d'accélération du groupe turbogénérateur T_a

La courbe d'accélération d'un groupe, soit l'évolution de la vitesse de rotation avec le temps, peut être représentée par une exponentielle en admettant que le couple décroît linéairement jusqu'à la vitesse d'emballement, hypothèse proche de la réalité.

La **constante de temps d'accélération T_a** est un paramètre important pour connaître le comportement dynamique d'un groupe turbogénérateur.

La figure 1.4.4.a montre l'évolution du couple d'une turbine en fonction de sa vitesse de rotation et la figure 1.4.4.b la courbe d'accélération du groupe à la suite d'une mise en décharge brusque.

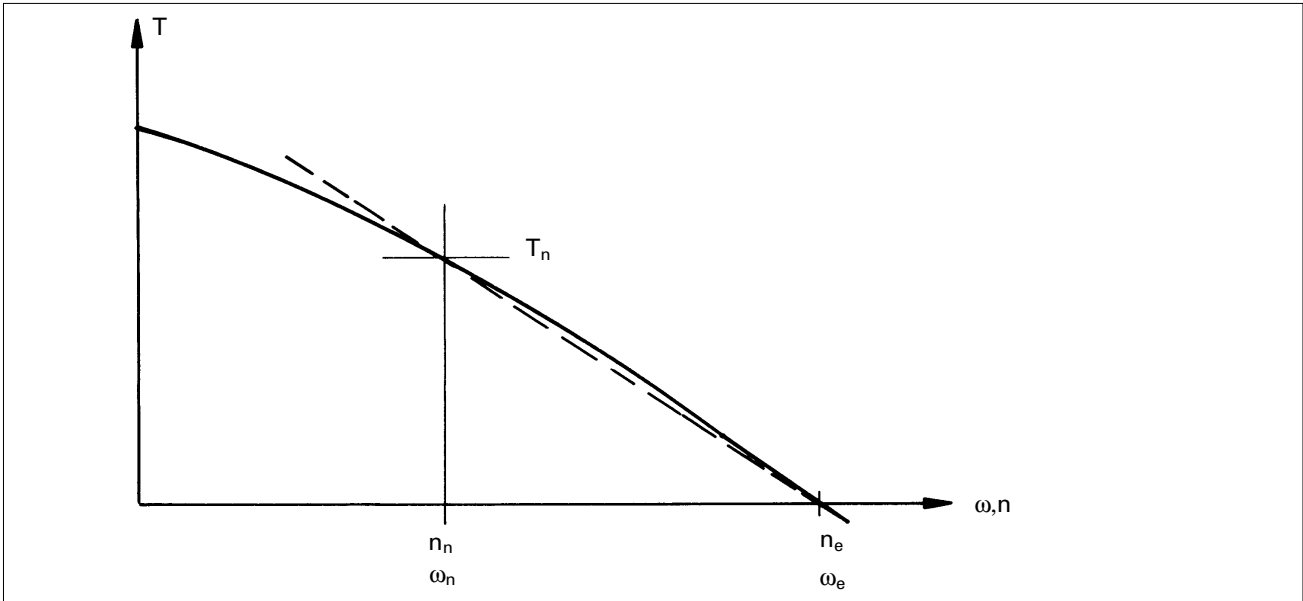


Figure 1.4.4.a: Courbe couple-vitesse de rotation d'une turbine à ouverture fixe

T: couple (Nm)
 T_n : couple à vitesse nominale
 n, ω : vitesse de rotation
 n_n, ω_n : vitesse de rotation nominale
 n_e, ω_e : vitesse d'emballement

$$\omega \text{ (rad/s)} = \frac{\pi}{30} \cdot n \text{ (t/min)}$$

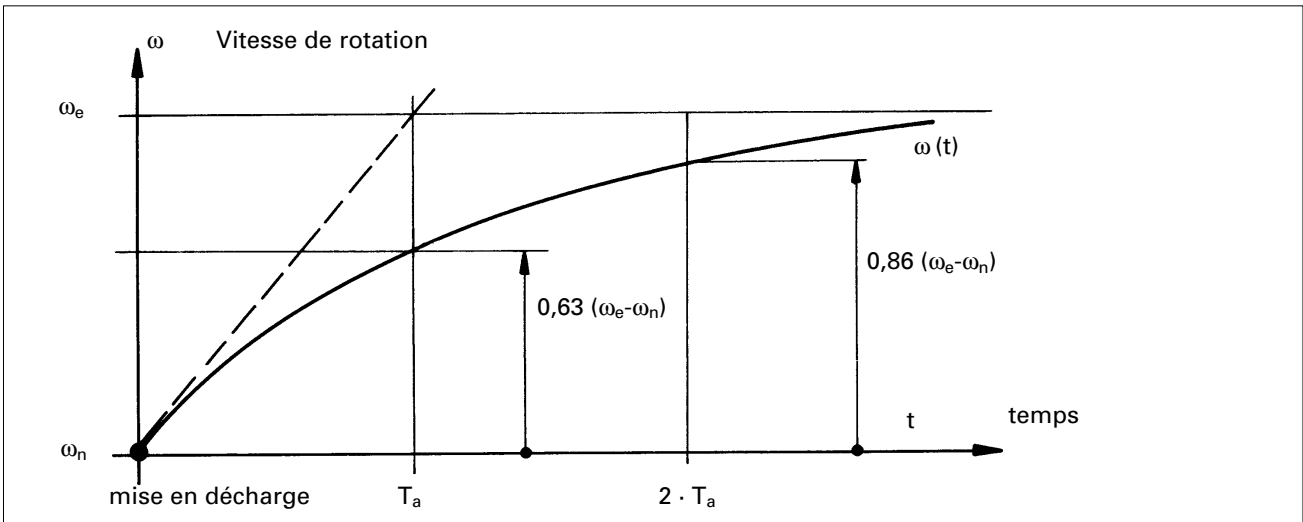


Figure 1.4.4.b: Courbe d'accélération d'un groupe turbogénérateur après mise en décharge brusque, la turbine conservant une ouverture fixe

Constante de temps d'accélération :

$$T_a = \frac{\omega_e - \omega_n}{\omega_n} \cdot T_{an} \text{ (s)} \quad \text{avec} \quad T_{an} = \frac{J \cdot \omega_n^2}{P_{tn}} \text{ (s)}$$

Variation de la vitesse avec le temps : $\omega(t) = \omega_e - (\omega_e - \omega_n) \cdot e^{-t/T_a}$

avec: T_{an} (s) constante d'accélération pour $\omega_e/\omega_n = 2$
 J (kgm²) moment d'inertie du groupe
 ω_n (rad/s) vitesse de rotation nominale
 P_{tn} (W) puissance à l'arbre de la turbine à vitesse nominale

2. Le phénomène du coup de bélier

2.1	Introduction	36
<hr/>		
2.2	Description simplifiée du phénomène	38
2.2.1	Cas de la fermeture instantanée	38
2.2.2	Fermeture graduelle de la vanne	42
<hr/>		
2.3	Introduction des paramètres négligés au chapitre précédent	48
2.3.1	Géométrie de la conduite	48
2.3.2	Les pertes de charge	50
2.3.3	Variation de la vitesse en fonction de la pression	50
<hr/>		
2.4	La méthode d'Allievi	52
2.4.1	Cas de la fermeture	52
2.4.2	Cas de l'ouverture	54
<hr/>		
2.5	Les pertes de charge	56
2.5.1	Les pertes de charge lors de l'utilisation de la formule simplifiée	56
2.5.2	Les pertes de charge lors de l'utilisation de la méthode d'Allievi	56

2.1 Introduction

Le bruit caractéristique que produit une vieille plomberie, lors de la fermeture brusque d'un robinet, est bien connu de tous. Il est dû à la surpression engendrée dans la conduite par le passage brusque de la vitesse de l'eau, de sa valeur initiale à zéro. C'est le coup de bélier.

Cet exemple est à l'origine de l'appellation « coup de bélier » qui est donnée, par extension, à tous les phénomènes de variation de pression dans une conduite dus aux changements de vitesse du liquide transporté.

Dans le cas des aménagements hydroélectriques, les baisses de pression produites lors d'une augmentation de la vitesse peuvent prendre autant d'importance que les surpressions dues à une diminution de celle-ci.

Les variations de vitesse, donc de débit, peuvent avoir deux origines :

- les manœuvres normales des organes de réglage (vanne, pointeau, aubes du distributeur) ;
- les événements exceptionnels, tels que survitesse due à une chute du réseau électrique, pannes diverses, erreurs de manœuvre, etc.

Dans la pratique, le calcul analytique des variations de pression lors de phénomènes de coup de bélier est très complexe.

Il existe cependant des méthodes approchées qui, alliées à une bonne compréhension du phénomène, permettent le dimensionnement des ouvrages concernés.

Pour illustrer de façon simple le phénomène, considérons l'aménagement schématisé de la figure 2.1.

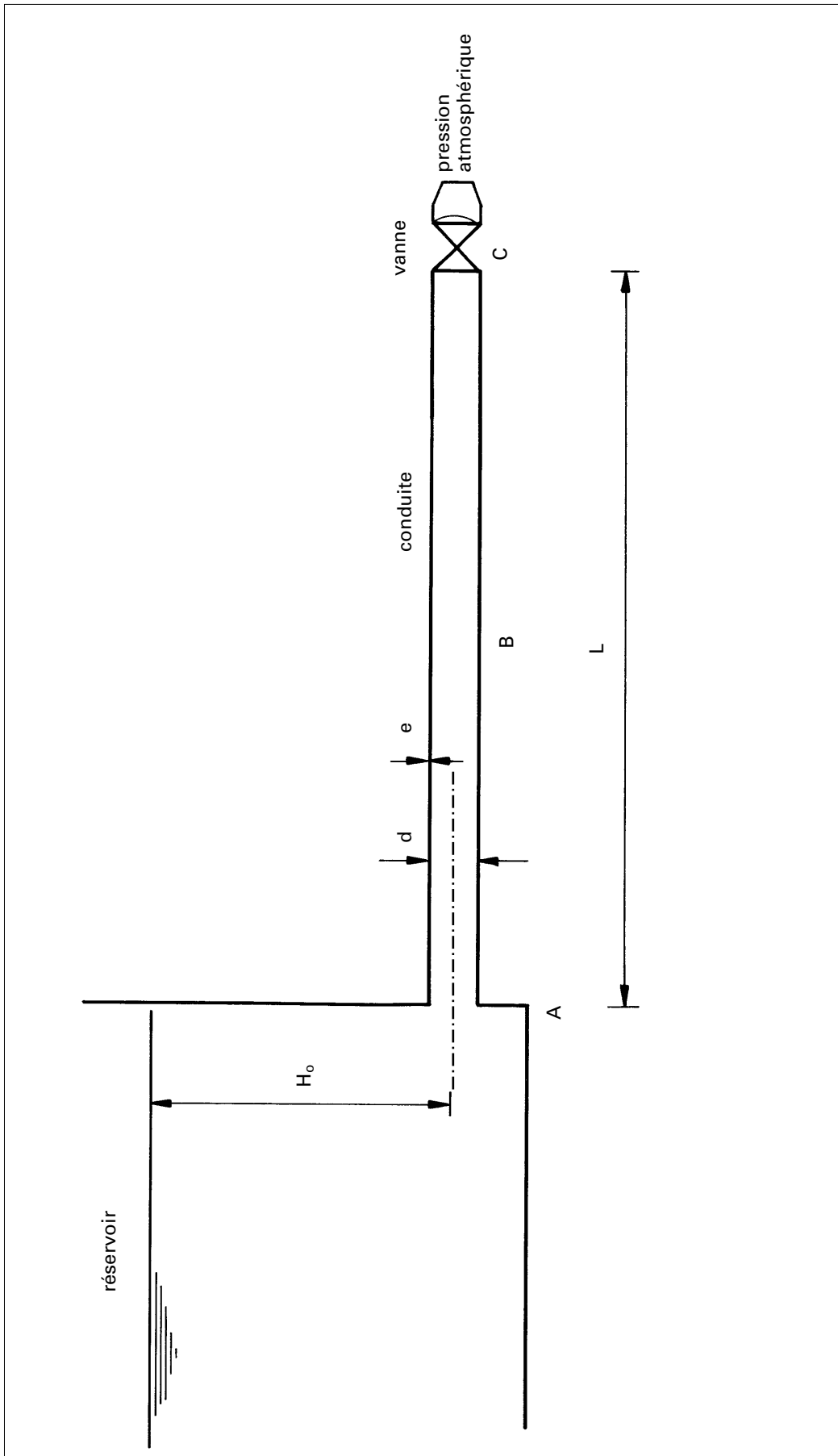


Figure 2.1 : Aménagement schématisé pour la description du phénomène du coup de bélier

H_0 : pression dans la conduite en hauteur de colonne d'eau

L : longueur de la conduite

d : diamètre de la conduite

e : épaisseur de la paroi de la conduite

2.2 Description simplifiée du phénomène

2.2.1 Cas de la fermeture instantanée

A l'état initial (voir figure 2.2.1.a) l'eau s'écoule dans la conduite, du réservoir vers la vanne, à la vitesse v_0 .

Dans ce premier exemple, toutes les pertes de charge sont négligées. La pression est donc uniforme le long de la conduite et égale à $p_0 = \rho g H_0$.

Pour la suite de ce chapitre la pression p sera associée à une hauteur d'eau h , en (m) par la relation :

$$h = \frac{p}{\rho g} \quad [2.1]$$

Avec :

h :	hauteur représentative de la pression	en (m)
p :	pression	en (N/m ²)
	(1 bar = 10 ⁵ (N/m ²))	
ρ :	masse volumique du liquide	en (kg/m ³)
	eau : $\rho = 1000$ (kg/m ³)	
g :	accélération due à la pesanteur =	9.81 (m/s ²)

A l'instant $t = t_1$ la vanne est fermée.

La fermeture est supposée instantanée. Quelques instants après (figure 2.2.1.b), l'eau contenue dans le tronçon **[B C]** est immobile alors que l'eau du tronçon **[A B]** continue de s'écouler vers la vanne à la vitesse v_0 . Elle n'a pas encore reçu l'information : «La vanne est fermée».

Cette information va se déplacer de la vanne vers le réservoir à une vitesse a qui est la vitesse de propagation du son dans l'eau.

Elle se calcule par :

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho (1/K + d/eE)}} \quad [2.2]$$

Avec :

a :	vitesse de propagation de l'onde	en (m/s)
K :	module de compressibilité du liquide	en (N/m ²)
	eau : $K = 2.2 \cdot 10^9$ (N/m ²)	
d :	diamètre de la conduite	en (m)
e :	épaisseur de la paroi de la conduite	en (m)

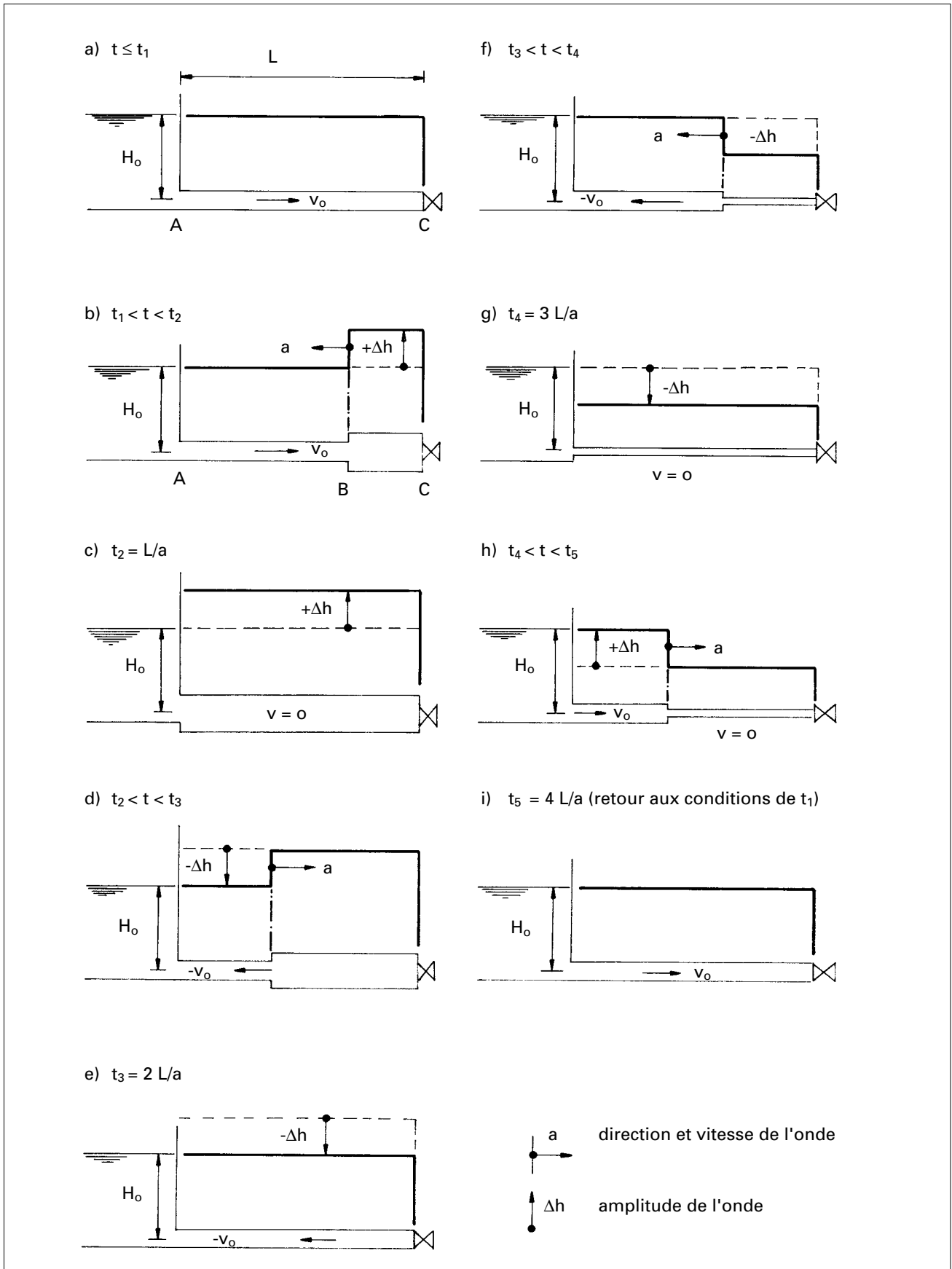


Figure 2.2.1: Coup de bélier pour fermeture instantanée

E: module d'élasticité du matériau de la conduite en (N/m²)
 acier: 210 · 10⁹ (N/m²)
 fonte: 120 - 170 · 10⁹ (N/m²)
 plastiques: 1 - 2 · 10⁹ (N/m²)
 pour les plastiques, valeurs très variables, se renseigner auprès des fabricants

L'énergie cinétique de l'eau arrêtée est transformée en énergie élastique dont une partie sert à déformer la conduite (expansion) et l'autre à comprimer l'eau. La pression dans ce tronçon de conduite va donc croître d'une valeur Δh par rapport à la pression du réservoir.

