

MINISTERE DE L'AGRICULTURE  
CENTRE TECHNIQUE DU GENIE RURAL  
DES EAUX ET DES FORETS

C.T.G.R.E.F.  
Division Irrigation

**ETUDE DU FONCTIONNEMENT  
ET DU DIMENSIONNEMENT  
DES BALLONS D'AIR ANTI-BELIER**

Par

Christian PUECH et Maurice MEUNIER

BULLETIN TECHNIQUE DE GENIE RURAL N° 124

Original remis en mai 1978

Edité et imprimé par le C.T.G.R.E.F.  
en 1000 exemplaires en juin 1978

Reproduction, même partielle, interdite sans l'autorisation du Directeur du Centre  
sauf spécification contraire nettement explicitée

## RESUME

Cette étude a vu le jour en raison principalement des divergences numériques auxquelles conduisent les abaques de calcul existants, mais également de lacunes sérieuses dans les ouvrages traitant de ballons anti-bélier. La recherche des causes des divergences numériques a montré qu'aucune série d'abaques ne répond aux deux contraintes suivantes : calculs sans approximations et prise en compte de la variation de tous les paramètres. Nous avons donc été conduits à établir de nouveaux abaques répondant à ces deux critères.

L'étude est découpée en trois parties :

- Fonctionnement des ballons d'air anti-bélier,
- Etude critique des abaques existants,
- Présentation de nouveaux abaques. Mode d'emploi. Exemple d'utilisation.

Extrait dont la reproduction est autorisée sous réserve d'en publier l'origine.

## ABSTRACT

This study originates from the difference in the results that occur when one uses the existing computational charts and also from the lacunas of technical books speaking of the subject of waterhammer air chambers. Research for the reason of these differences showed that no existing method of computation agrees with both of the two criteria : exact computation and taking into account the whole variation of all the variables. Therefore, we have built up new charts which agree to these criteria.

The study is divided into three parts :

- Operation of water hammer air chambers,
- Critical study of the existing charts,
- Presentation of the new charts. Example.

This abstract may be reprinted with mention of the origin.

## TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION .....	1
I. FONCTIONNEMENT DES BALLONS D'AIR ANTIBELIER .....	2
I.1. Généralités .....	2
I.2. Description - Caractéristiques - Fonctionnement .....	2
I.3. Notations .....	4
I.4. Clarification des différents volumes d'air et pressions .....	6
I.5. Nombres adimensionnels .....	7
I.6. Oscillation en masse - Oscillation d'onde .....	10
I.6.1. Oscillation en masse .....	10
I.6.2. Oscillation d'onde .....	11
I.6.3. Conclusion .....	13
I.7. Détente du ballon .....	14
I.7.1. Loi de détente du ballon .....	14
I.7.2. Durée de la détente .....	14
I.8. Surpression consécutive à une disjonction sans perte de charge au remplissage .....	15
I.8.1. Analyse qualitative .....	15
I.8.2. Limite de la surpression en fonction de A .....	15
I.9. Perte de charge à l'entrée du ballon .....	17
I.9.1. Fonction de ces pertes de charge .....	17
I.9.2. Dimension optimale du trou d'un clapet percé .....	19
I.9.3. Taille du trou d'un clapet percé .....	19
I.10. Un ballon d'air est-il nécessaire ? .....	22
I.11. Ballon de régulation - Ballon anti-bélier .....	24
I.11.1. Ballon unique assurant les 2 fonctions .....	24
I.11.2. Ballons séparés .....	25
I.12. Emplacement du ballon .....	25
I.12.1. Est-il intéressant de séparer pompes et ballon anti-bélier? ..	25
I.12.2. Enveloppe des dépressions dans le cas où le ballon ne se trouve pas à l'aval immédiat des pompes .....	26
I.12.3. Utilisation des abaques de la 3ème partie .....	27
I.12.4. Cas de plusieurs ballons en série .....	27
I.13. Remplacement d'un réseau ramifié par une conduite équivalente .....	27
I.14. Consignes de gestion .....	28
II. COMPARAISON DES FORMULES ET ABAQUES EXISTANTS .....	29
II.1. Formule de SLIOSBERG .....	29
II.2. Abaque de VIBERT .....	29
II.3. Abaque de SLIOSBERG .....	29
II.4. Abaque de GAULHET .....	30
II.5. Abaque de COMBES et BOROT .....	30
II.6. Abaque de DUBIN et GUENEAU .....	31
II.7. Abaque de PARMAKIAN .....	33
II.8. Comparaison des divers abaques .....	33
II.8.1. Dépression .....	33
II.8.2. Surpressions .....	35
II.8.2.1. Sans perte de charge linéaire .....	35
II.8.2.2. Effet des pertes de charge linéaire .....	37
II.8.2.3. Surpressions à mi-conduite .....	37
II.8.2.4. Conclusion en ce qui concerne la surpression ..	37
II.8.3. Conclusions .....	38

III. NOUVEAUX ABAQUES .....	38
III.1. Choix des nombres adimensionnels .....	39
III.2. Abaques pour la dépression (n° 1 à 9) .....	40
III.3. Abaques pour la surpression (n° 10 à 12) .....	41
III.4. Abaques pour la durée de la phase vidange (n° 13) .....	41
IV. MODE D'UTILISATION DES ABAQUES .....	42
IV.1. Détermination des nombres adimensionnels A et K .....	42
IV.2. Construction de la ligne de cavitation en variables réduites .....	42
IV.3. Recherche de B maximum pour A et K donnés, sur les abaques 1 à 9 .....	44
IV.4. Suite des opérations dans le cas du ballon classique .....	46
IV.5. Suite des opérations dans le cas de la cheminée-ballon .....	48
IV.6. Exemple d'utilisation dans le cas d'un ballon classique .....	50
IV.6.1. Données .....	50
IV.6.2. Régime initial .....	50
IV.6.3. Nécessité d'une protection par ballon .....	50
IV.6.4. Calcul de A et K .....	51
IV.6.5. Calcul de B et du volume du ballon .....	51
IV.6.6. Perte de charge au remplissage .....	53
IV.6.7. Durée de la vidange .....	54
IV.7. Exemple d'utilisation pour une cheminée-ballon .....	55
BIBLIOGRAPHIE .....	57
ANNEXE .....	58
ABAQUES DE DIMENSIONNEMENT DES BALLONS ANTI-BELIER .....	I.
Notations .....	II.
Abaques 1 à 9 : protection contre les dépressions .....	IV.
Abaques 10 à 12 : protection contre les surpressions .....	XIII.
Abaque 13 : durée de la vidange .....	XVI.
Marche à suivre .....	XVII.
Grille de travail .....	XVIII.

## INTRODUCTION

Le ballon d'air est un moyen très connu et très utilisé de protection contre les coups de bélier. Son emploi est même tellement inscrit dans les moeurs qu'il n'est pas impossible qu'existent des stations de pompage protégées par un ballon anti-bélier inutile ; de plus il existe beaucoup de méthodes ou abaqués permettant de calculer le volume d'un ballon d'air. Ils donnent malheureusement souvent des résultats différents.

Le but de cette étude est donc double :

- d'une part dégager à quoi sert un ballon, comment il fonctionne, comment il réagit sur le réseau et comment le réseau réagit sur lui, quand il est nécessaire, etc...

- d'autre part, faire l'inventaire des méthodes de calcul existantes, en faire la critique et la synthèse et en dégager une ou en concevoir une s'appliquant à tous les cas de figure.

Signalons toutefois que la méthode dégagée dans cette note n'est pas applicable telle quelle au cas complexe de la protection d'un réseau mais seulement d'une conduite. Dans le cas d'un réseau, il faut procéder en trois temps : tout d'abord schématiser le réseau et le remplacer par une conduite unique, puis dimensionner le ballon, enfin vérifier par une méthode graphique ou informatique que le ballon protège bien le réseau complet.

## I - FONCTIONNEMENT DES BALLONS D'AIR ANTI-BELIER

### I.1. Généralités :

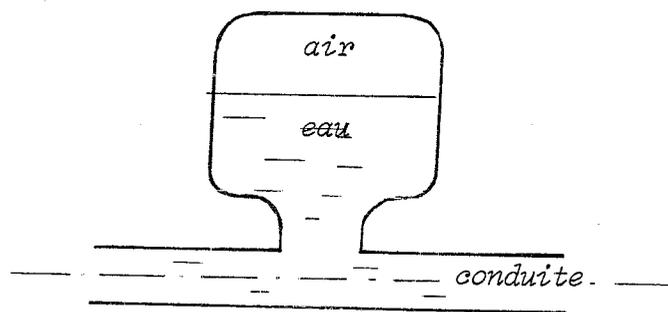
Dans cette première partie, n'est abordé que le côté qualitatif de la protection anti-bélier par un ballon d'air. Le but qu'on se propose est d'expliquer le fonctionnement physique du ballon d'air lorsque se produit un coup de bélier, de relier ce fonctionnement aux théories hydrauliques permettant de traiter le problème quantitatif, et enfin de dégager ce qu'il est important de savoir en pratique à propos d'un ballon : pourquoi met-on un clapet percé, protège-t-il tout un réseau ou uniquement la station de pompage, peut-il jouer un rôle de régulation, etc..