Cette augmentation se calcule, selon la loi de Joukowsky, par :

$$\Delta h = \frac{a v_0}{g} \quad [2.3]$$

Avec :

Δh : augmentation de la pression due à la fermeture de la vanne en (m)
 a: vitesse de propagation de l'onde en (m/s)
 v₀: vitesse de l'écoulement dans la conduite avant la fermeture en (m/s)
 g: accélération due à la pesanteur = 9.81 (m/s²)

L'onde de pression due à la fermeture se propage, à la vitesse **a**, de la vanne vers le réservoir.

A l'instant $t_2 = L/a$ l'onde de pression atteint le réservoir (figure 2.2.1.c).

L'eau est arrêtée sur toute la longueur de la conduite, et il règne dans celle-ci une pression uniforme $H_0 + \Delta h$. Or l'entrée de la conduite est toujours sous la pression initiale H_0 imposée par le plan d'eau du réservoir.

De manière à rétablir l'équilibre entre les pressions du réservoir et de la conduite, l'eau de celle-ci va commencer à s'écouler avec une vitesse égale à v_0 , mais de sens opposé.

L'énergie cinétique de la phase précédente, stockée sous forme d'énergie élastique de déformation est restituée. La pression se rétablit à sa valeur initiale depuis le réservoir jusqu'à la vanne à mesure que l'eau se met en mouvement vers le point **A**. L'onde de pression a été réfléchiée par le plan d'eau du réservoir (figure 2.2.1.d).

L'onde de pression change de signe lors de sa réflexion sur le plan d'eau.

Une onde négative égale à $-\Delta h$ va se superposer à la surpression existante et l'annuler.

A l'instant $t_3 = 2 L/a$ toute l'eau est en mouvement, à la vitesse v_0 en direction du réservoir et la pression est rétablie sur toute la longueur à sa valeur initiale H_0 (figure 2.2.1.e).

Par inertie l'eau va continuer à s'écouler vers le réservoir diminuant ainsi la pression dans la conduite. L'onde négative égale à $-\Delta h$ est réfléchiée par la vanne et va se cumuler à la pression H_0 existante. La pression va s'établir à la valeur $H_0 - \Delta h$, de la vanne vers le réservoir (figure 2.2.1.f).

L'onde de pression conserve son signe lors de sa réflexion sur la vanne.

Parallèlement à cette diminution de pression, la vitesse de l'eau va passer de v_0 à zéro. A nouveau l'énergie cinétique va être stockée sous forme d'énergie élastique provoquant des déformations égales mais de signe opposé à la première phase.

A l'instant $t_4 = 3 L/a$ la vitesse de l'eau est nulle et la pression égale à $H_0 - \Delta h$ sur toute la longueur de la conduite (figure 2.2.1.g).

Une nouvelle fois l'égalisation des pressions entre le réservoir et l'entrée de la conduite va induire la mise en mouvement de l'eau, cette fois en direction de la vanne (figure 2.2.1.h).

A l'instant $t_5 = 4 L/a$ la totalité de l'eau circule vers la vanne à la vitesse v_0 et la pression est restaurée à sa valeur initiale H_0 (figure 2.2.1.i).

La situation est identique à celle du moment de la fermeture. Un cycle est terminé et un autre, identique, va lui succéder.

Le temps nécessaire à l'onde pour parcourir la conduite dans les deux sens est appelé **période** ou **temps de réflexion**. Il est égal à :

$$T_r = 2 L/a \quad [2.4]$$

Avec :

T_r : temps de réflexion en (s)

L: longueur de la conduite en (m)

a: vitesse de propagation de l'onde en (m/s)

Dans la réalité, les pertes par frottement entre l'eau et les parois de la conduite ainsi que l'énergie perdue lors des déformations de l'eau et de la conduite font que la succession des cycles va s'amortir jusqu'à atteindre un état stable, caractérisé par $v = 0$ et $h = H_0$.

Cet amortissement sera décrit au § 2.3.2.

Au cours d'un cycle la vitesse varie entre $-v_0$ et v_0 et la pression entre $H_0 - \Delta h$ et $H_0 + \Delta h$ avec comme valeurs moyennes $v = 0$ et $H = H_0$ qui sont les valeurs finales.

Dans le cas d'une ouverture instantanée de la vanne il est possible de construire la séquence des variations de vitesses et de pressions selon un schéma semblable.

Les valeurs finales seront $v = v_0$ et $H = H_0$. Par analogie avec le cas de la fermeture, la vitesse variera entre $v = 0$ et $v = 2 v_0$ et la pression entre $H_0 - \Delta h$ et $H_0 + \Delta h$.

2.2.2 Fermeture graduelle de la vanne

a) Fermeture partielle instantanée

La vitesse initiale est v_0 et la vitesse finale v_1 . La variation de pression est donnée par la formule [2.3] avec :

$$\Delta h = \frac{a (v_0 - v_1)}{g} = \frac{a \Delta v}{g} \quad [2.4]$$

b) Fermeture par étapes

La fermeture graduelle peut être approchée par une succession de fermetures partielles. Chacune produit une onde de surpression partant de la vanne et allant vers le réservoir. A chaque instant la pression dans la conduite est la somme algébrique de toutes les pressions directes et réfléchies. Le temps de fermeture T_f est le temps total nécessaire à la fermeture complète de la vanne.

Prenons l'exemple d'une fermeture graduelle en trois étapes successives :

1 ^{re} étape	au temps $t_1 = 0$	passage de v_0 à $v_1 = 2/3$ de v_0
2 ^e étape	au temps $t_2 = T_f/2$	passage de v_1 à $v_2 = 1/3$ de v_0
3 ^e étape	au temps $t_3 = T_f$	passage de v_2 à $v_3 = 0$

Chaque fermeture produit une onde de surpression égale à :

$$\Delta h = \frac{a (v_0 / 3)}{g} \quad [2.4]$$

Dans le cas où $T_f < T_r$ la fermeture complète se fait avant que l'onde réfléchie de la première étape ne soit revenue à la vanne. A cet

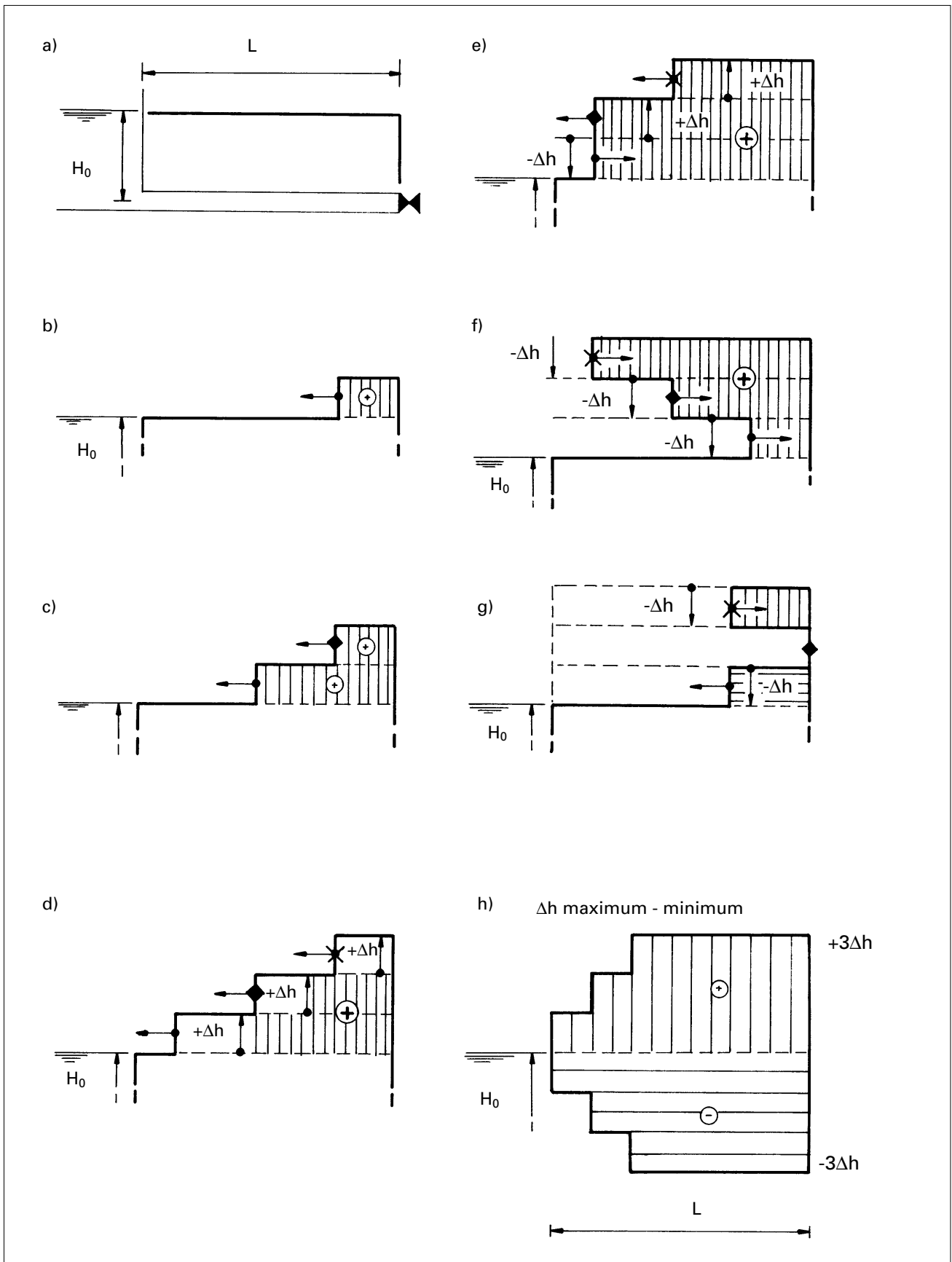


Figure 2.2.2.1: Coup de bélier pour fermeture par étapes avec $T_f < 2L/a$

endroit c'est donc la totalité de la surpression qui va agir (voir figure 2.2.2.1).

$$\Delta h = \frac{a \sum \Delta v}{g} = \frac{a v_0}{g} \quad [2.3]$$

Cependant à partir d'une certaine distance l'onde de la troisième fermeture va rencontrer la réflexion de la première. A partir de ce point la surpression totale ne sera plus atteinte. La figure 2.2.2.1.h montre les extrêmes que peuvent prendre les variations de pression à chaque point de la conduite.

Si par contre $T_f > T_r$, la vanne n'est pas encore complètement fermée au moment du retour de l'onde de la première fermeture (voir figure 2.2.2.2). La surpression va être atténuée et n'atteindra pas sa valeur totale. La surpression maximum vaut :

$$\Delta h_{\max} = 2\Delta h$$

avec

$$\Delta h = \frac{a v_0}{3g}$$

La figure 2.2.2.2.e montre les extrêmes que peuvent prendre les variations de pression à chaque point de la conduite.

c) Fermeture graduelle continue

Dans le cas d'une fermeture graduelle continue, la pression à tout moment et en tout point de la conduite se trouve de la même manière.

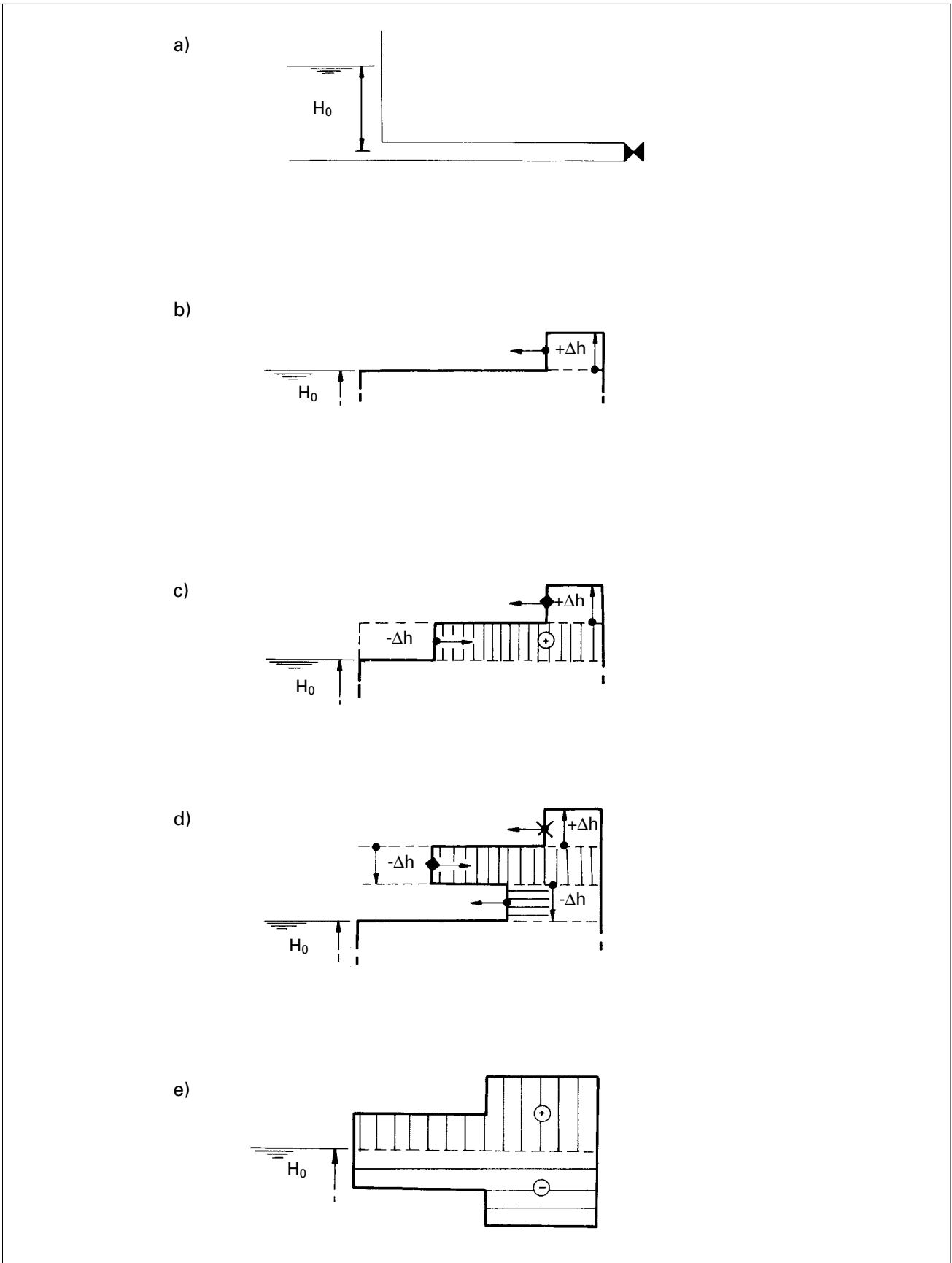


Figure 2.2.2.2: Coup de bélier pour fermeture par étapes avec $T_f > 2L/a$

La figure 2.2.2.3 montre le cas d'une fermeture graduelle linéaire.

De même que pour la fermeture par étapes, une fermeture graduelle continue ne permet de diminuer la valeur maximale de la surpression au droit de la vanne que si $T_f > T_r$.

Δh_{\max} est atteint à l'instant $T_r = 2L/a$ où l'onde réfléchie arrive à la vanne. En effet dès l'instant suivant $t > T_r$ l'effet de l'onde se réfléchit sur la vanne en gardant son signe négatif (voir figure 2.2.2.3.e).

La figure 2.2.2.3.f montre les extrêmes que peuvent prendre les variations de pression à chaque point de la conduite.

La figure 2.2.2.3.d montre que :

$$\frac{\Delta h_{\max}}{2 \cdot L} = \frac{\Delta h_{\text{tot}}}{T_f \cdot a}$$

$$\text{d'où } \Delta h_{\max} = \Delta h_{\text{tot}} \cdot \frac{2 \cdot L}{T_f \cdot a}$$

$$\text{avec } \Delta h_{\text{tot}} = \frac{a \cdot v_0}{g}$$

$$\Delta h_{\max} = \frac{2 \cdot v_0 \cdot L}{g \cdot T_f} \quad [2.5]$$

Cette formule dite **formule simplifiée** est très utile pour avoir une première idée de l'importance que peuvent prendre les problèmes de coup de bélier. En effet elle donne la limite supérieure de l'augmentation ou de la diminution de pression dans une conduite.

Pour $T_f > T_r$, la valeur de Δh_{\max} est indépendante de a et donc du matériau de la conduite.

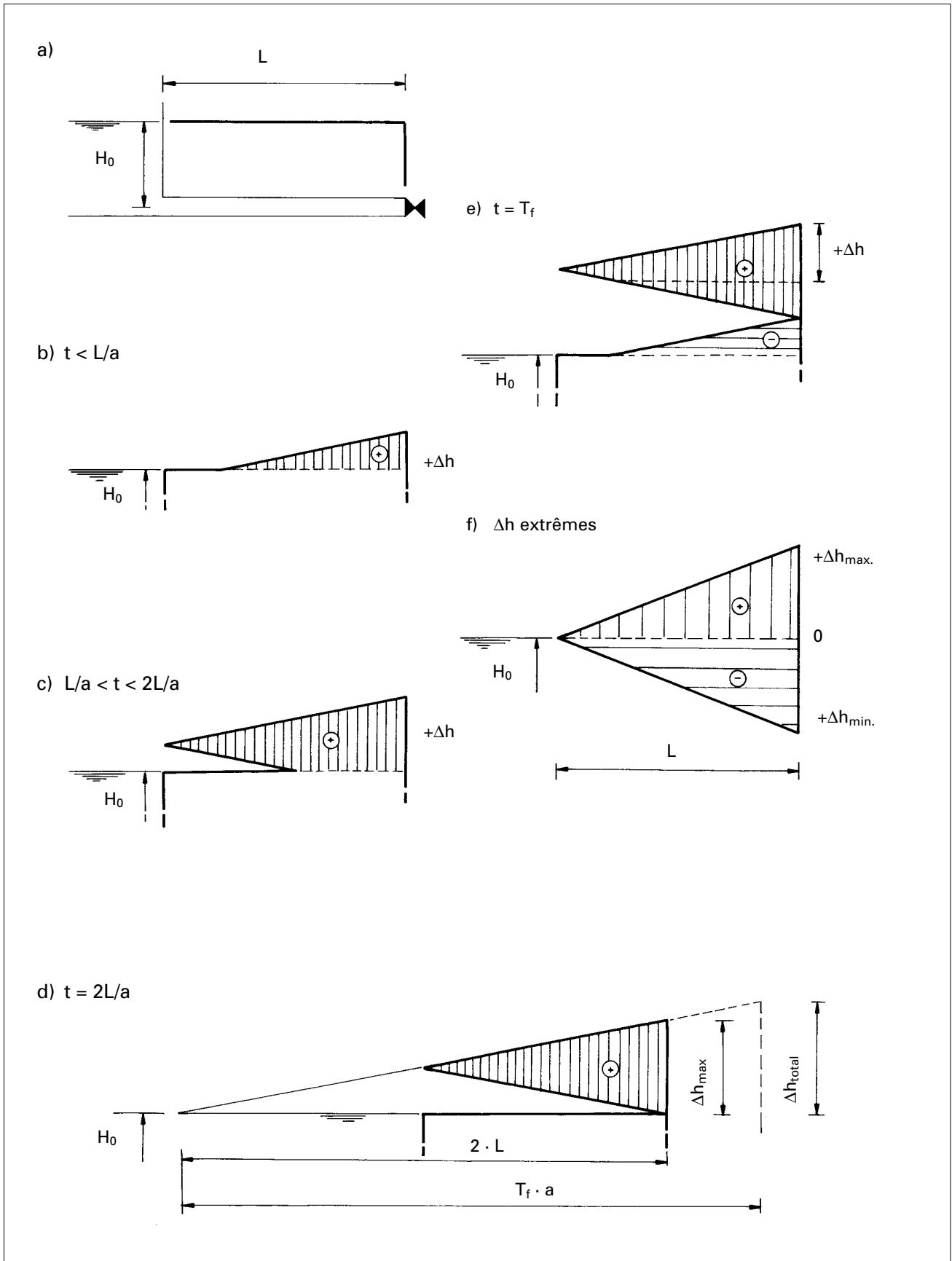


Figure 2.2.2.3: Coup de bélier pour une fermeture linéaire avec $T_f > T_r$

2.3 Introduction des paramètres négligés au chapitre précédent

Au chapitre précédant la réalité a été simplifiée. Dans ce chapitre certains éléments négligés vont être réintroduits.

2.3.1 Géométrie de la conduite (voir figure 2.3.1)

a) Longueur de la conduite

La conduite forcée des aménagement hydroélectriques n'est jamais horizontale et rarement de pente constante. La longueur L utilisée dans les calculs doit être la longueur effective de la conduite.

b) Diamètre et épaisseur

Au cas où ces caractéristiques ne sont pas constantes le long de la conduite, le temps de réflexion de l'onde T_r est la somme des temps de réflexion de chaque tronçon.

$$T_r = 2 \cdot \sum \frac{L_i}{a_i}$$

a_i est calculé pour chaque tronçon par la formule [2.2].

c) Valeurs équivalentes

Il peut s'avérer utile, pour certains calculs, de ramener une conduite constituée de tronçons de caractéristiques différentes à une conduite équivalente de caractéristiques homogènes.

vitesse de propagation équivalente

$$a_{\text{éq}} = \frac{2L}{T_r}$$

section équivalente

$$S_{\text{éq}} = \frac{L}{\left(\frac{L_1}{S_1} + \frac{L_2}{S_2} + \frac{L_3}{S_3} + \dots \right)}$$

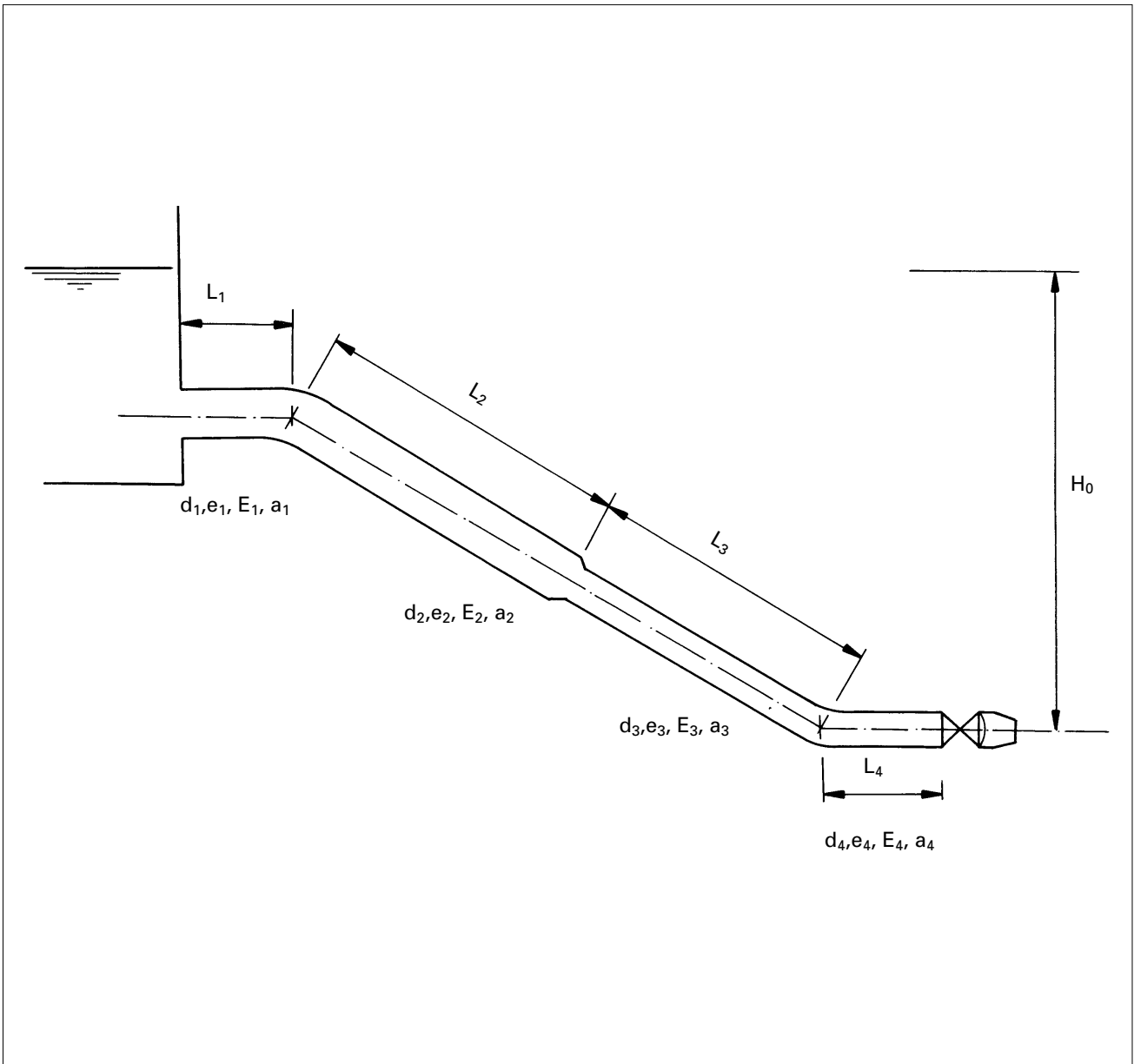


Figure 2.3.1: Calcul de T_r pour conduite composée

$$L = \sum L_i$$

$$a_i = \sqrt{\frac{1}{\rho \left(\frac{1}{k} + \frac{d_i}{e_i E_i} \right)}} \quad [2.2]$$

$$T_r = 2 \cdot \sum \frac{L_i}{a_i}$$

2.3.2 Les pertes de charge

Les pertes de charge agissent de deux manières sur le phénomène de coup de bélier :

a) Amortissement

Comme montré au § 2.2.1 le coup de bélier est un phénomène cyclique de période $4L/a$. Les pertes de charge induisent un amortissement du phénomène en diminuant l'amplitude après chaque oscillation (voir figure 2.3.2).

Le souci du constructeur étant le dimensionnement des ouvrages, seules les valeurs extrêmes de la pression l'intéressent. Les phénomènes d'amortissement ne seront donc pas traités ici.

b) Influence des pertes de charge sur les valeurs extrêmes

L'influence des pertes de charge sur le calcul de la pression dépend de la méthode utilisée. Elle est présentée au § 2.5.

2.3.3 Variation de la vitesse en fonction de la pression

Lors de la fermeture graduelle de la vanne un débit d'eau continue de s'écouler par l'ouverture restante. La vitesse de sortie v_s dépend de la charge (ou pression) h à l'amont de la vanne :

$$v_s = \sqrt{2 g h}$$

Or dans les phénomènes de coup de bélier la pression dans la conduite n'est pas constante au cours du temps.

Par conséquent la vitesse de sortie et donc, par conservation du débit, la vitesse dans la conduite est variable pour une ouverture de la vanne donnée. Or l'amplitude du coup de bélier dépend de la vitesse dans la conduite.

Pour prendre en compte l'effet de la variation de la vitesse sous l'effet de la pression instantanée, **Allievi** a mis au point la méthode présentée au paragraphe suivant.

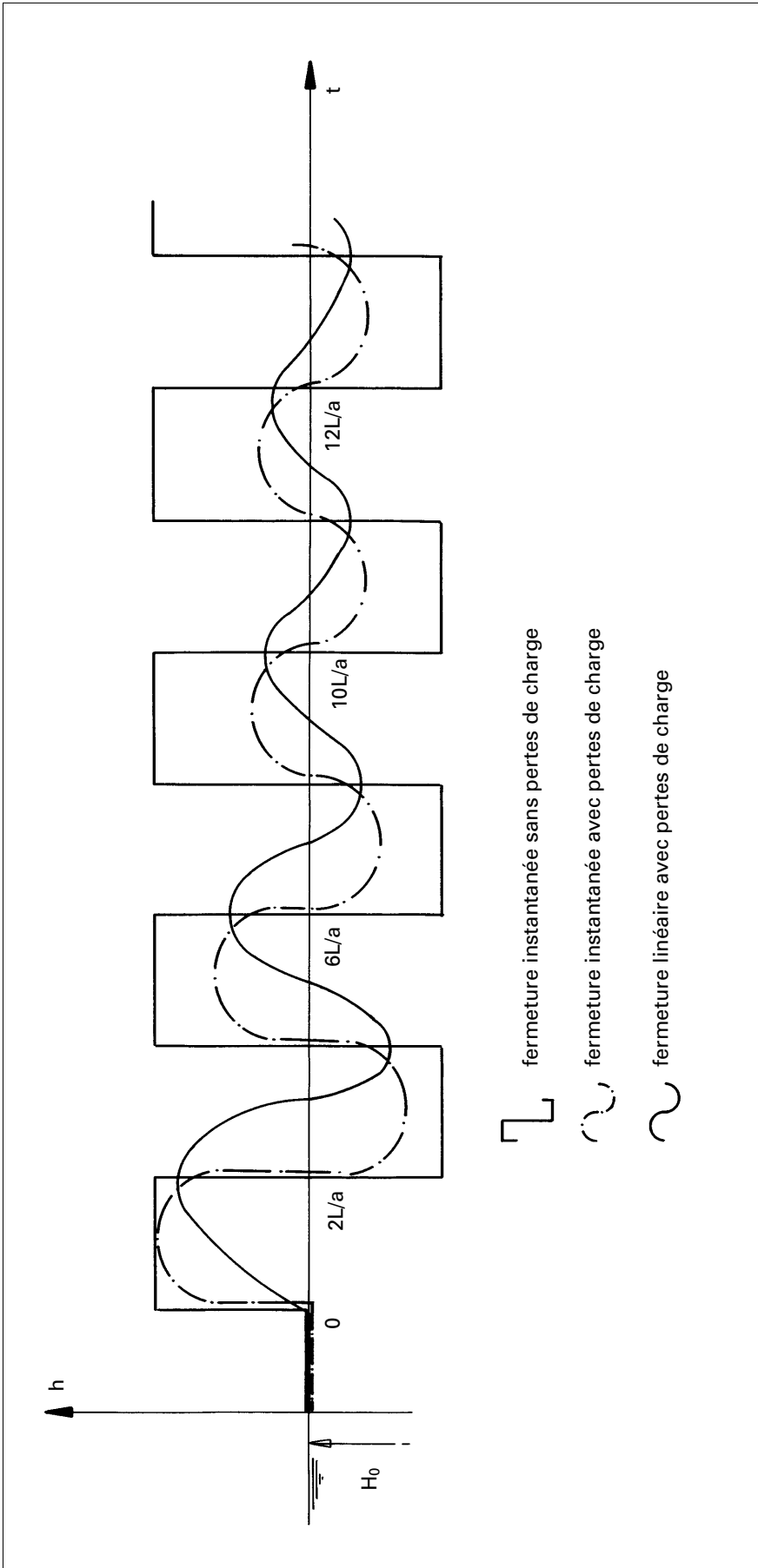


Figure 2.3.2. Effet des pertes de charge

2.4 La méthode d'Allievi

2.4.1 Cas de la fermeture

La pression maximum atteinte dans la conduite est donnée par

$$H_{\max} = Z^2 H_n$$

Z^2 : facteur de charge donné par l'abaque de la figure 2.4.1.

H_n : chute nette au débit initial en (m)

Les entrées dans l'abaque sont:

Le temps de fermeture relatif t_f

$$t_f = \frac{T_f}{T_r}$$

T_r : temps de réflexion de l'onde en (s)

T_f : temps de fermeture linéarisé (voir § 1.4 et 3.2) en (s)

Constante d'Allievi h_w

$$h_w = \frac{a Q_{\text{nom}}}{2 g H_n S}$$

a : vitesse de propagation de l'onde en (m/s)

Q_{nom} : débit au début de la fermeture en (m³/s)

g : accélération due à la pesanteur = 9.81 (m/s²)

H_n : chute nette au début de la fermeture en (m)

S : section de la conduite en (m²)

Au cas où **a** ou **S** ne sont pas constantes le long de la conduite voir § 2.3.1.