Une difficulté souvent rencontrée provient de la liaison qui existe entre le ballon et ce qui se passe dans le réseau : le cas simple est celui d'une conduite unique reliant une pompe à un réservoir qui se trouve en extrémité. C'est à partir de ce schéma simple que nous raisonnerons toujours ; nous indiquerons donc (§ I.12) comment s'y ramener lorsque le réseau est plus complexe (du type ramifié).

Insistons également sur le fait qu'on ne traite ici que du ballon d'air comme système anti-bélier alors qu'il existe bien d'autres possibilités (ballon d'eau, cheminée, soupape, volant d'inertie, etc...). Nous restreindrons même encore notre objet puisque nous ne nous intéresserons qu'à la protection contre la disjonction d'une station de pompage, qui est le domaine où le ballon d'air est en effet le plus utile et le plus utilisé.

### I.2. Description - Caractéristiques - Fonctionnement :

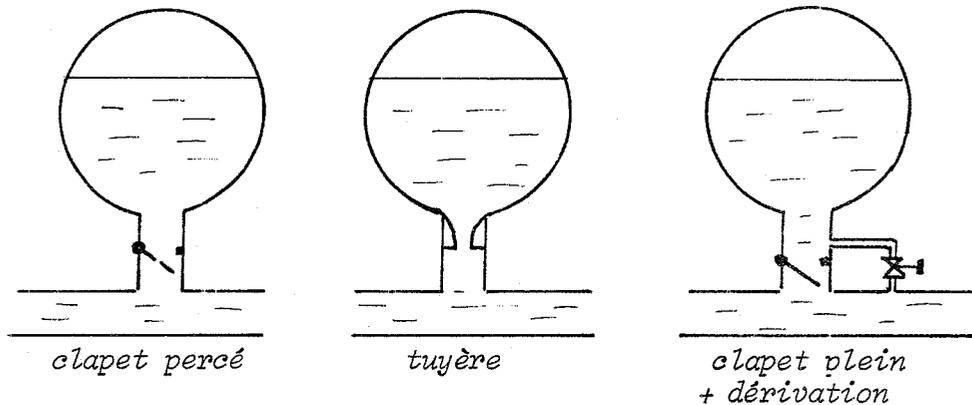
Le ballon anti-bélier est constitué d'une enveloppe généralement en acier contenant un certain volume d'eau, surmonté d'un matelas d'air sous pression. La loi d'évolution du ballon est donc celle du volume d'air  $V$  comprimé à la pression  $P$ , soit  $PV^{\gamma} = \text{cte}$  (Cf. § I.7). Le ballon est piqué sur la canalisation, ce qui fait que la pression de



l'air dans le ballon est égale à la pression absolue de l'eau dans la canalisation (à la différence de niveau près). Lorsque les conditions hydrauliques varient dans la canalisation, s'instaure un échange entre le ballon et la canalisation, le ballon se vidant lorsque la pression décroît, et se remplissant lorsqu'elle croît. La fonction anti-bélier du ballon est justement d'utiliser cet échange de fluide entre le ballon et la canalisation pour limiter les variations de pression dans la canalisation à des limites compatibles avec la tenue en pression du tuyau.

Ainsi qu'on le verra plus loin (§ I.9), les ballons comportent souvent à leur base un dispositif permettant un échange d'eau non symétrique : on désire en effet avoir pour la vidange une perte de charge aussi faible que possible et par contre, on désire que cette perte de charge ne soit pas négligeable lors du remplissage. Plusieurs possibilités existent pour créer cette perte de charge dissymétrique : on peut disposer un clapet percé qui se ferme au remplissage, ou bien une tuyère, ou bien un clapet plein avec un petit tuyau de dérivation qui assure seul la communication avec le ballon en phase de remplissage.

Le clapet percé est un dispositif très utilisé car il est facile d'adapter le

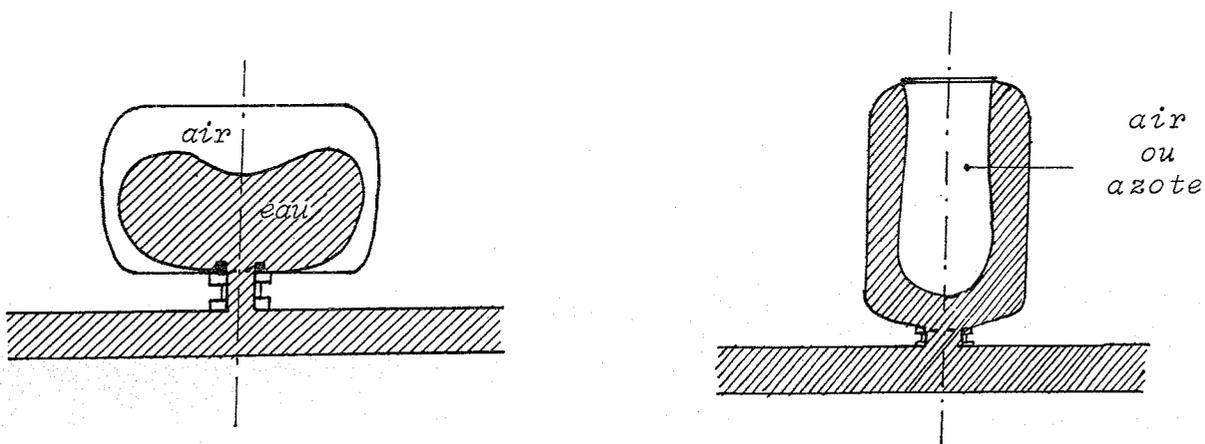


diamètre du trou à la perte de charge qu'on veut assurer au remplissage. Par contre, il présente les inconvénients des pièces mobiles (risque de casse ou de blocage, coups de bélier parasites).

L'inconvénient de la tuyère provient de sa difficulté de fabrication et de dimensionnement. Le troisième système présente les inconvénients du premier, avec le risque d'obstruction en plus, mais présente par contre le très gros avantage de pouvoir modifier la perte de charge au remplissage en installant une vanne de réglage sur la dérivation. C'est une méthode employée très souvent dans les petites installations pour lesquelles la perte de charge au remplissage n'est pas étudiée mais est réglée par essais réels lors des premières mises en route.

Au point de vue technologique, on peut distinguer deux grands types de ballon :

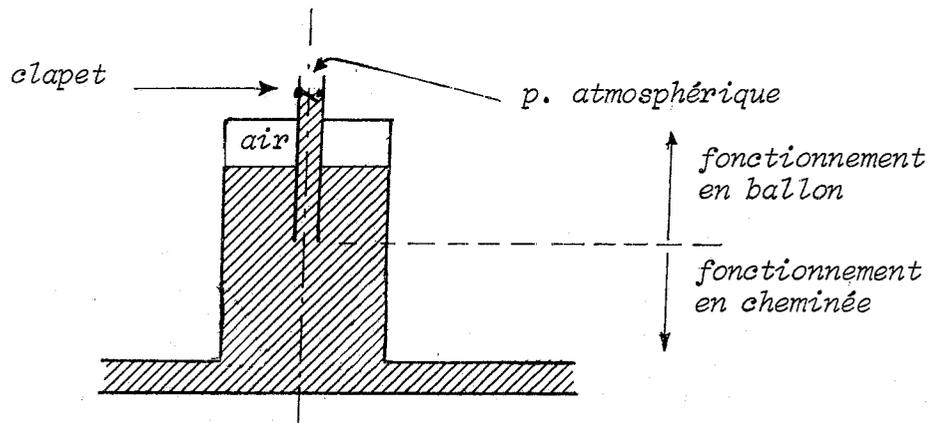
- les ballons à membrane ou à vessie : l'air et l'eau n'y sont pas en contact, ce qui évite la dissolution de l'air dans l'eau. On n'a donc pas le problème de rétablir de façon



périodique le volume d'air nécessaire au bon fonctionnement du ballon. Ces ballons doivent être pré-gonflés à la pression de pré-gonflage désirée.

- les ballons sans membrane qui peuvent être éventuellement fabriqués par des chaudronniers locaux. Leurs inconvénients proviennent du contact air-eau : l'air se dissolvant dans l'eau, il est nécessaire d'avoir en permanence un compresseur qui rétablit périodiquement et automatiquement le volume d'air dans le ballon. Cette complication pose alors le problème des fuites ; soit fuite d'air lorsque l'alimentation d'air arrive par le dessus du ballon, soit fuite d'eau dans le compresseur lorsque cette alimentation se fait par le bas du ballon.