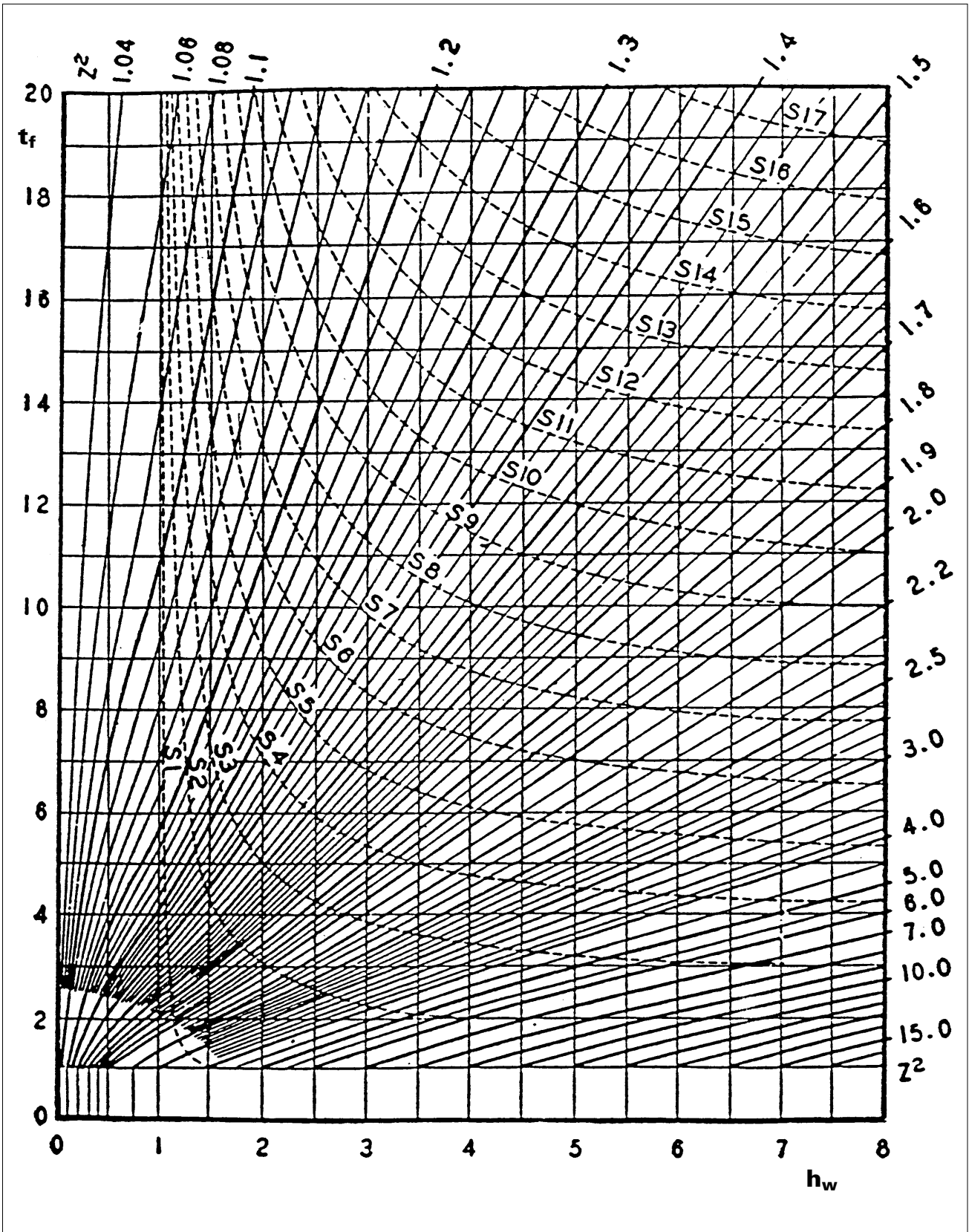


Figure 2.4.1: Abaque d'Allievi pour la fermeture

2.4.2 Cas de l'ouverture

La pression minimum atteinte dans la conduite est donnée par :

$$H_{\min} = H_n Z^2$$

Z^2 : facteur de charge donné par l'abaque de la figure 2.4.2.

H_n : chute nette au débit initial en (m)

Les entrées dans l'abaque sont :

Le temps d'ouverture relatif t_o

$$t_o = \frac{T_o}{T_r}$$

T_r : temps de réflexion de l'onde en (s)

T_o : temps d'ouverture linéarisé (voir § 1.4 et 3.2) en (s)

Constante d'Allievi h_w

$$h_w = \frac{a Q_{\text{nom}}}{2 g H_n S}$$

a : vitesse de propagation de l'onde en (m/s)

Q_{nom} : débit à la fin de l'ouverture en (m³/s)

g : accélération due à la pesanteur = 9.81 (m/s²)

H_n : chute nette au début de l'ouverture en (m)

S : section de la conduite en (m²)

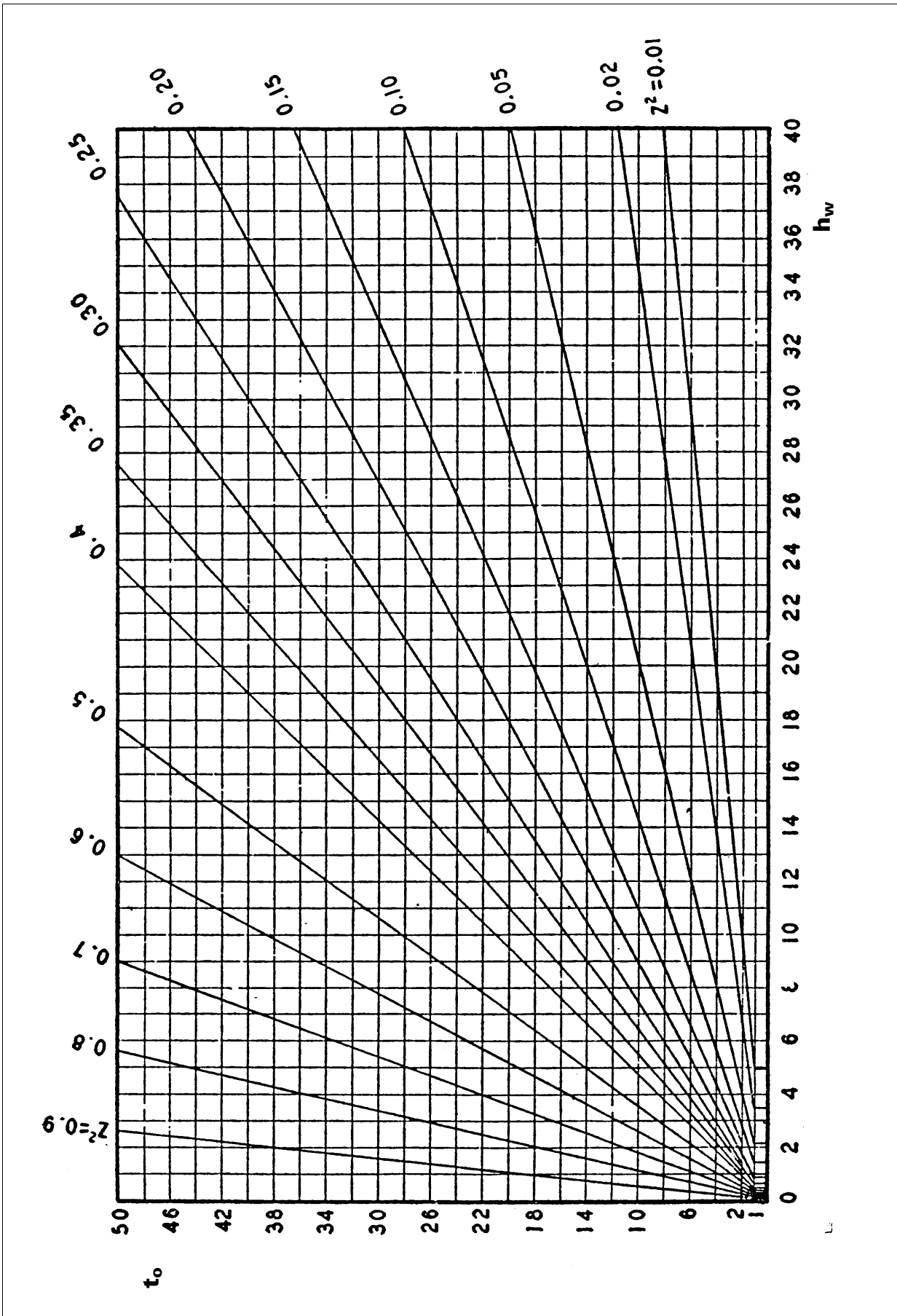


Figure 2.4.2: Abaque d'Allievi pour l'ouverture

2.5 Les pertes de charge

2.5.1 Les pertes de charge lors de l'utilisation de la formule simplifiée

Dans les exemples du paragraphe 2.2 les pertes de charge dans la conduite ont été négligées. Cela amène à une surestimation du coup de bélier. En effet la surpression Δh est ajoutée à la pression statique H_0 initiale correspondant au niveau du plan d'eau amont. Or la pression qui règne réellement dans la conduite est H_0 moins les pertes de charge. Celles-ci dépendent du débit et varient donc au cours du phénomène.

En négligeant les pertes de charge lors d'une première estimation du coup de bélier par la formule [2.5] le résultat est du côté de la sécurité.

2.5.2 Les pertes de charge lors de l'utilisation de la méthode d'Allievi

Lors de l'utilisation de la méthode d'Allievi le facteur h_w est calculé avec la chute nette H_n , soit la chute brute moins les pertes de charge.

Dans le cas de la fermeture, la chute nette est calculée au débit initial et va augmenter au cours du temps. Le calcul présenté au paragraphe 2.4 prenant en compte une chute nette constante est trop favorable.

Dans le cas de la fermeture les pertes de charge seront ajoutées à la valeur maximum de la pression calculée par la méthode d'Allievi.

Dans le cas de l'ouverture, la chute nette initiale est égale à la chute brute et va diminuer au cours du temps. Le calcul présenté au paragraphe 2.4 prenant en compte une chute nette constante et égale à la chute brute est trop favorable pour le calcul des sous-pressions dans la partie haute de la conduite.

Dans le cas de l'ouverture les pertes de charge seront soustraites de la pression minimale calculée par la méthode d'Allievi.

3. Cas particuliers de coups de bélier et mesures de prévention

3.1	Réflexions par rapport à la conception générale du projet	58
3.2	Coup de bélier provoqué par l'emballement d'une turbine à réaction ou d'une pompe inversée	60
3.3	Coup de bélier provoqué par la régulation niveau-débit	62
3.4	Coup de bélier négatif avec séparation de colonne d'eau	64
3.5	Résumé des moyens de réduire les coups de bélier	66

3.1 Réflexions par rapport à la conception générale du projet

Certains paramètres de base d'une petite centrale hydraulique à conduite forcée sont fixés par les caractéristiques du site :

- la longueur et le profil de la conduite forcée ;
- la chute et le débit de l'aménagement.

Au moment de la conception, l'ingénieur peut choisir des solutions techniques qui simplifient le problème du coup de bélier, par exemple :

- **Diamètre de la conduite forcée**

Le choix d'un calibre plus grand permet de réduire d'une part les pertes de charge, et d'autre part l'amplitude du coup de bélier, puisque la vitesse d'écoulement est plus faible. Le surcoût par rapport à un diamètre optimal du point de vue économique sera comparé à celui de l'appareillage destiné à réduire les surpressions éventuelles.

- **Matériau de la conduite forcée**

Pour des pressions inférieures à 16 bar, l'utilisation de tuyaux en plastique, en particulier le PE peut s'avérer avantageuse. La vitesse de propagation de l'onde est de l'ordre de 400 m/s, soit moins de la moitié de la valeur atteinte dans des conduites en acier et l'amplitude du coup de bélier instantané est considérablement réduite.

En cas de fermeture lente d'une vanne ($T_f > T_r$), il n'y a par contre pas de différence sensible, car l'amplitude du coup de bélier est indépendante du matériau de la conduite.

Le plastique permet surtout d'amortir les surpressions dues aux petites variations brusques de débit (impulsions de régulation par exemple).

- **Type de turbine**

Le débit des turbines à action (Pelton, Crossflow) est indépendant de la vitesse de rotation (voir brochure PACER « Turbines hydrauliques » chapitre 2).

En cas de mise en décharge brusque, la turbine s'emballe sans que le débit ne varie, et le distributeur ou l'injecteur peut être fermé lentement pour limiter la surpression.

Si le groupe est construit pour supporter la vitesse d'emballement pendant la durée de fermeture du vannage de la turbine, il n'y a pas lieu de prévoir un volant d'inertie pour en ralentir l'accélération.

La turbine Pelton peut être équipée d'un déflecteur à action rapide qui dévie le jet et limite ainsi la durée et l'amplitude de la survitesse (voir figure 3.1).

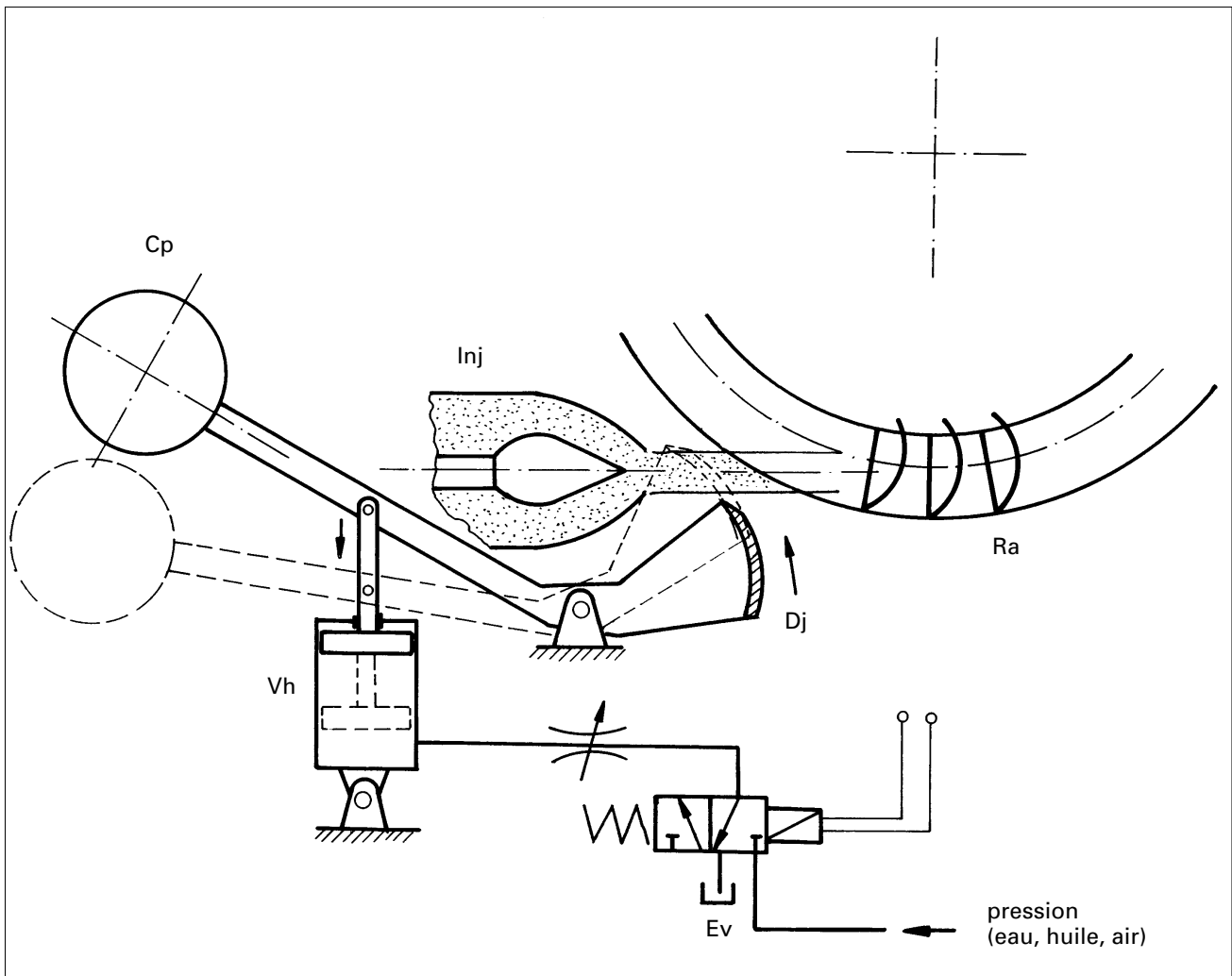


Figure 3.1: Déflecteur de jet d'une turbine Pelton pour protection contre l'emballement

- Ra: roue à augets
- Inj: injecteur
- Dj: déflecteur du jet
- Cp: contrepoids
- Vh: vérin hydraulique
- Ev: électrovanne à 3 voies

Déflecteur engagé par le contrepoids pour l'arrêt de la turbine

Déflecteur dégagé par vérin commandé par l'électrovanne à la mise en service de la turbine

3.2 Coup de bélier provoqué par l'emballement d'une turbine à réaction ou d'une pompe inversée

Le débit des **turbines à réaction** et des **pompes inversées** varie avec la vitesse de rotation.

Lorsque le groupe est mis en décharge et que sa vitesse augmente jusqu'à l'emballement, le débit va soit diminuer (pour une vitesse spécifique n_q inférieure à 100), soit augmenter (n_q supérieure à 100).

Pour des pompes inversées à faible vitesse spécifique ($n_q = 20$ à 40), le débit d'emballement peut même s'abaisser jusqu'à 50 % du débit nominal bien que la vitesse d'emballement soit relativement basse (1.4 à 1.6 fois la vitesse nominale).

Le coup de bélier qui peut être produit par l'emballement d'une turbine à réaction sera donc considéré avec sérieux.

Il est important que le fabricant de la turbine n'indique pas seulement la **vitesse d'emballement** mais aussi le **débit d'emballement** sous chute nominale lorsqu'il soumet une offre.

Lorsqu'une turbine à réaction s'emballe, elle se comporte comme une vanne qui se ferme (ou s'ouvre). Le temps de manœuvre correspondant est calculé à partir de la courbe d'accélération du groupe (paramètre : constante de temps d'accélération T_a) et de la courbe débit-vitesse de la turbine (paramètres : débits nominal et d'emballement).

La figure 3.2 présente le calcul graphique de la courbe débit-temps d'une turbine entre vitesses nominale et d'emballement ainsi qu'une formule simplifiée permettant d'estimer le temps équivalent à utiliser pour le calcul approché du coup de bélier (loi linéaire de variation du débit).