Signalons toutefois une troisième sorte de ballon, d'un genre particulier, qui peut rendre des services pour de faibles hauteurs de refoulement : il possède la

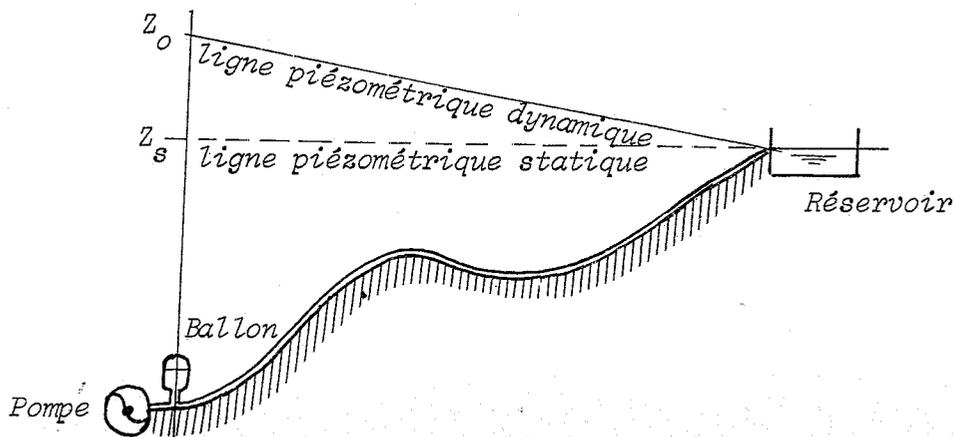


particularité de fonctionner comme une cheminée d'équilibre lorsque la pression descend en dessous d'une certaine valeur, et comme un ballon à pression d'air lorsque la pression est supérieure à cette valeur.

Cet appareil appelé *cheminée-ballon*\* et breveté sous le nom de "Réservoir anti-bélier à régulation d'air automatique" fonctionne comme un ballon en régime de fonctionnement normal et lorsqu'il protège contre les surpressions. Lorsqu'il y a une dépression, il fonctionne d'abord en ballon, puis en cheminée. Il est intéressant de remplacer un ballon par ce type d'appareil lorsque la pression minimale au ballon est susceptible de descendre en dessous de la pression atmosphérique.

### 1.3. Notations :

Dans le but de s'y reconnaître et de comprendre ce qui a été fait dans ce domaine (voir 2ème partie) nous allons tout de suite expliciter les notations qui seront utilisées.



\* On peut obtenir des renseignements sur la technologie et la construction de la *cheminée-ballon* auprès de son inventeur : M. ROCHE (ICGREF à la D.D.A. du Bas-Rhin).

Nous noterons :

- d'un indice s les valeurs correspondant au régime statique à débit nul,
- d'un indice o les valeurs correspondant au régime initial (dynamique),
- d'un indice b les valeurs des variables au ballon,
- d'un indice e les valeurs des variables au réservoir d'extrémité.

. Les variables dimensionnelles sont les suivantes :

V	:	Volume d'air dans le ballon
Z	:	Cote
P	:	Pression absolue
P <sub>a</sub>	:	Pression atmosphérique absolue = 10,33 mCE
H	:	Pression relative
Q	:	Débit
U	:	Vitesse
S	:	Section de la conduite
a	:	Célérité des ondes
L	:	Longueur de la conduite
g	:	Accélération de la pesanteur
α <sub>c</sub>	:	Coefficient de perte de charge en conduite

$$\Delta H_c = \alpha_c \cdot Q^2$$

α <sub>v</sub>	:	Coefficient de perte de charge au ballon en vidange
α <sub>r</sub>	:	Coefficient de perte de charge au ballon-en remplissage
j(Q)	:	Perte de charge linéaire unitaire pour le débit Q
J(Q)	:	Perte de charge totale pour le débit Q.

. Les variables adimensionnelles dont nous nous servirons dans cette note sont introduites aux § I.5. et III.1. Nous les donnons ici en préambule :

$$A = \frac{a U_o}{g P_s}$$

Traduisant l'importance de l'oscillation d'onde ou encore la dépression instantanée sans ballon par rapport à la statique

$$B = \frac{L Q U_o}{g P_o V_o}$$

Traduisant l'importance relative des inerties conduite-ballon c'est-à-dire du ballon pour la protection

$$K = \frac{P_o - P_s}{P_s} = \frac{J_o}{P_s}$$

Traduit l'importance des pertes de charge linéaires en conduite

$$K_v = \frac{\alpha_v Q_o^2}{P_s}$$

Traduit l'importance des pertes de charge au ballon en vidange

$$K_r = \frac{\alpha_r Q_o^2}{P_s}$$

Traduit l'importance des pertes de charge au ballon en remplissage

#### 1.4. Clarification des différents volumes d'air et pressions :

Il peut être intéressant de différencier maintenant les divers volumes et pressions obtenus au niveau du ballon. En l'absence de pertes de charge, le mouvement est oscillatoire non amorti et se poursuit indéfiniment, et le régime initial correspond au régime statique. Avec pertes de charge, il faut différencier le régime initial (dynamique) du régime final (statique) obtenu lorsque toute l'énergie a été dépensée en frottements (et éventuellement en échauffement de l'air du ballon).

Régimes	Pression absolue	Volume d'air
- Initial (dynamique)	$P_o$	$V_o$
- Pression minimum (fin de vidange)	$P_{min}$	$V_{max}$
- Pression maximum (fin de remplissage)	$P_{max}$	$V_{min}$
- Final (statique)	$P_s$	$V_s$

Le volume maximum est obtenu en fin de vidange ( $V_{max}$ ). On majore toutefois ce volume pour obtenir le volume total, à la fois pour que le ballon ne soit pas entièrement vide en fin de vidange et que de l'air n'entre pas dans la canalisation, et pour tenir compte des variations de volume d'air dues aux variations de température. Pour les ballons sans membrane, on majore  $V_{max}$  de 20 % :

$$V_{total} = 1,2 \cdot V_{max}$$

Le post-gonflage de ces ballons doit évidemment être effectué de façon à avoir la valeur choisie du produit  $PV^\gamma$  (Cf. § I.7).

Pour les ballons à membrane, il faut calculer la pression correspondant au volume total satisfaisant la constance du produit  $PV^\gamma$ . Pour introduire une marge de sécurité, on peut :

- soit la prendre sur le volume. Par exemple pour 20 % de marge on a :

$$V_{total} = 1,2 V_{max} \text{ et } P_{gonflage} = P_o \left( V_o / V_{total} \right)^\gamma \quad (= 0,8 P_{min})$$

- soit la prendre sur la pression :

$$P_{gonflage} = 0,8 \cdot P_{min} \text{ et } V_{total} = V_o \left( \frac{P_o}{P_{gonflage}} \right)^{1/\gamma} \quad (= 1,2 V_{max})$$

Notons que certains constructeurs indiquent une marge fixe en pression (1 bar). Dans la plupart des cas, cette méthode est équivalente. Elle risque cependant de conduire à des pressions inférieures à la pression atmosphérique (ou même à une pression de gonflage négative ce qui est absurde), ce qui est à éviter pour ce type de ballon vu la difficulté de mise en oeuvre : en effet lorsque la pression de pré-gonflage est inférieure à la pression atmosphérique, le pré-gonflage devient une "pré-aspiration". Il faut faire le vide dans le



On voit apparaître un premier nombre adimensionnel A qui peut prendre les 2 formes suivantes :

$$A_s = \frac{a U_o}{g P_s}$$

$$A_o = \frac{a U_o}{g P_o}$$

Les pertes de charges linéaires adimensionnelles sont, elles aussi, repérées soit par rapport à  $P_s$  soit par rapport à  $P_o$  :

$$K_s = \frac{J \text{ initial}}{P_s} = \frac{P_o - P_s}{P_s}$$

ou

$$K_o = \frac{P_o - P_s}{P_o}$$

Enfin l'équation de continuité des débits au niveau du ballon s'écrit :

$$\Delta \text{volume} = Q \Delta t$$

avec (Cf. § I.7)  $P V^\gamma = P_o V_o^\gamma = P_s V_s^\gamma = \text{Cte}$

On fait ici l'hypothèse d'un calcul sur un seul tronçon entre la pompe et le réservoir. Le pas de temps de base est donc le temps de propagation des ondes sur la conduite, soit  $\Delta t = \frac{L}{a}$ .