Remarque importante :

Les valeurs indiquées par les constructeurs pour le débit et la vitesse d'emballement correspondent à un fonctionnement sous **chute nette nominale**. Si la chute change par une variation des pertes de charge ou par la surpression due au coup de bélier, le débit et la vitesse d'emballement seront corrigés par les formules :

$$n_e = n_{en} \cdot \sqrt{\frac{H}{H_n}} \quad \text{ou} \quad \omega_e = \omega_{en} \cdot \sqrt{\frac{H}{H_n}}$$

$$Q_e = Q_{en} \cdot \sqrt{\frac{H}{H_n}} \quad \text{avec} \quad H_n = \text{chute nominale}$$

$$H = \text{chute réelle}$$

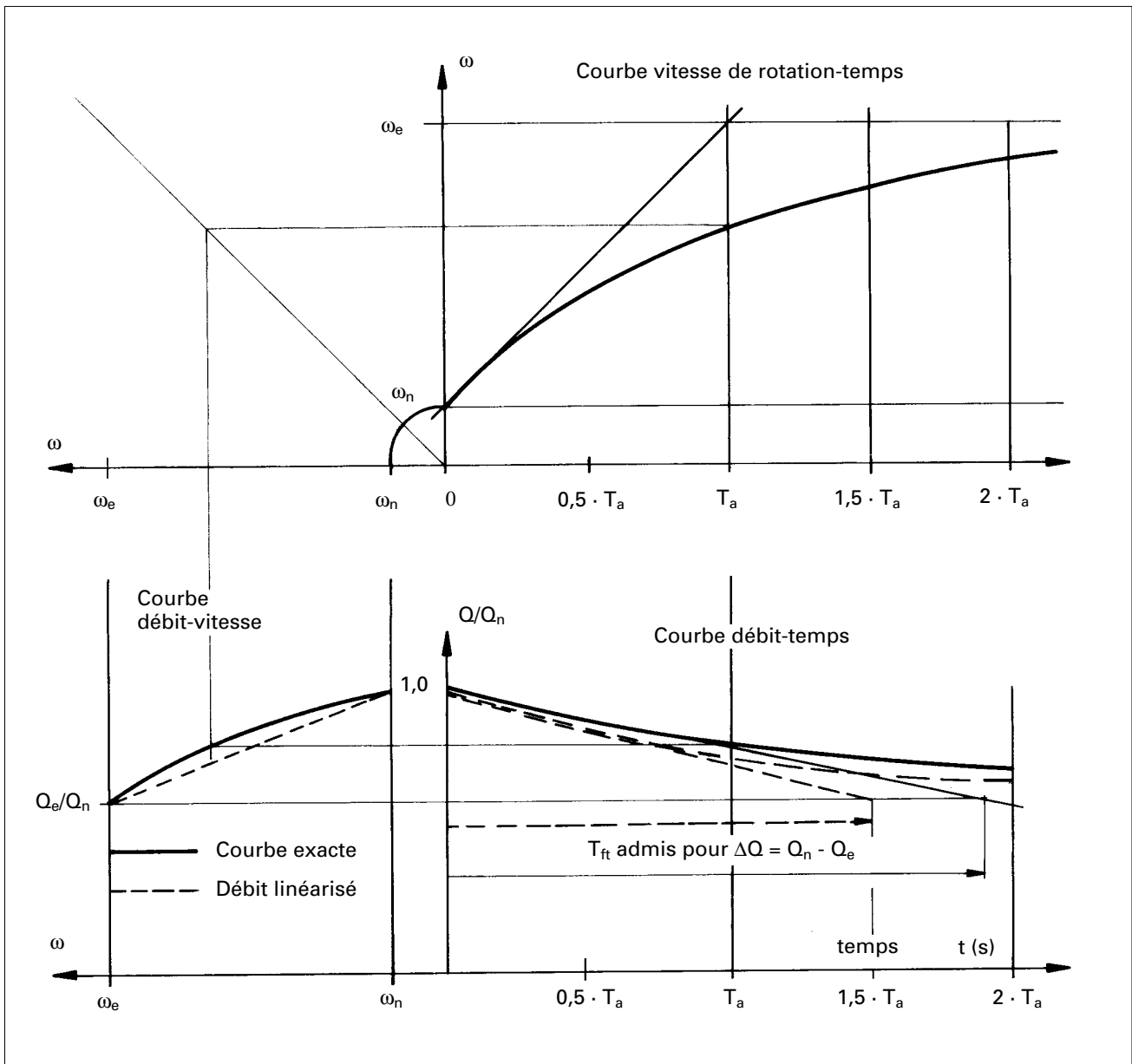


Figure 3.2: Calcul graphique et formule approchée pour l'estimation du paramètre temps de manœuvre équivalent d'une turbine entre débit nominal et d'emballement

ω (rad/s)	vitesse de rotation
$\omega = n \cdot \Pi/30$	avec n (t/min)
Q (m^3/s)	débit de la turbine
ω_n :	vitesse nominale
ω_e :	vitesse d'emballement
Q_n :	débit nominal
Q_e :	débit d'emballement
T_a (s):	constante de temps d'accélération (voir §1.4.4)

Temps de manœuvre d'une vanne équivalente à la turbine: $T_{ft} \cong 1.5 \dots 2.0 \cdot T_a$

Pour une variation de débit de: $\Delta Q = Q_n - Q_e$

3.3 Coup de bélier provoqué par la régulation niveau-débit

Les régulateurs niveau-débit travaillent le plus souvent par impulsions : à intervalles plus ou moins réguliers, la vanne de régulation ou le distributeur de la turbine reçoit un ordre d'ouverture ou de fermeture partiel. Le débit est diminué ou augmenté pour compenser l'abaissement ou la montée du niveau du plan d'eau contrôlé.

Chaque impulsion, si sa fréquence est inférieure au temps de réflexion T_r , crée une légère surpression qui correspond à un mini-coup de bélier instantané.

Pour certaines fréquences des impulsions de régulation, le coup de bélier peut être amplifié et créer des surpressions dangereuses.

La figure 3.3 montre un cas extrême où la fréquence des impulsions correspond au double du temps de réflexion de l'onde : dans ce cas, l'amplification du coup de bélier est maximale.

Avant la mise en service d'une petite centrale, il est vivement recommandé de comparer la fréquence des impulsions de régulation avec le temps de réflexion de l'onde et d'apporter les corrections utiles.

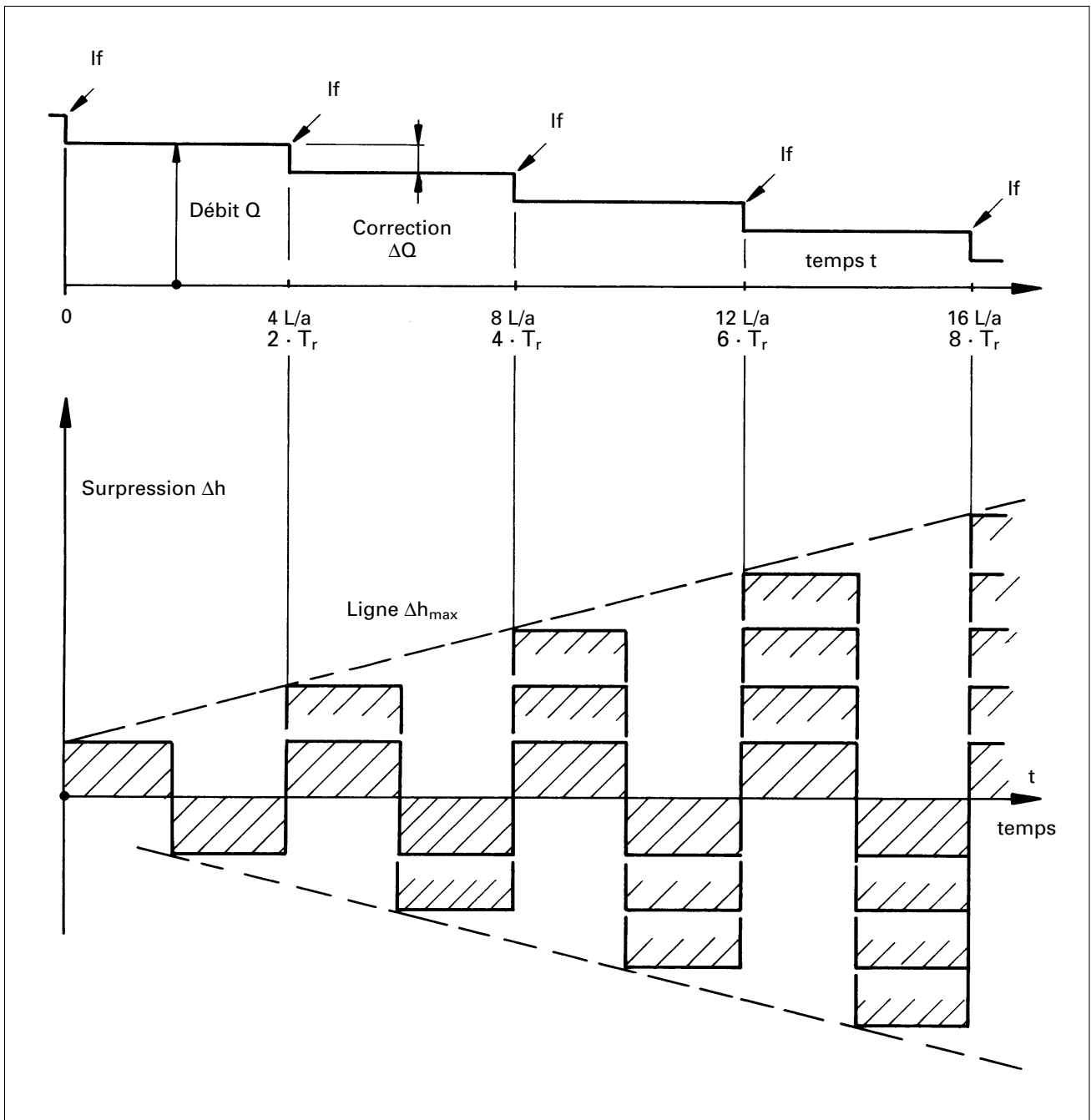


Figure 3.3: Cas extrême d'une régulation niveau-débit provoquant l'amplification du coup de bélier

- If: impulsion donnant un ordre de fermeture partiel de la vanne
- L: longueur de la conduite
- a: vitesse de l'onde
- $T_r = 2 \cdot L/a$: temps de réflexion de l'onde

3.4 Coup de bélier négatif avec séparation de colonne d'eau

Lorsque le tracé d'une conduite comporte une longue section à faible pente en amont, la dépression due à un coup de bélier peut atteindre localement la pression de dégagement de vapeur. La colonne d'eau se sépare en deux parties avec une zone intermédiaire formée de vapeur.

Lors du retour de l'onde, la pression remonte et les deux colonnes d'eau se rapprochent et se rencontrent violemment avec la disparition de la vapeur.

Le choc entre les deux masses d'eau provoque une forte surpression pouvant causer des dégâts considérables.

Au cours de l'étude d'une installation, il convient d'examiner avec soin les dépressions causées par le coup de bélier sur le tracé d'une conduite pour prévenir une éventuelle séparation de colonne d'eau.

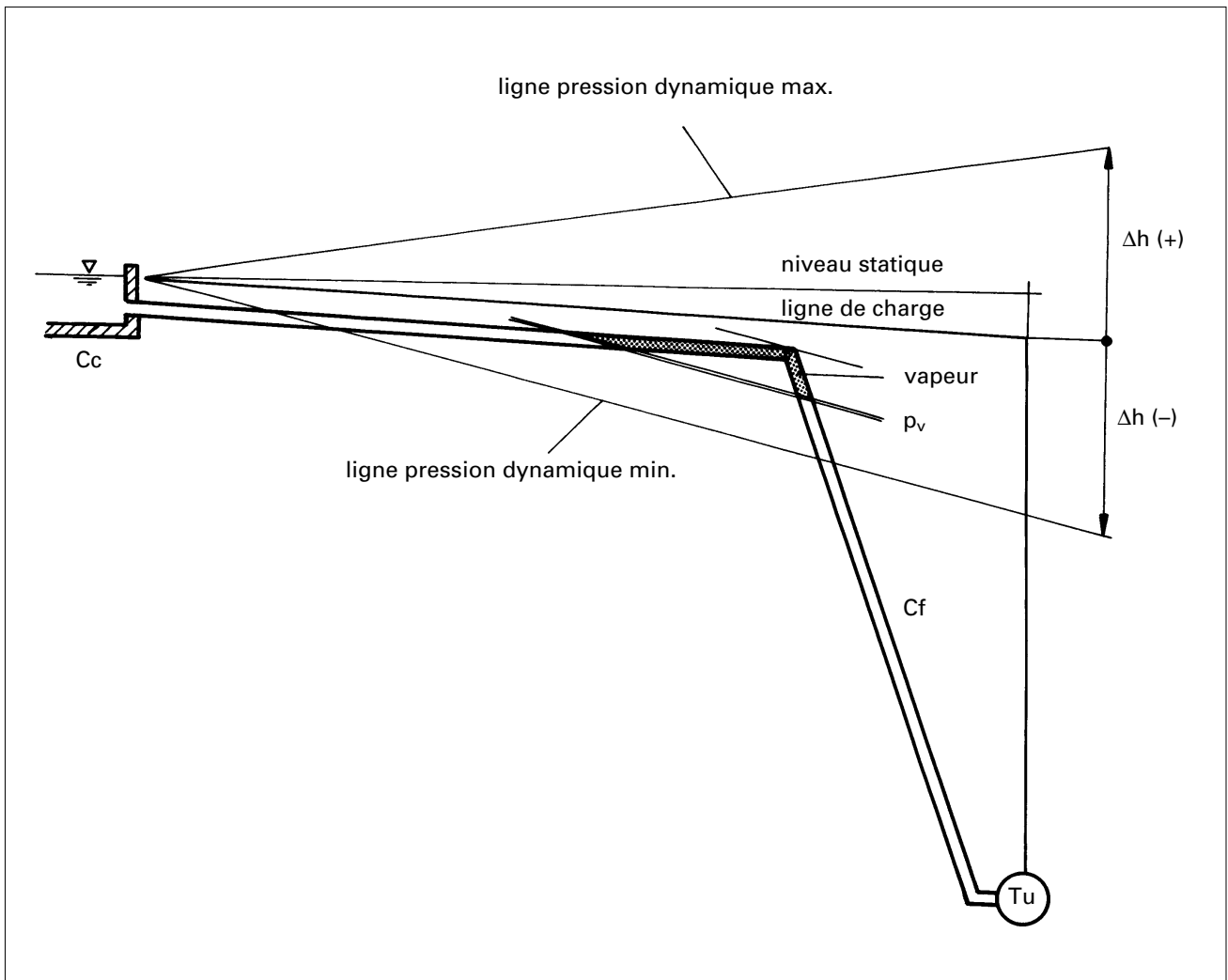


Figure 3.4: Séparation de colonne d'eau due à la surpression négative du coup de bélier (tracé de conduite défavorable)

- Cc: chambre de mise en charge
- Cf: conduite forcée
- Tu: turbine
- p_v : pression de dégagement de vapeur
- Δh : surpression coup de bélier (positif et négatif)

3.5 Résumé des moyens de réduire les coups de bélier

Les surpressions dues au coup de bélier peuvent être réduites par les divers moyens énumérés ci-après :

Conduite forcée

1. Surdimensionner le diamètre de la conduite pour réduire la vitesse de l'eau.
2. Choisir un matériau qui permette une réduction de la vitesse de l'onde (voir 3.1).
3. Réduire autant que possible la longueur de la conduite forcée, et en conséquence le temps de réflexion de l'onde, ce qui permet une fermeture plus rapide des vannes et organes de réglage du débit. Intercaler si nécessaire une chambre d'équilibre qui interrompra le déplacement de l'onde de pression vers l'amont.

Turbine

4. Doter le groupe turbogénérateur d'un volant d'inertie qui permettra d'allonger la constante de temps T_a (voir 3.2).

Vannes et organes de réglage du débit

5. Calculer correctement le temps de manœuvre en tenant compte de la non-linéarité des caractéristiques (voir 1.4.1).
Eviter des intervalles entre impulsions de régulation qui soient un multiple du temps de réflexion de l'onde (voir 3.3).

Autres solutions techniques

6. Amortisseur hydropneumatique placé à l'extrémité aval de la conduite forcée.
Il s'agit d'un récipient sous pression rempli d'air, l'air étant séparé le plus souvent de l'eau par une membrane (vase d'expansion).
7. Vanne de décharge automatique bypass commandée par la pression (par exemple de type Clayton).
8. Blocage rapide de la turbine par un frein mécanique pour éviter son emballement. Cette technique peut être utilisée sur des turbines dont le débit varie peu entre l'arrêt rotor bloqué et la vitesse nominale (par exemple pompes inversées).

Les solutions 7 et 8, mécaniquement plus délicates, demandent des contrôles périodiques et un entretien régulier en vue d'assurer une parfaite fiabilité.

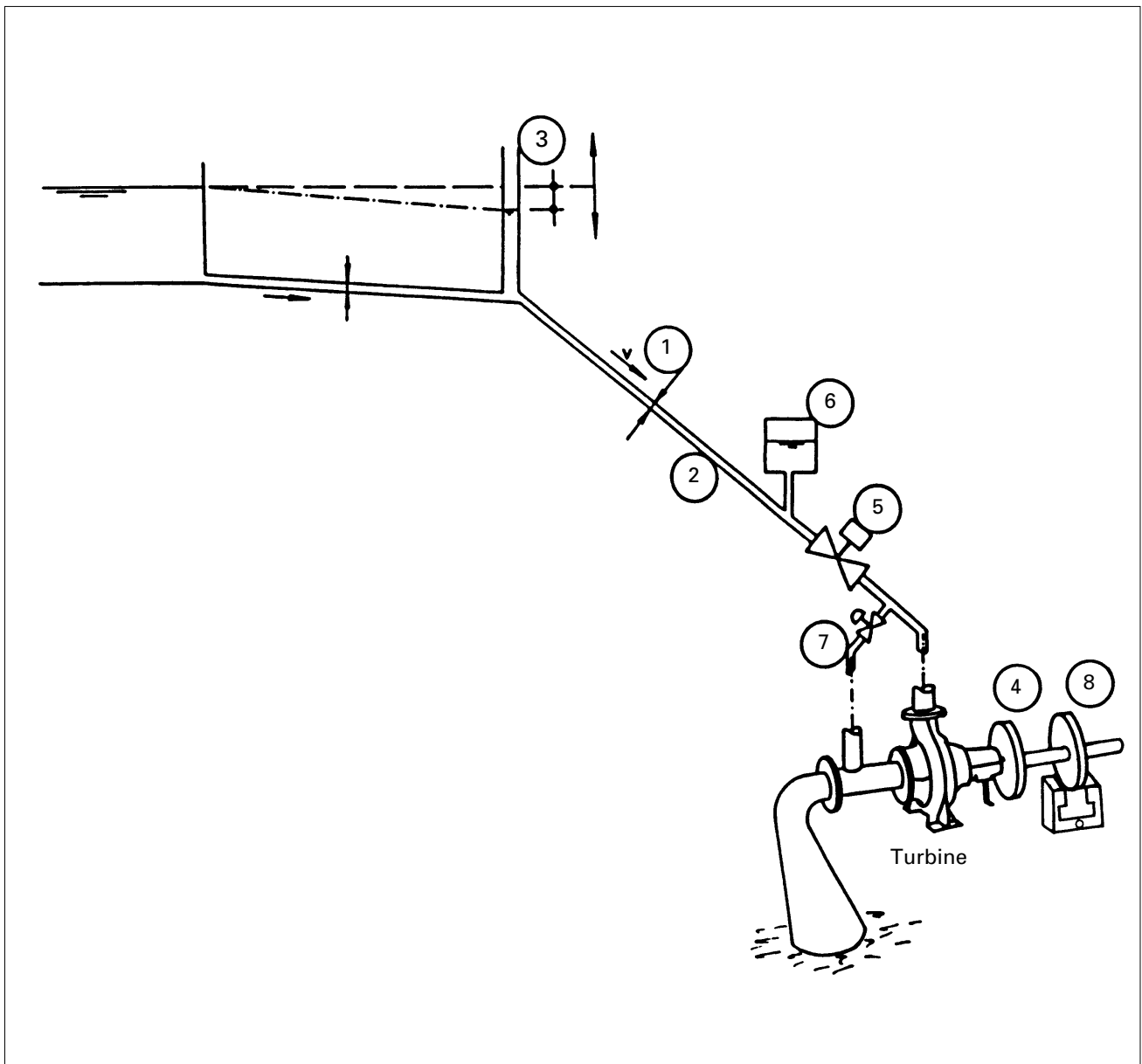


Figure 3.5: Moyens de réduire les coups de bélier

1. Diamètre conduite forcée
2. Matériau conduite forcée
3. Chambre d'équilibre
4. Volant d'inertie
5. Vannes et organe de réglage du débit
6. Amortisseur hydropneumatique
7. Vanne automatique bypass de décharge
8. Frein mécanique turbine

4. Bases pratiques pour l'étude de la régulation d'une petite centrale hydraulique

4.1	Généralités	70
4.2	Démarrage d'un groupe turbogénérateur	71
4.3	Fonctionnement normal	73
4.4	Arrêt normal	74
4.5	Arrêt d'urgence	75
4.6	Cas particulier des pompes inversées	76
4.7	Informations utiles pour l'établissement d'un projet et d'un cahier des charges pour la régulation	78

4.1 Généralités

Pour établir les spécifications concernant la régulation et la surveillance d'une petite centrale hydraulique, il est nécessaire d'en définir les différentes conditions d'exploitation.

Celles-ci sont décrites dans la brochure « Turbines hydrauliques » chapitre 1.4. Nous les rappelons brièvement :

Ph1: démarrage du groupe turbogénérateur

Ph2: fonctionnement normal

Ph3: arrêt normal

Ph4: arrêt d'urgence

Ces différentes phases vont être présentées et analysées plus en détail en mentionnant les paramètres principaux intervenant dans le contrôle et la régulation.

La phase Ph2 – fonctionnement normal – est un régime dit **permanent**: la turbine fonctionne à vitesse de rotation constante.

Les phases Ph1, Ph3, Ph4 sont des régimes dits **transitoires**: les paramètres de la turbine, soient vitesse de rotation, débit et aussi chute, subissent des variations importantes dans des intervalles de temps courts.

4.2 Démarrage d'un groupe turbogénérateur

Opérations

1. Préparation au démarrage

Si la turbine en est équipée :

- ouverture de la vanne de sécurité (turbines Francis à distributeur), dégagement du déflecteur (turbine Pelton) ;
- fermeture de la vanne bypass, contrôle : par le signal d'un capteur fin de course.

2. Démarrage

Ouverture lente du distributeur ou du pointeau, la turbine se met en rotation.

a) PCH fonctionnant en îlot

Dès que la turbine a atteint sa vitesse nominale, le régulateur de vitesse stabilise la vitesse de rotation et les consommateurs peuvent être raccordés.

b) PCH fonctionnant en parallèle

Générateur asynchrone :

- si la montée en vitesse est lente (groupe équipé d'un volant d'inertie), et/ou que les machines sont de faible puissance, le générateur est commuté sur le réseau comme un moteur lorsque sa vitesse est proche de la vitesse synchrone. La commande se fait par l'intermédiaire d'un relais de vitesse (mesure de la vitesse et comparaison avec un signal de référence) ;
- si l'inertie du groupe est faible et/ou que sa puissance est élevée, la vitesse de rotation sera stabilisée à la vitesse synchrone par un régulateur agissant sur l'ouverture de la turbine. Il est ainsi possible de limiter l'appel de courant du réseau au moment de la mise en parallèle ;
- si l'appel de courant doit être réduit pour éviter une chute de tension trop forte sur le réseau, la génératrice sera dotée de résistances branchées temporairement en série avec le bobinage (quelques secondes).

Générateur synchrone :

- la vitesse sera contrôlée par un régulateur de vitesse agissant sur le distributeur et fonctionnant en relation avec un appareil de synchronisation automatique qui assure que les trois paramètres électriques (tension, fréquence, phase) du générateur et du réseau correspondent.

Paramètres contrôlés:

– ouverture du distributeur (ou du pointeau):

un capteur de position signale le déplacement de l'organe de réglage du débit.

– vitesse de rotation du groupe :

un tachymètre donne un signal pour permettre la synchronisation (générateur asynchrone) et une alarme en cas de survitesse si la mise en parallèle n'a pas eu lieu. Dans ce cas, le groupe est mis hors service (fermeture de la turbine et de l'organe de sécurité).

4.3 Fonctionnement normal

Dès que le groupe turbogénérateur a atteint sa vitesse nominale (fonctionnement en îlot) ou est en parallèle sur le réseau, la régulation de niveau entre en action, soit pour limiter l'ouverture de la turbine (groupes avec régulateur débit-vitesse), soit pour mettre un maximum d'énergie hydraulique à disposition en adaptant l'ouverture de la turbine pour maintenir le niveau du plan d'eau amont constant (groupes avec régulateur charge-fréquence ou en parallèle).

Les régulateurs qui ajustent le débit de la turbine travaillent généralement par impulsions plus ou moins rapprochées selon le degré de correction désiré.

Paramètres contrôlés:

- fréquence:
par régulateur de vitesse ou réseau électrique;

- niveau du plan d'eau amont:
le régulateur maintient le niveau amont constant quel que soit le débit; la mesure du niveau est réalisée par une sonde proportionnelle ou deux niveaustats fixant deux valeurs limites;
un niveaustat surveille la cote minimale admissible du plan d'eau et arrête la turbine si le niveau descend au-dessous.

- ouverture maximale du distributeur ou du pointeau à débit nominal par capteur fin de course pour:
mise en service d'une deuxième machine;
mise hors service temporaire du régulateur de niveau ou commutation de celui-ci sur une deuxième turbine.

4.4 Arrêt normal

Lorsque l'exploitant désire arrêter un groupe, soit manuellement, soit par télécommande, les opérations suivantes se succèdent :

- fermeture du distributeur ou du pointeau ;
- lorsque la turbine est fermée, le signal d'un capteur fin de course donne l'ordre de fermeture de l'organe de sécurité (déflecteur, vanne de sécurité) et d'ouverture du disjoncteur du générateur.

Paramètres contrôlés :

- puissance du générateur : lorsque ce n'est pas le capteur fin de course « fermeture » qui en donne l'ordre, le générateur est déconnecté du réseau par un relais de retour de puissance ;
- des capteurs fin de course confirment que la turbine est fermée et que l'organe de sécurité est engagé. Si ce n'est pas le cas, l'exploitant en est avisé par un signal d'alarme.

4.5 Arrêt d'urgence

En cas de problème sur l'installation qui exige une mise hors-service immédiate (par exemple court-circuit, perte de réseau, etc.), il y a coupure automatique de l'amenée d'eau :

- par fermeture du distributeur ou du pointeau de la turbine ;
- par fermeture d'une vanne de sécurité (turbine à réaction) ou par engagement d'un déflecteur (turbine Pelton).

La fermeture d'urgence est actionnée par une source d'énergie indépendante du réseau électrique (batterie, contrepoids, ressort, accumulateur d'huile, etc.).

Paramètres contrôlés :

- en cas d'arrêt d'urgence, l'exploitant est avisé par un signal d'alarme. La cause de la panne est affichée sur le tableau de contrôle.

Remarque : une défaillance du réseau provoque un arrêt d'urgence, mais pas de signal d'alarme, le groupe turbogénérateur étant remis en service automatiquement au retour de la tension

4.6 Cas particulier des pompes inversées

Les pompes inversées sont des turbines fonctionnant à débit fixe. Elles ne peuvent donc être réglées avec un régulateur niveau-débit comme les turbines classiques à action ou à réaction.

Leur fonctionnement est intermittent, et il est nécessaire que l'installation dispose d'un volume tampon en amont au moins pour égaliser les fluctuations de débit.

La mise en service de la machine est commandée par un niveau-stat lorsque le réservoir amont est plein, et elle est déclenchée lorsque le niveau atteint la consigne inférieure. Le volume tampon permet d'espacer suffisamment les enclenchements/déclenchements en période de faibles débits.

La figure 4.6 montre le principe d'une adduction d'eau équipée d'une pompe inversée et d'une vanne bypass. En cas d'arrêt prolongé du groupe, c'est la vanne bypass qui assure l'alimentation.

Cette figure présente un cas un peu particulier : le réservoir amont est maintenu plein par une station de pompage. C'est le réservoir aval qui dispose d'un volume tampon et la quantité d'eau turbinée correspond aux besoins de la consommation en aval.

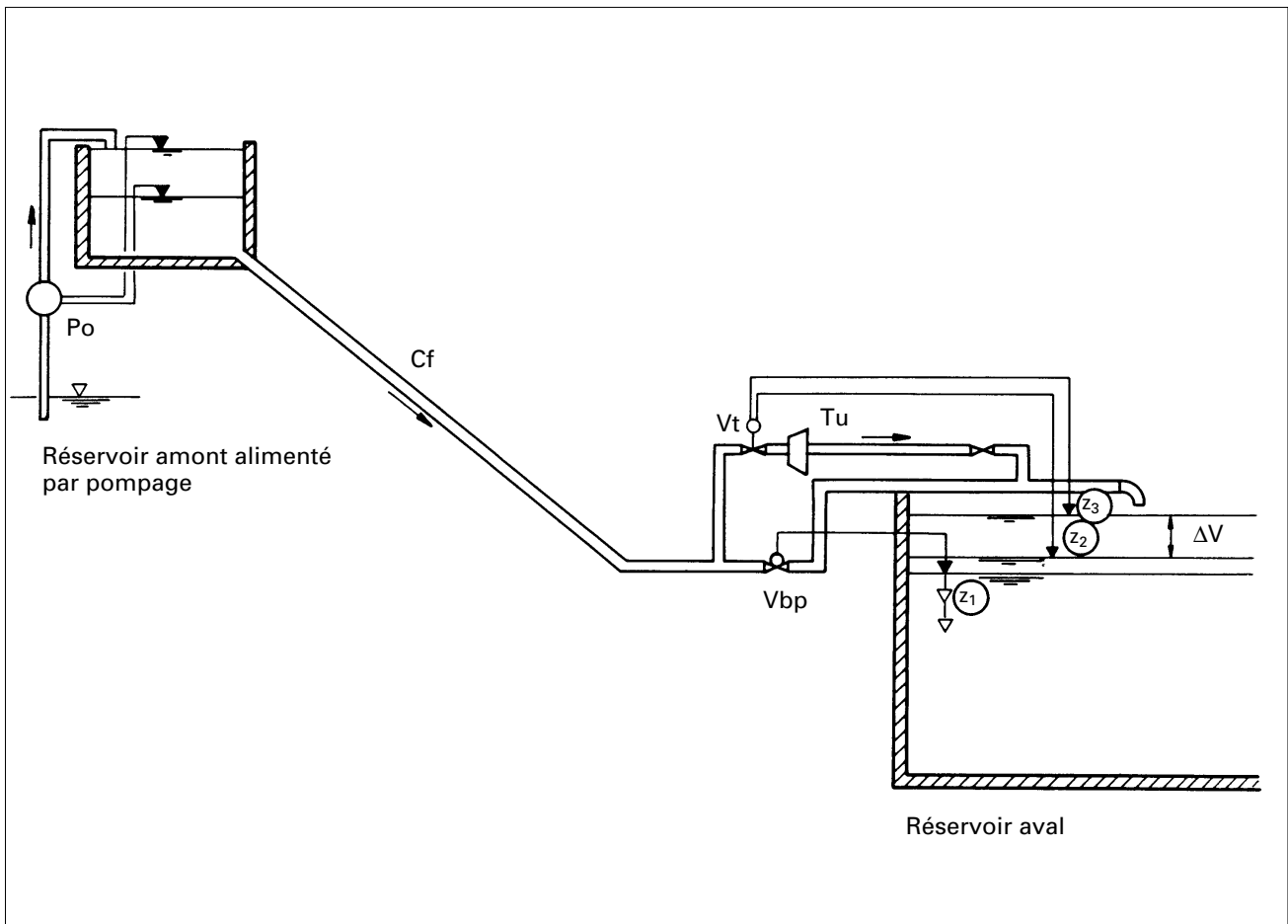


Figure 4.6: Adduction d'eau avec récupération d'énergie par une pompe inversée comme turbine. Fonctionnement intermittent

Po: pompe
 Cf: conduite forcée
 Tu: turbine (pompe inversée)
 Vt: vanne turbine commandée par niveaustat
 Vbp: vanne bypass commandée par flotteur

Niveaux
 z₃: arrêt turbine
 z₂: mise en service turbine
 z₁: ouverture vanne bypass

ΔV: volume tampon

4.7 Informations utiles pour l'établissement d'un projet et d'un cahier des charges pour la régulation

Données générales concernant l'aménagement :

Description générale de l'aménagement avec liste des composants, schéma de principe et schéma de fonctionnement :

- chute brute ;
- débit nominal ;
- chute nette en fonction du débit (ou courbe des pertes de charge).

Chambre recevant la sonde du régulateur de niveau :

(dessableur ou chambre de mise en charge, y compris la partie active du canal d'amenée).

- surface ;
- profondeur ;
- niveau normal du plan d'eau (régulation) ;
- fluctuations admissibles du plan d'eau pendant les régimes transitoires (démarrage, arrêt) et permanent (fonctionnement normal) ;
- niveau minimum du plan d'eau (déclenchement).

Caractéristiques de la conduite forcée :

- profil en long ;
- types de tuyaux ;
- matériau ;
- diamètres et épaisseurs de parois ;
- longueurs.

Coup de bélier :

- sur- et souspressions admissibles en fonctionnement normal ;
- sur- et souspressions admissibles en cas d'arrêt d'urgence ;
- temps de réflexion de l'onde.

Turbine :

- type, descriptif, données techniques et principe de fonctionnement ;
- caractéristiques débit-ouverture sous chute constante et en tenant compte de l'aménagement (pertes de charge) ;

- temps minimal de manœuvre du distributeur ou du pointeau pour limiter le coup de bélier;
- inertie du groupe turbogénérateur;
- vitesse nominale et vitesse d'emballement;
- débit nominal et débit d'emballement.

Paramètres mesurés :

- ouverture/fermeture (fins de course);
- éventuellement: ouverture relative (%) par capteur proportionnel;
- vitesse (tachymètre);
- température paliers (par exemple par sonde Pt-100);
- autres.

Vanne de sécurité :

- type, descriptif, données techniques et principe de fonctionnement;
- caractéristique débit-ouverture sous pression différentielle constante ou
- caractéristique débit-ouverture en tenant compte de l'influence de la turbine et des pertes de charge;
- temps minimal de manœuvre pour limiter le coup de bélier.

Paramètres mesurés :

- ouverture/fermeture (fin de course);
- temps de manœuvre (relais temporisé pour contrôle du fonctionnement et détection d'un éventuel blocage).

Données concernant l'exploitation :

- PCH en parallèle sur le réseau;
- PCH en régime isolé (avec données concernant les consommateurs).

5. Etude de cas

Microcentrale hydraulique de HautePierre sur l'adduction d'eau potable du Morand, commune de Morges

5.1	Description du projet	82
------------	------------------------------	----

5.2	Questions à traiter	82
------------	----------------------------	----

5.3	Données	84
5.3.1	Données de l'adduction	84
5.3.2	Données de la turbine	84
5.3.3	Données de la vanne de sécurité	86

5.4	Réponse à la question Q1 : Point de fonctionnement de la turbine en régime permanent et à l'emballement	88
------------	--	----

5.5.	Réponse à la question Q2 : Estimation de la surpression provoquée par l'arrêt normal de la turbine	88
5.5.1	Calcul des caractéristiques de la conduite	88
5.5.2	Calcul de la caractéristique de la vanne	90
5.5.3	Estimation de la surpression	90

5.6	Réponse à la question Q3 : Surpression due à l'emballement de la turbine	92
5.6.1	Inertie du groupe	92
5.6.2	Constante de temps d'accélération	92
5.6.3	Caractéristiques d'une vanne équivalente	92
5.6.4	Estimation de la surpression	92

5.1 Description du projet

L'exemple pratique traité dans le cadre de cette étude de cas concerne la microcentrale hydroélectrique de HautePierre intégrée dans le réseau de distribution d'eau de la ville de Morges.