On en déduit :

$$\frac{\Delta P}{P} = -\gamma \frac{\Delta V}{V} \text{ avec } \Delta V = Q \cdot \frac{L}{a}$$

soit :  $\frac{\Delta P}{P} = -\gamma \frac{Q L}{a V}$

L'état initial est défini par :  $\frac{\Delta P_o}{P_o} = -\gamma \frac{Q_o L}{a V_o}$

Cette expression est sans dimension et caractérise le pouvoir de détente du ballon. On peut poser :

$$\rho_o = \frac{Q_o L}{a V_o}$$

Ce nombre adimensionnel est souvent multiplié par  $A_o$  (ou  $A_s$ ) pour obtenir B sous la forme :

$$B_o = \frac{L Q_o U_o}{g P_o V_o}$$

ou

$$B_s = \frac{L Q_o U_o}{g P_s V_o}$$

L'ensemble du phénomène étudié dépend donc de trois paramètres adimensionnels uniquement :

A	sous la forme	$A_0$ ou $A_s$
K	sous la forme	$K_0$ ou $K_s$
B	sous la forme	$B_0$ ou $B_s$

Par analogie avec les pertes de charge linéaires données pour le débit initial  $Q_0$ , les pertes de charge à la base du ballon seront elles aussi repérées pour ce même débit initial  $Q_0$ .

$$K_v = \frac{\text{Perte de charge à la vidange pour le débit } Q_0}{P_s}$$

$$K_r = \frac{\text{Perte de charge au remplissage pour le débit } Q_0}{P_s}$$

Dans la suite de cette étude, on raisonnera beaucoup sur ces nombres adimensionnels ; insistons donc sur leur signification :

. A =  $\frac{aU}{gP}$  Traduit l'importance d'un coup de bélier : la surpression engendrée par l'arrêt total et instantané d'un débit  $Q$  est égale à  $\frac{aQ}{gS} = \frac{aU}{g}$ . A est également souvent utilisée pour traduire l'influence de la célérité des ondes, toutes choses égales par ailleurs. En conclusion il suffit de retenir que A varie comme la célérité des ondes et comme la vitesse du fluide.

. K Traduit les pertes de charge, en ligne ou à la base du ballon.

. B Traduit l'influence du ballon sur toute l'installation. B est inversement proportionnel à PV, c'est-à-dire que plus B est petit, plus le ballon est gros.

Notons enfin que, pour les problèmes pour lesquels se pose la question de la durée des différentes phases, il faut exprimer le temps sous forme adimensionnelle, ce que l'on fait en écrivant :

$$t = \frac{T Q_0}{V_0}$$

## I.6. Oscillation en masse - Oscillation d'onde

Sitôt les pompes mises hors service, on suppose qu'instantanément le débit amont devient nul et que l'ensemble (ballon-conduite-réservoir) est un système isolé. La courbe caractéristique de la pompe est donc complètement ignorée ; ceci suppose également que l'inertie de la pompe est nulle.

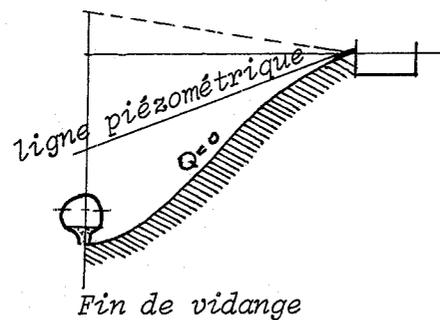
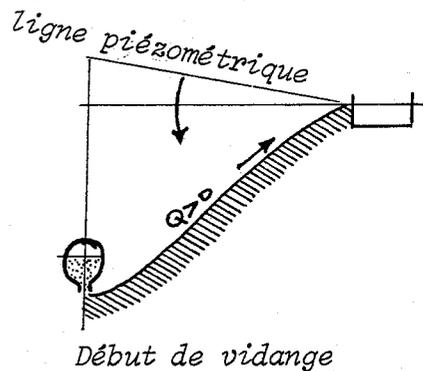
### I.6.1. Oscillation en masse

Cette façon d'envisager le phénomène suppose que tous les points de la colonne liquide ont à chaque instant la même vitesse et par conséquent que la pression varie à chaque instant linéairement en fonction de l'abscisse.

Il en découle que les enveloppes des dépressions et surpressions obtenues par la méthode de l'oscillation en masse sont des droites.

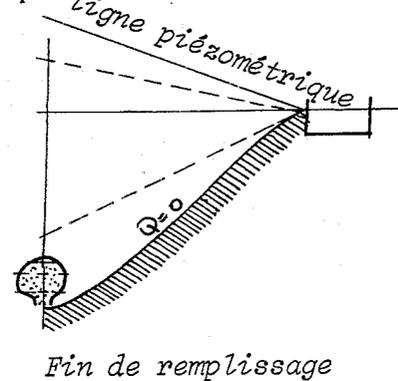
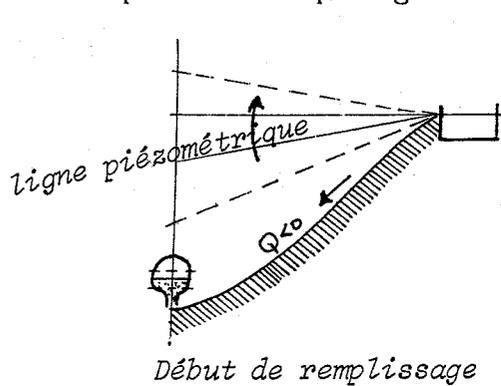
Le phénomène correspond aux deux phases suivantes :

- phase de vidange du ballon : la colonne liquide tend à ralentir par suite de la



détente de l'air du ballon, de la variation d'énergie cinétique, des pertes de charge et éventuellement de la variation d'énergie potentielle.

- phase de remplissage du ballon : le liquide est remis en mouvement en sens



inverse à cause de la différence de pression existant entre le ballon et le réservoir.

### I.6.2. Oscillation d'onde

Dans cette façon d'aborder le problème, on étudie les ondes qui parcourent le réseau et qui font changer brutalement pression et débit à chacun de leurs passages. Le débit de la conduite pourra donc avoir des valeurs très différentes suivant que l'on se trouve d'un côté ou de l'autre du front d'onde. Le coup de bélier provoqué à chaque passage de l'onde au ballon est dû à la chute de pression consécutive à sa vidange.

Si l'on accepte une loi de détente de forme  $PV^\gamma = \text{cte}$ , on a :

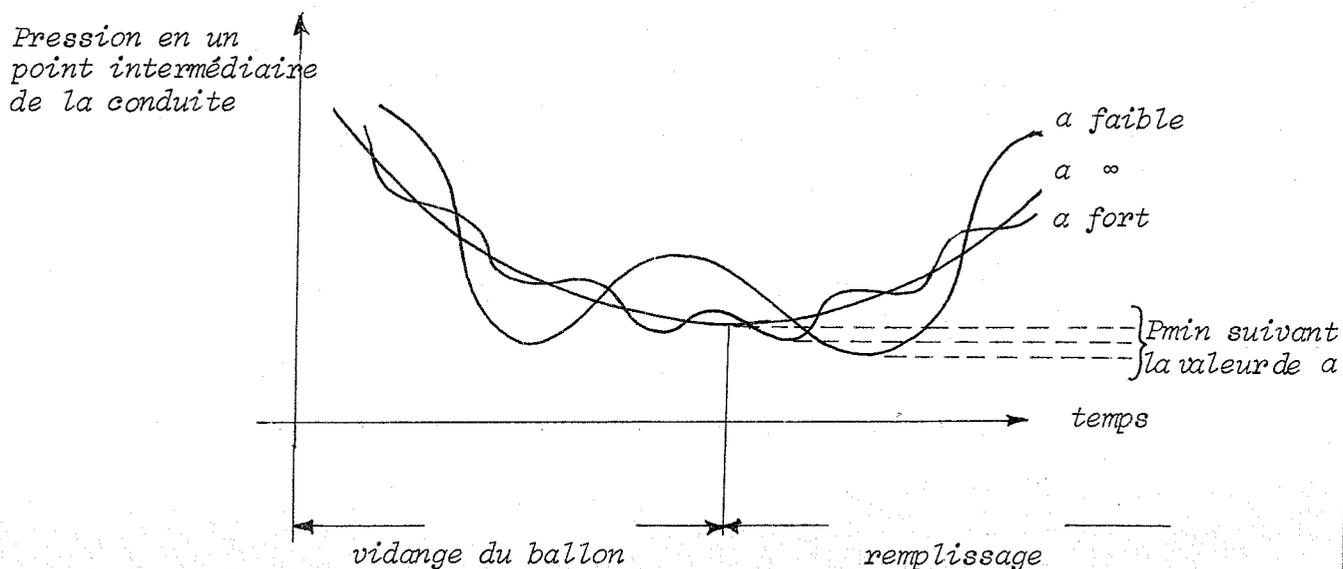
$$\frac{\Delta P}{P} = -\gamma \frac{\Delta V}{V} \Rightarrow \Delta P = -\gamma \cdot \frac{P}{V} \cdot Q \cdot \Delta t$$

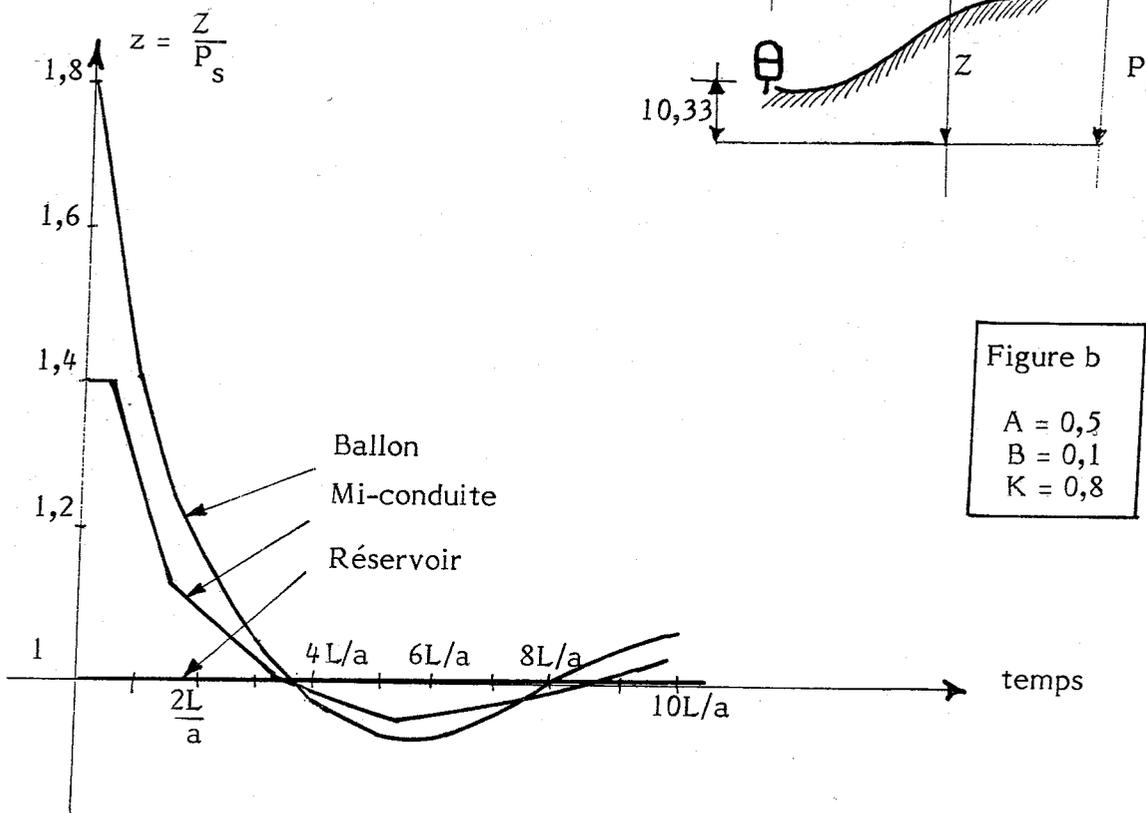
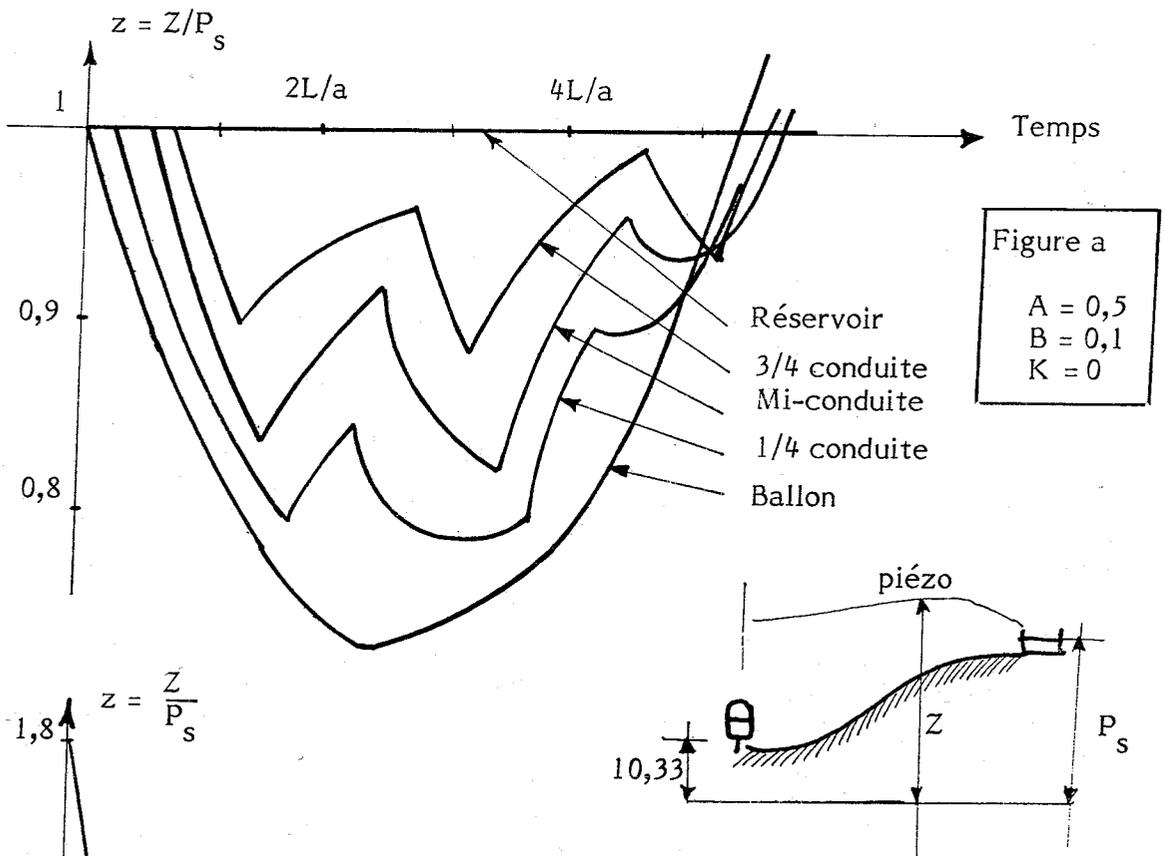
Si on prend pour  $\Delta t$  l'intervalle  $\frac{2L}{a}$  temps d'aller-retour de l'onde, on voit que si la célérité des ondes est très grande ( $\Delta t$  très petit) la variation de pression (et donc de débit) au ballon entre 2 passages de l'onde est très faible. Dès lors, les résultats obtenus par l'oscillation en masse sont d'autant plus proches de ceux obtenus par l'oscillation d'onde que la célérité des ondes est grande.

On peut donc dire que l'oscillation en masse est la limite du phénomène d'oscillation d'onde quand la célérité des ondes tend vers l'infini. Rappelons toutefois que la limite supérieure de la célérité des ondes pour l'eau, obtenue à partir de la seule compressibilité de l'eau, est de 1430 m/sec (vitesse du son dans l'eau). Pour de faibles célérités des ondes au contraire, les résultats obtenus peuvent être fort différents.

. En un point intermédiaire de la conduite, pression et débit obéissent à des phénomènes doublement périodiques : une période "globale" correspondant à l'oscillation en masse à laquelle se superpose une période plus courte due aux oscillations d'onde. Le nombre d'oscillations d'onde au cours d'une oscillation en masse est bien entendu fonction de la célérité des ondes.

Lorsque la célérité des ondes diminue, non seulement le nombre d'oscillations d'onde pour une oscillation en masse diminue, mais l'amplitude des oscillations d'onde augmente. La valeur minimum de pression atteinte au cours du phénomène est d'autant plus faible (d'autant plus éloignée de la valeur donnée par l'oscillation en masse) que la célérité des ondes est faible.

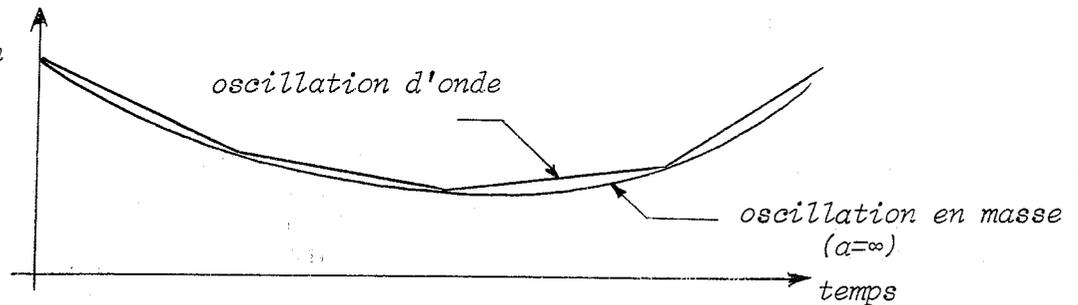




EVOLUTION DES COTES PIEZOMETRIQUES RELATIVES  $z = \frac{Z}{P_s}$   
 EN DIVERS POINTS DE LA CONDUITE

. Au niveau du ballon la baisse de pression se fait de façon plus régulière, le débit changeant de valeur brusquement à chaque passage d'onde et lentement entre 2 passages d'onde. La pression au cours du temps est donc un ensemble de courbes anguleuses mais peu écartées de la courbe lissée qui correspond à l'oscillation en masse.

Pression à la base du ballon



Le point de pression minimum est donc pratiquement identique à celui de l'oscillation en masse. Sauf dans le cas où la célérité est très faible.

. Enfin au réservoir la pression est constante dans tous les cas.