Cette localité est approvisionnée en eau potable par l'adduction du Morand qui comprend :

- un réservoir de tête alimenté par pompage ;
- un réservoir intermédiaire dit de La Rise à Grancy, situé 6 km en aval ;
- un réservoir de distribution de la ville à HautePierre, situé 7.5 km en aval de Grancy.

Chacun de ces réservoirs est équipé d'une pompe inversée fonctionnant comme turbine, chargée de récupérer l'énergie hydraulique auparavant détruite dans une vanne de type Clayton.

Une vanne de sécurité placée en amont de chaque turbine assure la mise en et hors service des groupes turbogénérateurs en fonction des besoins en eau.

En cas de défaillance de la turbine, ou lorsque la demande en eau est très forte, la vanne Clayton fonctionne comme bypass de secours ou d'appoint.

Le schéma de l'adduction est présenté sur la figure 5.1.

5.2 Questions à traiter

Les réponses aux questions suivantes sont attendues :

Q1: point de fonctionnement de la turbine en régime permanent et à l'emballement;

Q2: estimation de la surpression provoquée par l'arrêt normal de la turbine;

Q3: estimation de la surpression provoquée par l'emballement de la turbine, la vanne de sécurité restant bloquée en position ouverte.

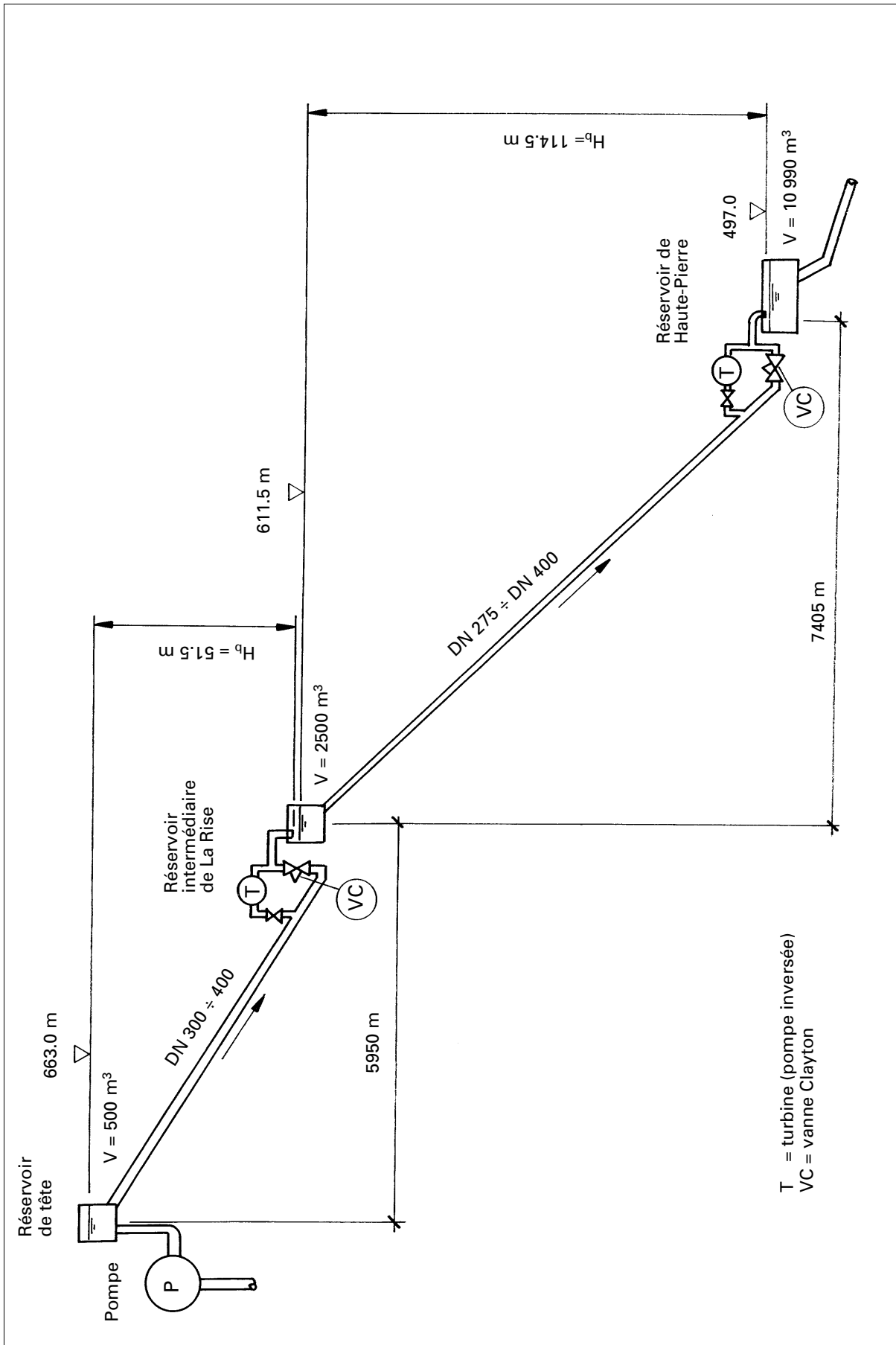


Figure 5.1: Commune de Morges – Adduction d'eau du Morand
 Schéma de la conduite de transport et des réservoirs – Installation d'une turbine sur une installation existante

5.3 Données

5.3.1 Données de l'adduction

Chute brute: $H_b = 114.5$ m

Chute nette: $H = 45.0$ m pour débit $Q = 85$ l/s

$H = 76.0$ m pour débit $Q = 60$ l/s

Autres points: voir diagramme figure 5.3.1

Conduite forcée entre les réservoirs de Grancy et de Haute-pierre:

La conduite forcée, d'une longueur totale de 7405 m, est constituée de 3 tronçons de tuyaux ayant des diamètres et caractéristiques différents.

Tronçon	Longueur (m)	Diamètre nominal (mm)	Diamètre intérieur (mm)	Epaisseur paroi (mm)	Matériau
A	250	400	409	9	ft. ductile
B	3020	300	300	13	ft. grise
C	4135	275	275	12	ft. grise

Module d'élasticité:

fonte grise $E = 120 - 130 \cdot 10^9$ N/m²

fonte ductile $E = 150 - 170 \cdot 10^9$ N/m²

5.3.2 Données de la turbine

Le groupe turbogénérateur est constitué par:

- une pompe fonctionnant comme turbine à ouverture fixe;
- un générateur asynchrone;
- un volant d'inertie destiné à amortir les coups de bélier et tournant sur le même axe que la turbine et le générateur.

La courbe $H - Q$ à vitesse nominale et la courbe $H_e - Q_e$ à la vitesse d'emballement n_e sont représentées sur le diagramme figure 5.3.1

La vitesse d'emballement est donnée en fonction du débit par l'équation suivante:

$$n_e = 68 \cdot Q \quad \text{pour } 35 < Q < 45 \text{ l/s}$$

$$\text{et } 63 < H < 102 \text{ m}$$

avec n_e (t/min) et Q (l/s)

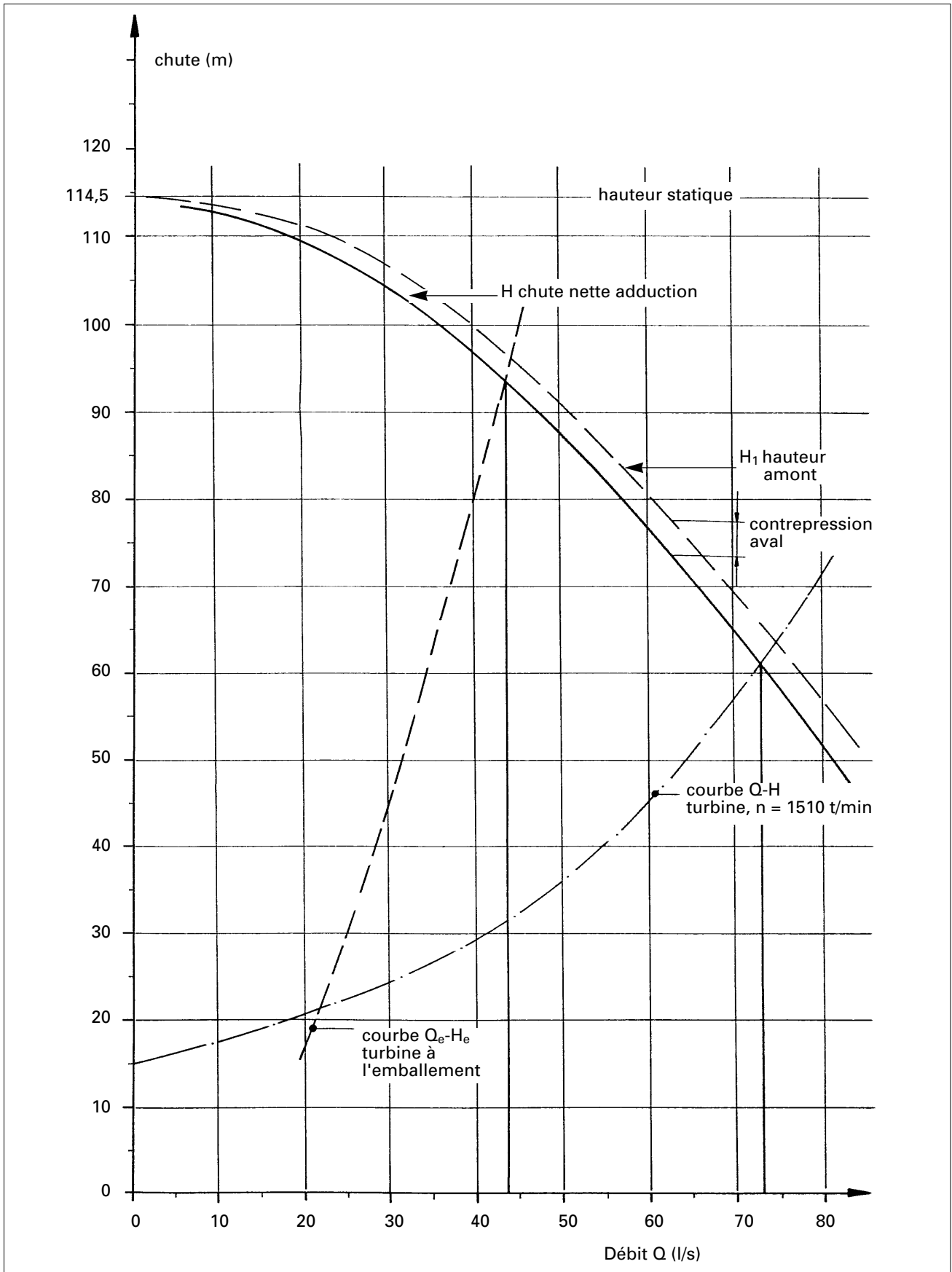


Figure 5.3.1: Courbes caractéristiques de l'adduction et de la turbine

Caractéristiques de la turbine avec volant d'inertie:

Chute nette H (m):	36.3	45.4	57.5	64.7	72.1
Débit Q (l/s):	50	60	70	75	80
Rendement turbine η_t (%):	73.0	78.2	75.5	73.1	71.4
Puissance à l'arbre P_t (kW):	13.0	20.9	29.8	34.8	40.4

Moment d'inertie du groupe:

Moment d'inertie de la génératrice:	$J_g = 0.77 \text{ kgm}^2$
Moment d'inertie de la turbine:	$J_t = \text{négligeable}$
Volant d'inertie:	disque d'acier
	diamètre D = 1000 mm
	épaisseur B = 50 mm

5.3.3 Données de la vanne de sécurité

La vanne de sécurité est une vanne de type papillon à clapet centré

Pression nominale	PN 16
Diamètre nominal	DN = 125 mm
Temps de manœuvre	$T_f = 180 \text{ s}$ pour rotation 90°

A titre de simplification, il est admis que la rotation du papillon de la vanne s'effectue à vitesse constante.

Coefficient de débit de la vanne en fonction de l'angle du papillon selon catalogue du fournisseur

K_v, C_v : coefficient de débit pour deux systèmes d'unités.

Le coefficient de débit C_v est représenté sur la figure 5.3.3 avec, en dessous, les échelles permettant la représentation de la caractéristique débit Q - angle α de la vanne.

angle α ($^\circ$):	20	30	40	50	60	70	80	90
K_v ($\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{bar}^{1/2}$):	26	65	130	230	350	530	870	1010
C_v ($\text{l/s} \cdot \text{m}^{1/2}$):	2.3	5.7	11.3	20.00	30.4	46.1	75.7	87.9

Formules:	$Q = K_v \cdot \Delta p_v^{1/2}$	Q (m^3/h)	Δp_v (bar)
	$Q = C_v \cdot H_v^{1/2}$	Q (l/s)	H_v (m)

$\Delta p_v, H_v$: chute de pression à travers la vanne

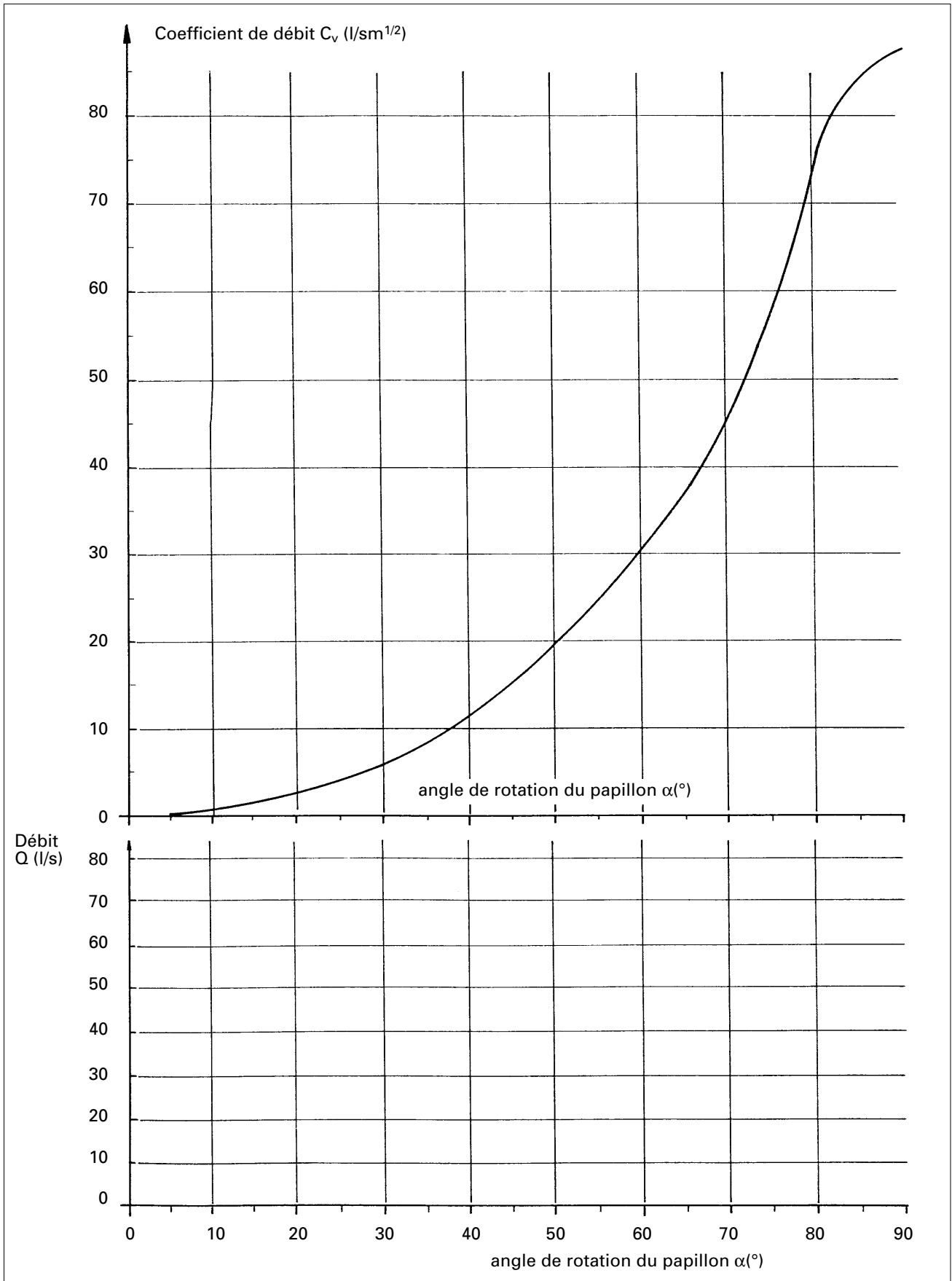


Figure 5.3.3: Courbes caractéristiques de la vanne de sécurité de la turbine (vanne à papillon centré)

5.4 Réponse à la question Q1 : Point de fonctionnement de la turbine en régime permanent et à l'emballement

Donné par l'intersection de la caractéristique H - Q de la turbine avec la courbe H - Q de la chute nette de l'adduction.