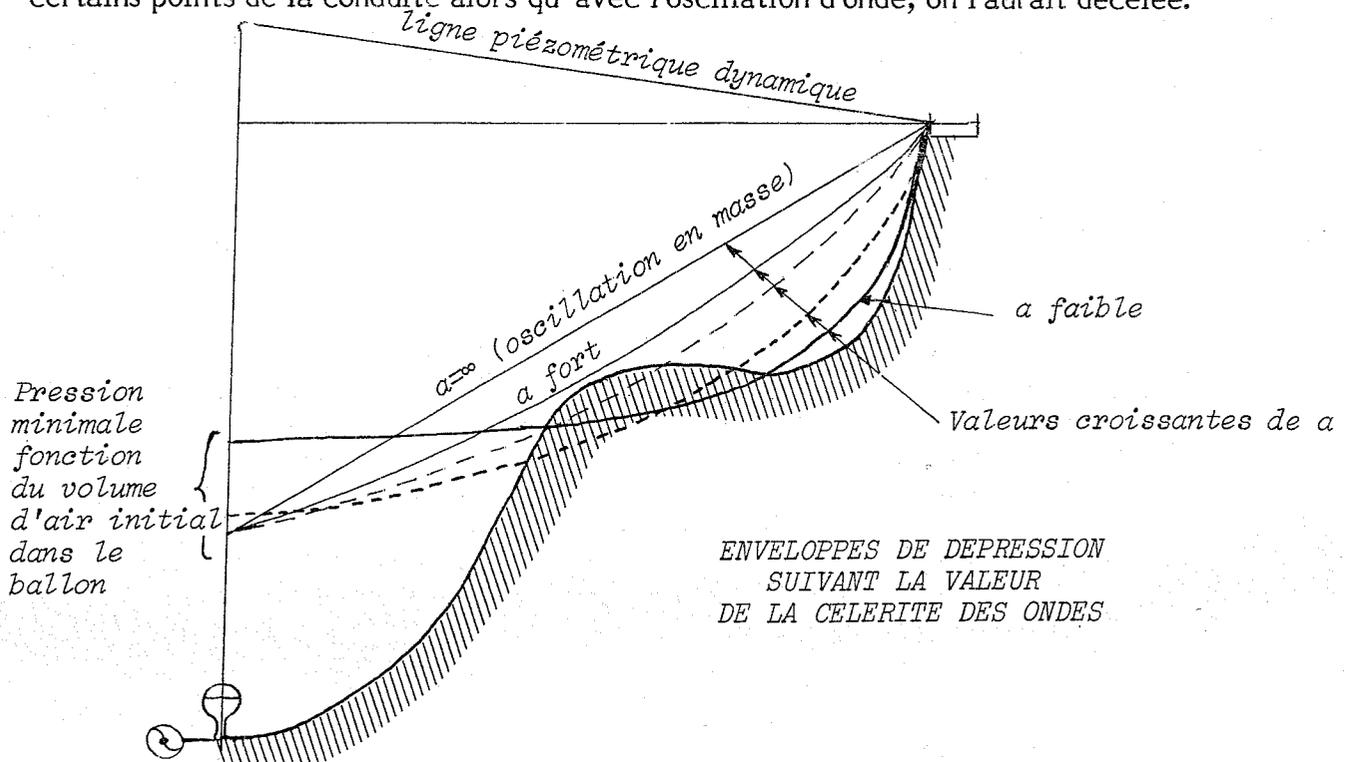
Les courbes du graphique n° 1 montrent deux exemples de l'évolution de la pression en différents points de la conduite.

### 1.6.3. Conclusion

La seule méthode vraiment valable est donc celle qui traite l'oscillation d'onde. La méthode qui traite uniquement l'oscillation en masse est une approche parfois grossière du phénomène mais a cependant l'avantage de pouvoir être traitée simplement par des équations différentielles parfois solubles (Ex. annexe 2). On peut utiliser ses résultats à condition de vérifier que l'on est dans des conditions où l'oscillation en masse peut être acceptée (ce qui est à peu près vérifié lorsque  $\frac{A}{B} > 10$  avec  $A > 1$ ).

Au point de vue numérique l'écart entre les 2 méthodes de calcul est minime aux extrémités de la conduite, mais l'oscillation d'onde donne des dépressions minimales plus accusées aux points intermédiaires. L'enveloppe des dépressions calculées par l'oscillation d'onde présente donc un "ventre" d'autant plus gros que la célérité des ondes est faible.

L'oscillation en masse peut donc faire conclure à une absence de cavitation en certains points de la conduite alors qu'avec l'oscillation d'onde, on l'aurait décelée.



## 1.7. Détente du ballon

### 1.7.1. Loi de détente du ballon

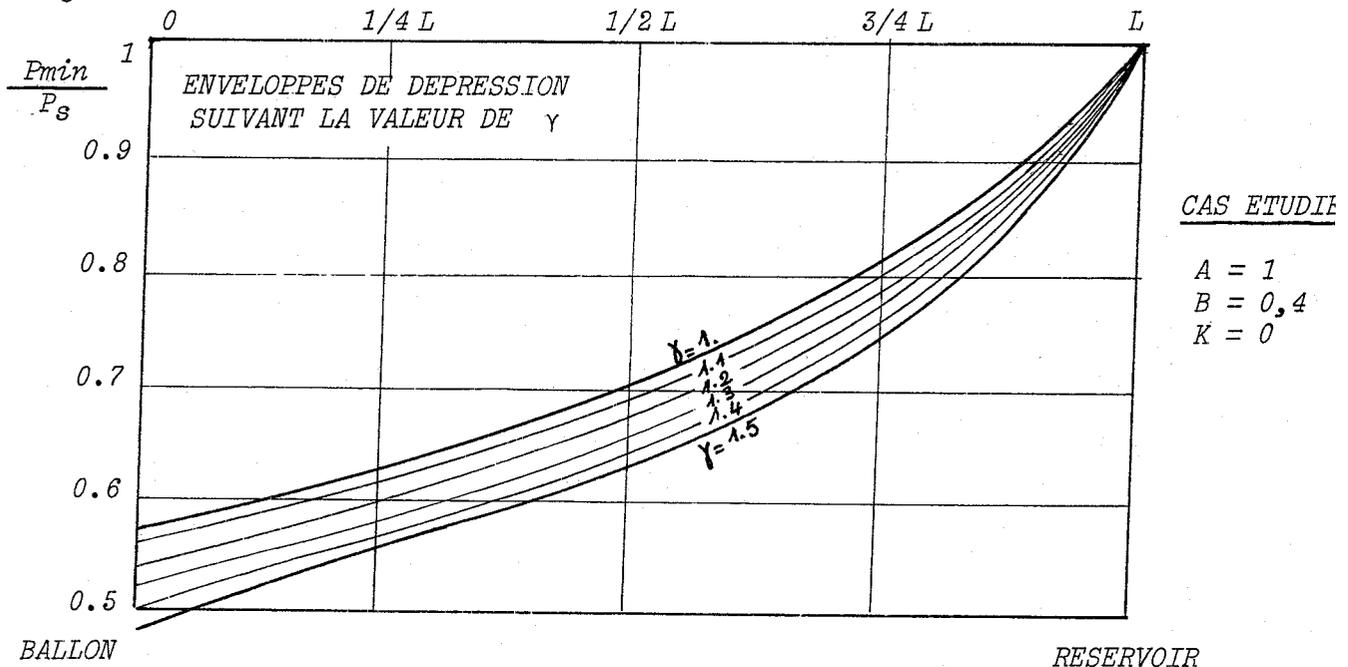
La loi utilisée le plus souvent lorsqu'on étudie un ballon anti-bélier est la loi de MARIOTTE :

$$PV = \text{cte}$$

On suppose ainsi que la détente et la compression de l'air du ballon sont isothermes. Or dans la réalité la température de cet air varie. Aussi lorsque les méthodes de calcul le permettent, on tient compte d'une loi  $PV^\gamma = \text{cte}$  dans laquelle le coefficient est affecté d'une valeur intermédiaire entre les échanges isothermes ( $\gamma = 1$ ) et adiabatique ( $\gamma = 1,4$ ) soit :

$$PV^{1,2} = \text{cte}$$

Remarquons que cette valeur  $\gamma = 1,2$  est approximative et mériterait d'être précisée. En effet, on a pu noter des écarts de 10 % sur les dépressions calculées avec  $\gamma = 1$  et  $\gamma = 1,2$  dans le cas où la conduite est supposée sans perte de charge. A titre indicatif, nous donnons ici, les lignes de dépressions minimales obtenues pour  $\gamma$  variant de 1 à 1,5 pour des valeurs moyennes des paramètres adimensionnels définis au § 1.5. ( $A_s = 1, B_0 = 0,4, K_s = 0$ ).



Notons que la valeur de  $\gamma$  doit dépendre de la manière dont se fait la détente du ballon (vitesse de vidange en particulier).