Fonctionnement nominal turbine :

$$H = 61 \text{ m}$$

$$Q = 73 \text{ l/s}$$

$$n = 1510 \text{ t/min.}$$

Fonctionnement turbine à l'emballement :

$$H_e = 94 \text{ m}$$

$$Q_e = 43 \text{ l/s}$$

$$n_e = 68 \cdot Q = 2924 \text{ t/min}$$

voir figure 5.4

5.5 Réponse à la question Q2 : Estimation de la surpression provoquée par l'arrêt normal de la turbine

5.5.1 Calcul des caractéristiques de la conduite

Vitesse du son (formule [2.2] § 2.2.1)

Tronçon	d (mm)	e (mm)	E (N/m ²)	a (m/s)
A	409	9	$160 \cdot 10^9$	1164
B	300	13	$125 \cdot 10^9$	1250
C	275	12	$125 \cdot 10^9$	1252

Paramètres de la conduite (§ 2.3.1)

Tronçon	Vitesse du son (m/s)	Longueur (m)	Temps réflexion (s)	Diamètre d (mm)	Section S (m ²)
A	1164	250	0.43	409	0.131
B	1250	3020	4.83	300	0.0707
C	1252	4135	6.61	275	0.0594

Résumé paramètres conduite

Vitesse du son	Longueur totale	Temps de réflexion	Section équivalente
a = 1245 m/s	L = 7405 m	T_r = 11.9 s	S = 0.0648 m²

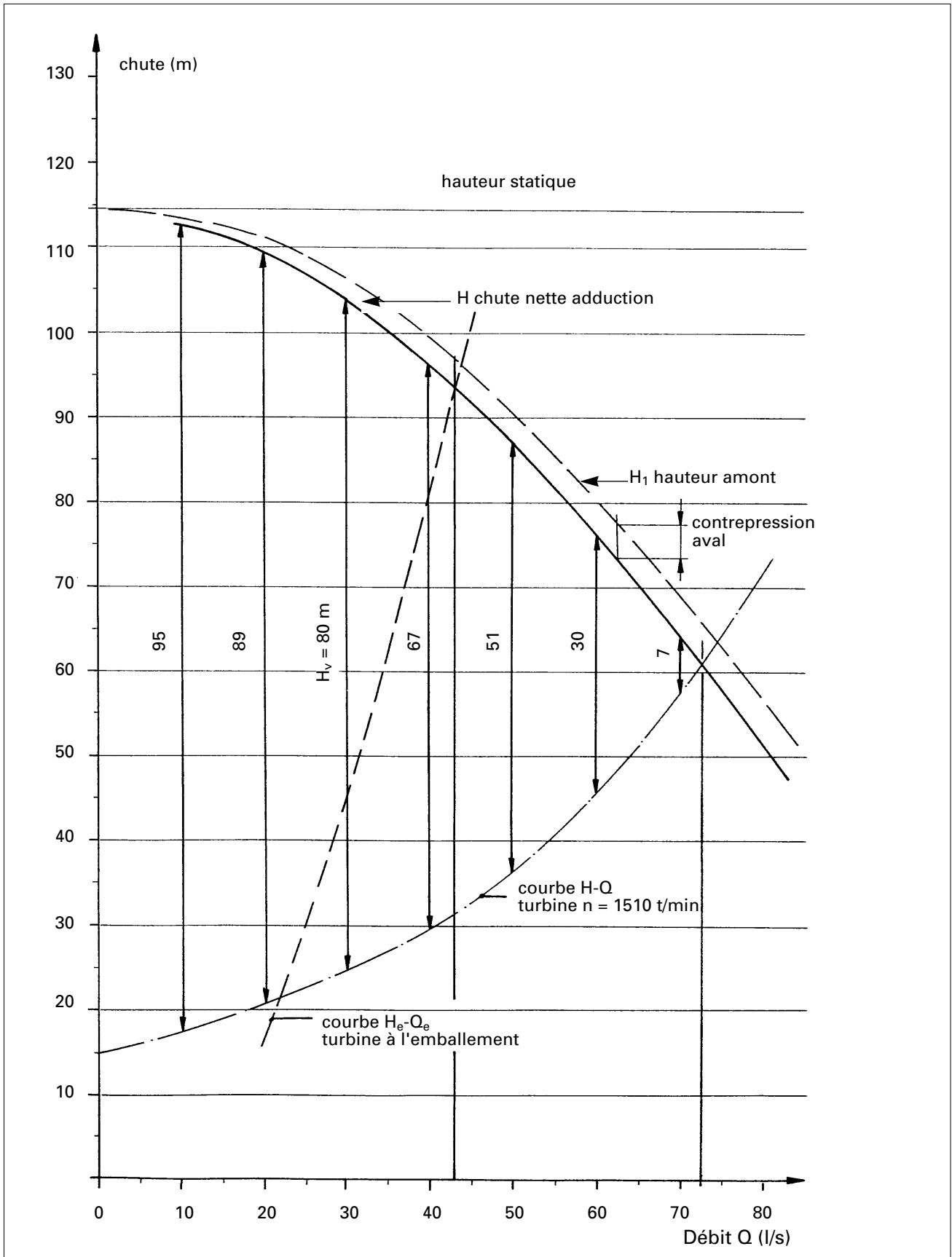


Figure 5.4: Courbes caractéristiques de l'adduction et de la turbine. Détermination de la chute dissipée dans la vanne de sécurité

5.5.2 Calcul de la caractéristique de la vanne

Linéarisation:

- déduire coefficient C_v en fonction du débit à partir de la caractéristique de l'installation (§ 1.4.2 et figure 5.3.1)

$C_v = Q/H_v^{1/2}$							
$Q =$	10	20	30	40	50	60	70 (l/s)
$H_v =$	95	89	80	67	51	30	7 (m)
$C_v =$	1.0	2.1	3.4	4.9	7.0	11.0	26.5 (l/sm ^{1/2})

La grandeur H_v est indiquée sur la figure 5.4 (5.3.1 complétée).

A partir de C_v , chercher l'angle α sur diagramme caractéristique vanne et reporter sur diagramme débit/angle ($Q - \alpha$) de la figure 5.3.3.

Tracer la droite de linéarisation, mesurer l'angle utile et en déduire le temps de fermeture linéarisé (§ 1.4.1).

Temps de manœuvre total: 180 s pour $\alpha = 90^\circ$
 Temps de fermeture linéaire: $T_f = 0.43 \cdot 180 = 77$ s pour $\alpha_f = 39^\circ$

Les résultats de ce calcul sont représentés sur la figure 5.5.2.

5.5.3 Estimation de la surpression

Vitesse initiale: $v_o = Q/S = 0.073/0.0648 = 1.127$ m/s

Formule simplifiée (formule [2.5] § 2.2.2)

$$\Delta h_{\max} = 2 \cdot v_o \cdot L / (g \cdot T_f)$$

$$= 2 \cdot 1.127 \cdot 7405 / (9.81 \cdot 77) = 22 \text{ m} \cong 2 \text{ bar}$$

Par la méthode d'Allievi (§ 2.4)

Paramètres:

$$t_f = T_f/T_r = 77/11.9 = 6.5$$

$$h_w = a \cdot Q / (2gH_n \cdot S)$$

$$= 1245 \cdot 0.073 / (2 \cdot 9.81 \cdot 61 \cdot 0.0648)$$

$$= 1.17$$

du diagramme figure 2.4.1 $Z^2 \cong 1.2$

et en ajoutant les pertes de charge (§ 2.5.2)

$$H_{\max} = 1.2 \cdot H_n + H_L = 1.2 \cdot 61 + (114.5 - 61) = 126.7 \text{ m}$$

Surpression par rapport au niveau statique:

$$\Delta H = 126.7 - 114.5 = 12.2 \text{ m} \cong 1.2 \text{ bar}$$

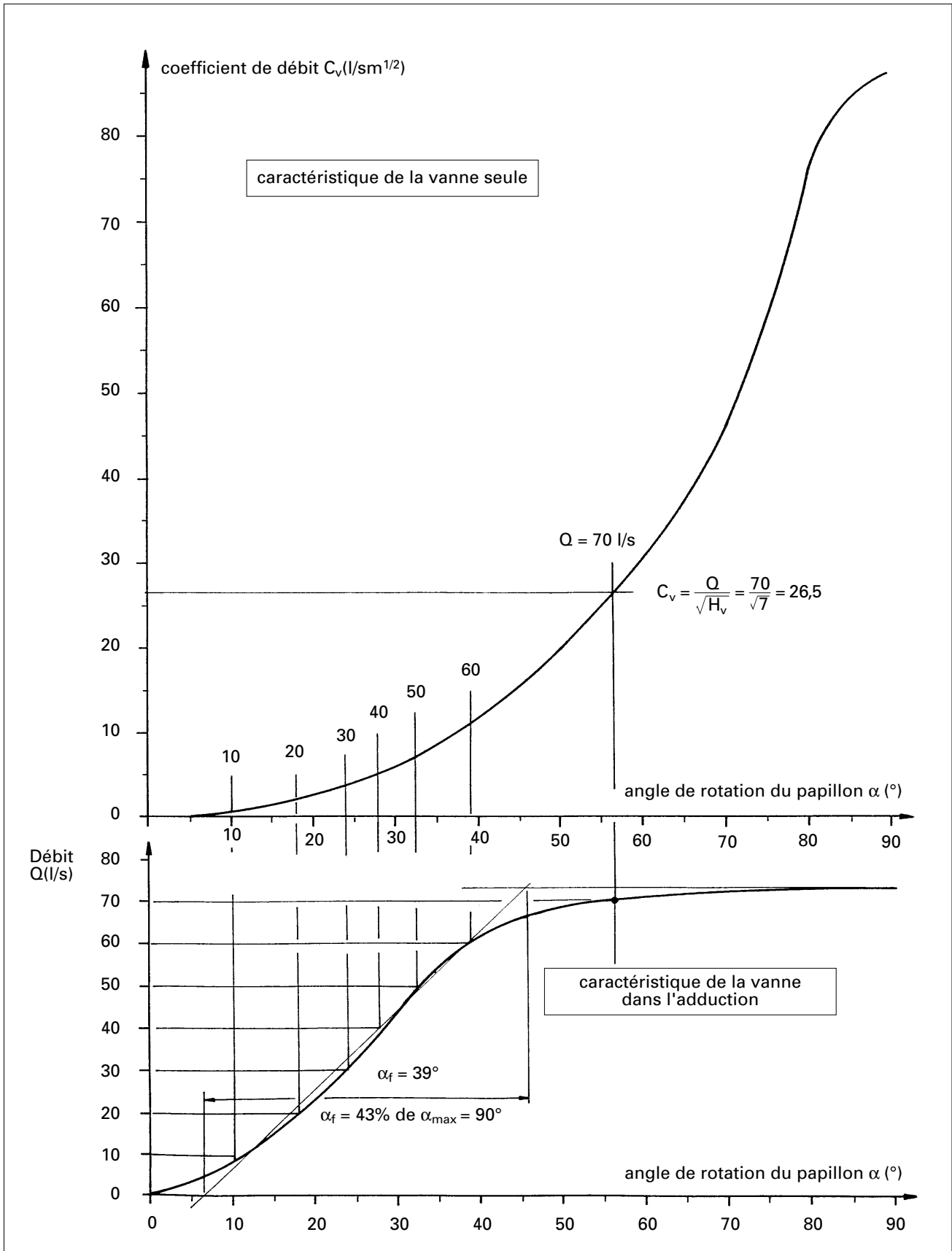


Figure 5.5.2: Courbes caractéristiques de la vanne de sécurité de la turbine seule et intégrée dans l'adduction

5.6 Réponse à la question Q3 : Surpression due à l'emballement de la turbine

5.6.1 Inertie du groupe (§ 1.4.3)

Turbine: négligé
 Générateur: $J_g = 0.77 \text{ kgm}^2$
 Volant: $M = \rho \cdot \pi D^2 \cdot B/4 =$
 $= 7800 \cdot \pi^2 \cdot 0.05/4 = 306 \text{ kg}$
 $J_v = M \cdot D^2/8 = 38.3 \text{ kgm}^2$
 Inertie totale: $J_v = 39 \text{ kgm}^2$

5.6.2 Constante de temps d'accélération (§ 1.4.4)

$T_{an} = J \cdot \omega_n^2 / P_{tn} = 30 \text{ s}$
 avec
 $J = 39 \text{ kgm}^2$
 $\omega = 1510 \cdot \pi / 30 = 158 \text{ rad/s}$
 $P_{tn} = 0.74 \cdot 9.81 \cdot 61 \cdot 0.073 = 32\,300 \text{ W}$
 avec rendement turbine $\eta_t = 0.74$

Vitesse d'emballement (selon formule § 5.3.2):
 $\omega_e = 2924 \cdot \pi / 30 = 306 \text{ rad/s}$

Constante de temps d'accélération:
 $T_a = 30 \cdot (306 - 158) / 158$
 $T_a = 0.94 \cdot T_{an} = 28 \text{ s}$

5.6.3 Caractéristiques d'une vanne équivalente (§ 3.2)

Temps de fermeture: $T_f \cong 1.5 \cdot T_a = 42 \text{ s}$
 Variation du débit: $\Delta Q = Q_n - Q_e = 73 - 43 = 30 \text{ l/s}$
 Variation de vitesse: $\Delta v = 0.03 / 0.0648 = 0.463 \text{ m/s}$

5.6.4 Estimation de la surpression

Formule simplifiée (formule [2.5] § 2.2.2)

$\Delta h_{max} = 2 \cdot \Delta v L / (g \cdot T_f)$
 $= 2 \cdot 0.463 \cdot 7405 / (9.81 \cdot 42) = 16.6 \text{ m} \cong 1.6 \text{ bar}$

Par la méthode d'Allievi (§ 2.4)

Paramètres:

$$t_f = 42/11.9 = 3.53$$

$$\begin{aligned} h_w &= a \cdot \Delta Q / (2 \cdot g \cdot H_n \cdot S) \\ &= 1245 \cdot 0.03 / (2 \cdot 9.81 \cdot 61 \cdot 0.0648) \\ &= 0.48 \end{aligned}$$

Le nouveau niveau statique se trouve au débit d'emballement

$$H_e = 94 \text{ m}$$

$$Q_e = 43 \text{ l/s}$$

La pression maximum est:

$$\begin{aligned} H_{\max} &= Z^2 \cdot H_n + (H_e - H_n) \\ &= 1.21 \cdot 61 + (94 - 61) = 106.8 \end{aligned}$$

La surpression par rapport au point de fonctionnement à l'emballement devient:

$$\Delta H = H_{\max} - H_e = 106.8 - 94 = 12.8 \text{ m} \cong 1.25 \text{ bar}$$

Bibliographie

Régulateurs et coups de bélier

- Chapallaz J.-M. : Manual on Pumps used as Turbines, GATE/GTZ Deutsches Zentrum für Entwicklungs-Technologien, 1992, ISBN-3-528-02069-5 (peut être obtenu c/o SKAT, St-Gall).
Ouvrage centré sur l'utilisation de pompes comme turbines. Contient de nombreuses informations et formules de calcul de base (hydraulique, coup de bélier, régulation).
- Fankhauser J. : Alimentation en énergie des alpages à l'aide de microcentrales hydroélectriques, FAT, 8356 Tänikon, Tél. : (052) 47 20 25
Publication consacrée à la production d'électricité sur des alpages en îlotage.
- Fischer G. et al. : Governor Product Information, 1990, ISBN 3-908001-19-G, SKAT Bookshop, Vadianstrasse 42, CH 9000 St-Gall, Tél. : (071) 23 74 75.
Un ouvrage pratique sur la régulation. Contient aussi une liste de fournisseurs.
- Ribeaux A. : Régulateurs de vitesse, 1947, Editions la Moraine, 18 rue St-Jean, CH-1200 Genève.
Excellent ouvrage de base, mais technologie des années 1950.
- Rich G.-R. : Hydraulic Transients, Dover Publication Inc., New York 1963.
Méthode d'Allievi et applications.
- Stepanoff A.-J. : Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons Inc., New York 1957, ISBN 0 471-82373.
Présentation de la théorie du coup de bélier
- Tanno G. : Pico-centrales, DIANE 10 – Kleinwasserkraftwerke, Office fédéral de l'énergie, 1994, N° commande 805.196 d + f, Office fédéral des imprimés, 3000 Berne.
Divers exemples de réalisations avec adresses d'exploitants, de mandataires et d'organisations.

Normes et codes

CEI Commission électrotechnique internationale
3, rue de Varembe, Case postale
1211 Genève 20
Tél.: (022) 919 02 11

Code international d'essai des régulateurs de vitesse pour turbines hydrauliques, N° de référence: CEI/IEC 308,1970.

DIN 4321 (Normes allemandes)
Wasserturbinen – Technische Angaben für Regeleinrichtungen

Fournisseurs d'équipements de régulation

Voir catalogue d'expositions commerciales spécialisées, en particulier:

- MUT et INELTEC organisées régulièrement à Bâle.

Des adresses de fournisseurs peuvent également être obtenus auprès de:

- SKAT – Centre suisse pour la technologie appropriée
Vadianstrasse 42
9000 St-Gall
Tél.: (071) 237 74 75
- ESHA – European Small Hydropower Association
50, rue du Taciturne
B-1040 Bruxelles
Tél.: (0032) 22 31 10 94

Associations de soutien

ACS	Association des communes suisses
ADER	Association pour le développement des énergies renouvelables
ADUR	Association des usiniers romands
ARPEA	Association romande pour la protection des eaux et de l'air
ASE/ETG	Société pour les techniques de l'énergie de l'ASE
ASPEE	Association suisse des professionnels de l'épuration des eaux
INFOENERGIE	Centre de conseils
OFEL	Office d'électricité de la Suisse romande
PROMES	Association des professionnels romands de l'énergie solaire
SIA	Société suisse des ingénieurs et des architectes
SMSR	Société des meuniers de la Suisse romande
SSIGE	Société suisse de l'industrie du gaz et des eaux
UCS	Union des centrales suisses d'électricité
UTS	Union technique suisse
UVS	Union des villes suisses