### 1.7.2. Durée de la détente

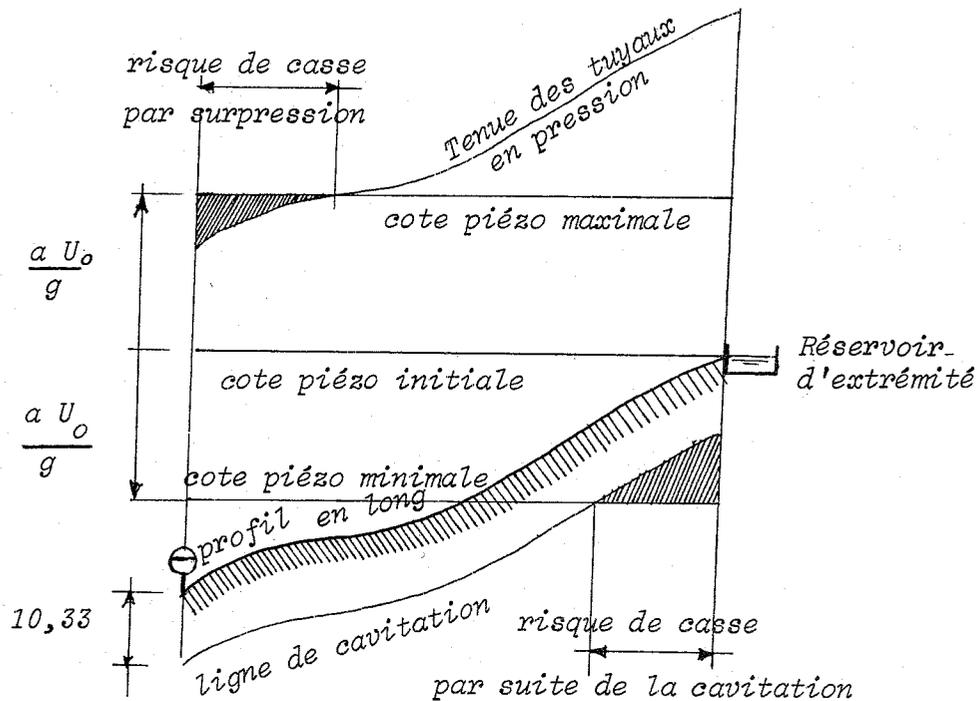
Dans certains cas de régulation, il peut être intéressant de connaître un ordre de grandeur de la durée de la phase détente pour la conception de la station de pompage. C'est en particulier le cas lorsque le réseau possède des prises à basse altitude entraînant la vidange du réseau après disjonction. Dans ce cas, il peut être prévu en tête du réseau une vanne à commande automatique se fermant après disjonction, la fermeture de cette vanne doit être temporisée de façon à n'intervenir qu'après disparition des risques de coup de bélier. Il faut donc que cette fermeture intervienne à un instant postérieur à celui de la fin de la phase détente.

## I.8. Surpression consécutive à une disjonction sans perte de charge au remplissage

### I.8.1. Analyse qualitative

Dans le cas de disjonction des pompes sur un réseau, il est nécessaire de vérifier la bonne tenue des canalisations vis-à-vis des dépressions mais il faut également vérifier ce qui se passe vis-à-vis des surpressions. Envisageons le problème dans les 2 cas suivants, en négligeant les pertes de charge :

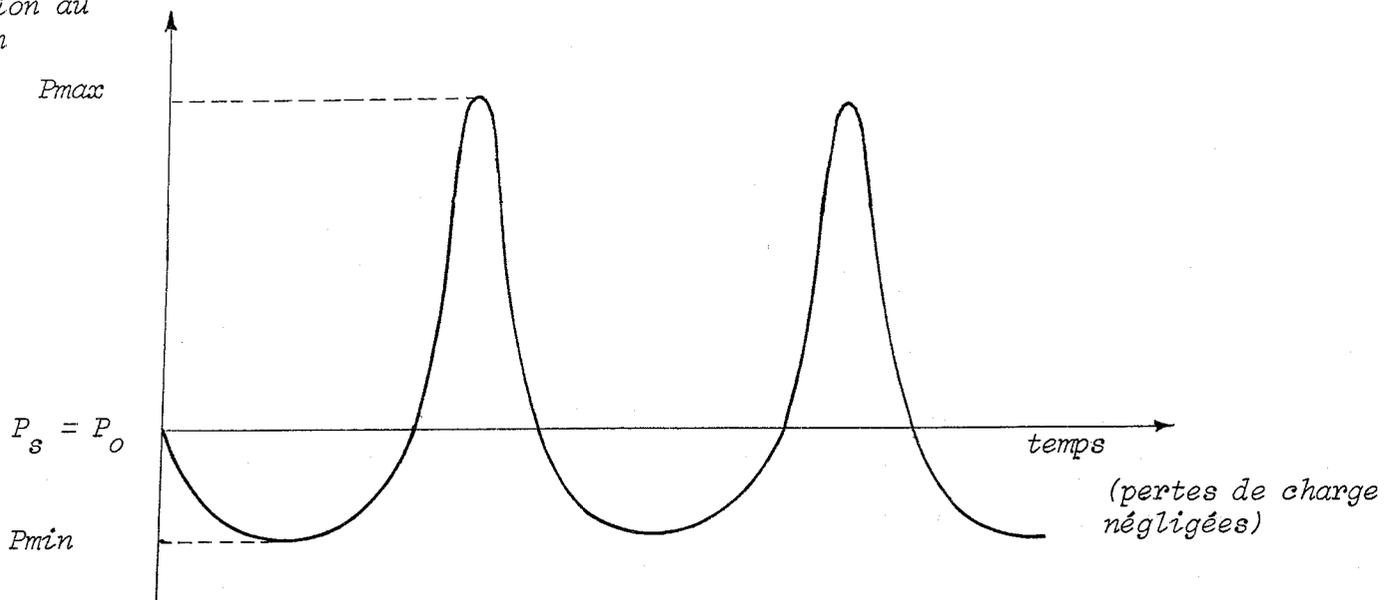
- sans ballon : la dépression consécutive à l'arrêt des pompes est égale à  $\frac{aU_0}{g}$  (ou à  $Z_{\text{piézo}} - Z_{\text{bâche}}$  s'il y a un clapet d'aspiration). Aux pertes de charge près cette dépression arrive en bout de conduite, se réfléchit et devient surpression lorsqu'elle atteint la tête de conduite.



Il est possible que la dépression soit acceptable mais que la surpression consécutive ne le soit plus.

- avec ballon : il est intéressant de noter que la courbe donnant la pression au cours du temps n'est pas sinusoïdale. Sans perte de charge, elle est périodique mais la pression minimale est plus proche de l'état d'équilibre que la pression maximale obtenue lors de la phase remplissage. Il faut donc vérifier que cette pression maximale  $P_{\text{max}}$  est compatible avec la tenue en pression des tuyaux et du ballon. Elle peut en effet être plus dangereuse que la dépression.

16.

Pression au  
ballon

### 1.8.2. Limite de la surpression en fonction de A

En l'absence de ballon, les dépression et surpression maximales sont données par  $\Delta H = \frac{a U_0}{g}$  par rapport à la statique. Si l'on repasse en variables adimensionnelles, on voit que :

$$\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = \frac{\Delta H}{P_s} \text{ a pour limite } \frac{a U_0}{g P_s} \text{ (égal à la variable adimensionnelle A)}$$

$\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} \text{ limité par A}$
---

D'autre part, la pression initiale  $P_0$  est déjà une contrainte pour la tenue des tuyaux. Si  $P_{\max}$  est inférieur à  $P_0$  il est inutile de se préoccuper de cette surpression. Il est donc intéressant de comparer  $\frac{P_{\max} - P_s}{P_s}$  et  $\frac{P_0 - P_s}{P_s}$  (cette dernière expression n'est autre que  $K$ , expression des pertes de charge adimensionnelles).

On en déduit :

1° Si  $A < K$  il n'y a aucun risque en surpression

2° Les résultats numériques rassemblés sous forme d'abaques n°10, 11 et 12 montrent d'autre part que :

Les seuls cas où le risque en surpression est important sont ceux où les pertes de charge linéaires sont faibles : $K < 0,5$ .
--

En effet pour des valeurs fortes de  $K$  ( $K \gg 0,5$ ) la surpression maximale obtenue pendant le remplissage reste inférieure ou proche de  $K$  quelles que soient les autres conditions (pour des valeurs raisonnables de  $A$ ,  $B$  et  $K_r$ ).

## I.9. Pertes de charge à l'entrée du ballon

### I.9.1. Fonction de ces pertes de charge

I.9.1.1. En vidange, les pertes de charge à la base du ballon limitent le débit restitué par le ballon et gênent donc le bon fonctionnement de celui-ci. On essaye donc dans la mesure du possible de réduire les pertes de charge.

I.9.1.2. En remplissage, le problème est plus complexe. Au début de cette phase, le débit est nul et c'est la différence de cote piézométrique entre le ballon et le réservoir qui remet en mouvement la colonne d'eau.

Deux cas extrêmes peuvent être envisagés :

a) Le réseau a de très faibles pertes de charge (tant en ligne qu'à l'entrée du ballon). Alors, ainsi qu'il a été dit ci-dessus, la phase remplissage va avoir lieu et à la fin de cette phase, on obtient une pression très importante. Son écart par rapport à la pression statique est bien plus important que celui de la pression minimale de fin de vidange.

b) Le ballon possède un clapet (perte de charge infinie) : une oscillation d'onde va le parcourir tendant à stabiliser la cote piézo à la cote statique. La plus forte pression obtenue sera pratiquement aussi éloignée de la pression statique que ne l'était la pression minimale de fin de vidange.

La présence du clapet limite donc les surpressions à des valeurs inférieures à ce que l'on aurait sans lui. Cependant on va mettre une perte de charge non infinie (clapet percé, diaphragme ou dérivation) à la base du ballon pour les 3 raisons suivantes :

1) - Il faut que l'eau puisse retourner dans le ballon afin que celui-ci soit apte à jouer son rôle lors d'une prochaine disjonction.

2) - L'inertie du clapet risque de faire fermer celui-ci avec un certain temps de retard. Si le débit est coupé en totalité la surpression correspondante peut être dangereuse.

3) - Enfin et surtout on peut montrer qu'une perte de charge intermédiaire entre 0 (pas de clapet) et l'infini (clapet plein) est bénéfique (Cf. graphique 2). En effet, par rapport au cas "pas de clapet", elle a tendance à limiter le débit d'entrée dans le ballon donc à augmenter la durée de la phase remplissage. Corrélativement la pression maximale en fin de remplissage va être moindre.

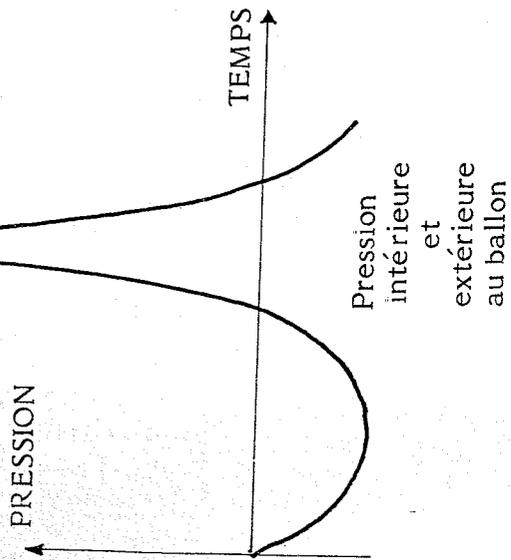
Par rapport au cas clapet plein, elle autorise une "vidange de la conduite" dans le ballon donc limite la pression extérieure (dans la conduite) à une valeur inférieure à celle du cas du clapet plein.

On se rend compte ainsi qualitativement que la pression maximale en fin de remplissage va être fonction de la perte de charge à l'entrée du ballon, suivant une courbe présentant un minimum.

Nous allons reprendre au paragraphe suivant cette question de la perte de charge optimale.

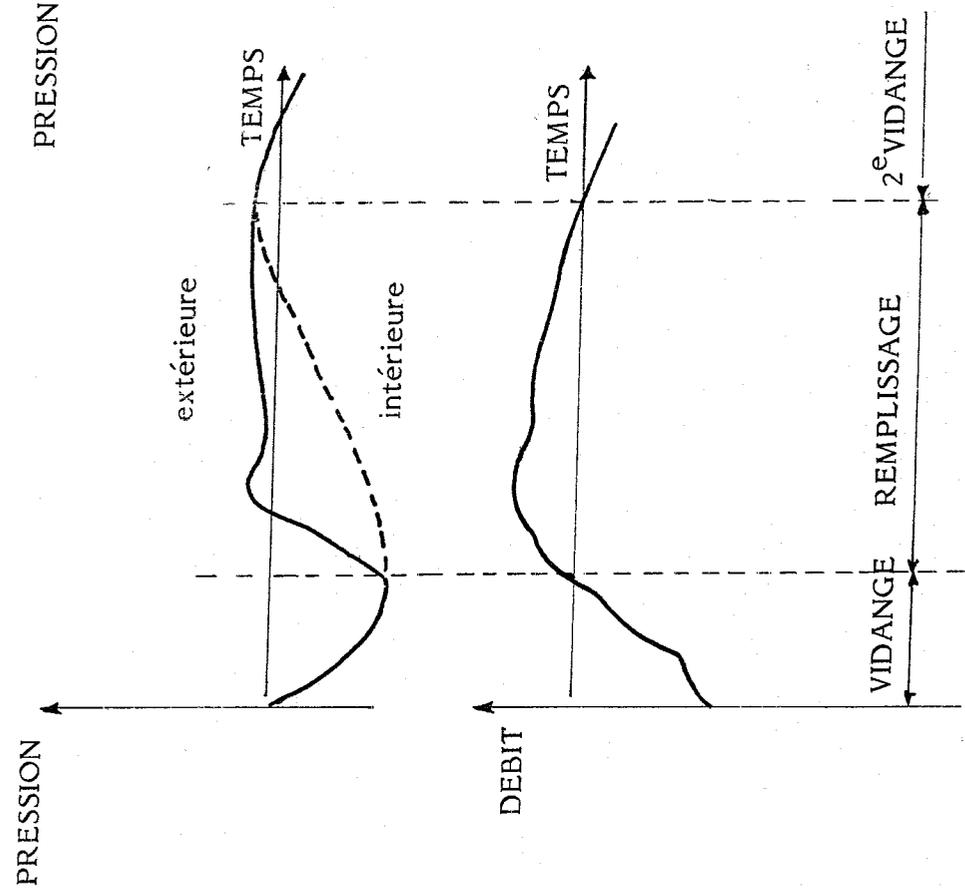
SANS CLAPET

$K_f = 0$



CLAPET PERCE

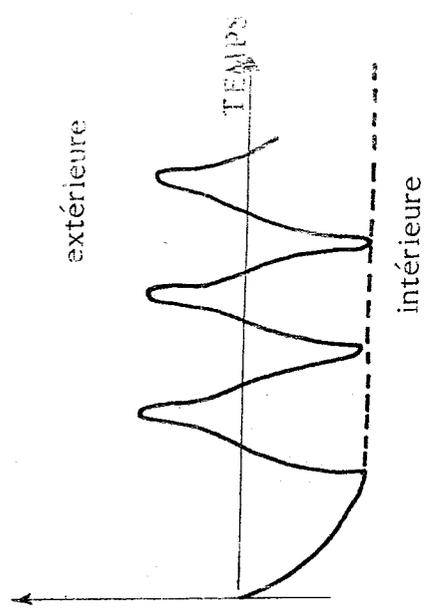
$K_f = 5$



INFLUENCE DE LA PERTE DE CHARGE AU REMPLISSAGE ( $K_f$ ) SUR L'EVOLUTION DE LA PRESSION AU COURS DU TEMPS (CAS OU LES PERTES DE CHARGE LINEAIRES SONT NEGLIGEES)

CLAPET PLEIN

$K_f = \infty$



Pour ces raisons, le clapet plein est habituellement remplacé par un clapet percé ou bien par un orifice différentiel qui crée au remplissage une perte de charge plus forte qu'en vidange (tuyère par ex. Cf. p. 3). On peut aussi adopter un clapet non percé doublé d'un petit tuyau en parallèle.

En conclusion, en phase vidange, on néglige généralement les pertes de charge à la sortie du ballon. Par contre, en phase remplissage, elles deviennent prépondérantes et conduisent souvent à négliger les pertes de charge linéaires le long de la conduite.

### 1.9.2. Dimension optimale du trou d'un clapet percé (Cf. graphique 3)

Dans le cas d'un clapet percé, il existe une valeur optimale de la perte de charge à l'entrée du ballon. En effet, la surpression maximale atteinte lors de la phase remplissage peut avoir deux origines différentes :

a) Elle peut être atteinte en fin de phase remplissage si l'orifice est suffisamment grand. Cette pression en fin de remplissage est d'autant plus grande que l'orifice est important et tend asymptotiquement vers la pression que l'on aurait sans clapet.

b) Elle peut être atteinte avant la fin du remplissage si la perte de charge est suffisamment forte. Il peut en effet y avoir un effet d'accumulation dans la conduite, la dimension de l'orifice ne permettant pas un écoulement suffisant vers le ballon pour faire tomber la pression. On a alors pour la pression à l'extérieur du ballon une courbe à deux maxima -la pression intérieure ne présentant qu'un seul maximum- (Cf. graphique 2 schéma pour le clapet percé, et graphique 3).

Si la dimension de l'orifice diminue (c.à.d.  $K_r \nearrow$ ), cette première pointe de pression devient prépondérante et croît avec  $K_r$ . Ceci explique qu'il y ait une valeur optimale de  $K_r$  (déjà mise en évidence par DUBIN<sup>r</sup> & GUENEAU) au-delà de laquelle on ne peut plus limiter la pression maximale par ce procédé.

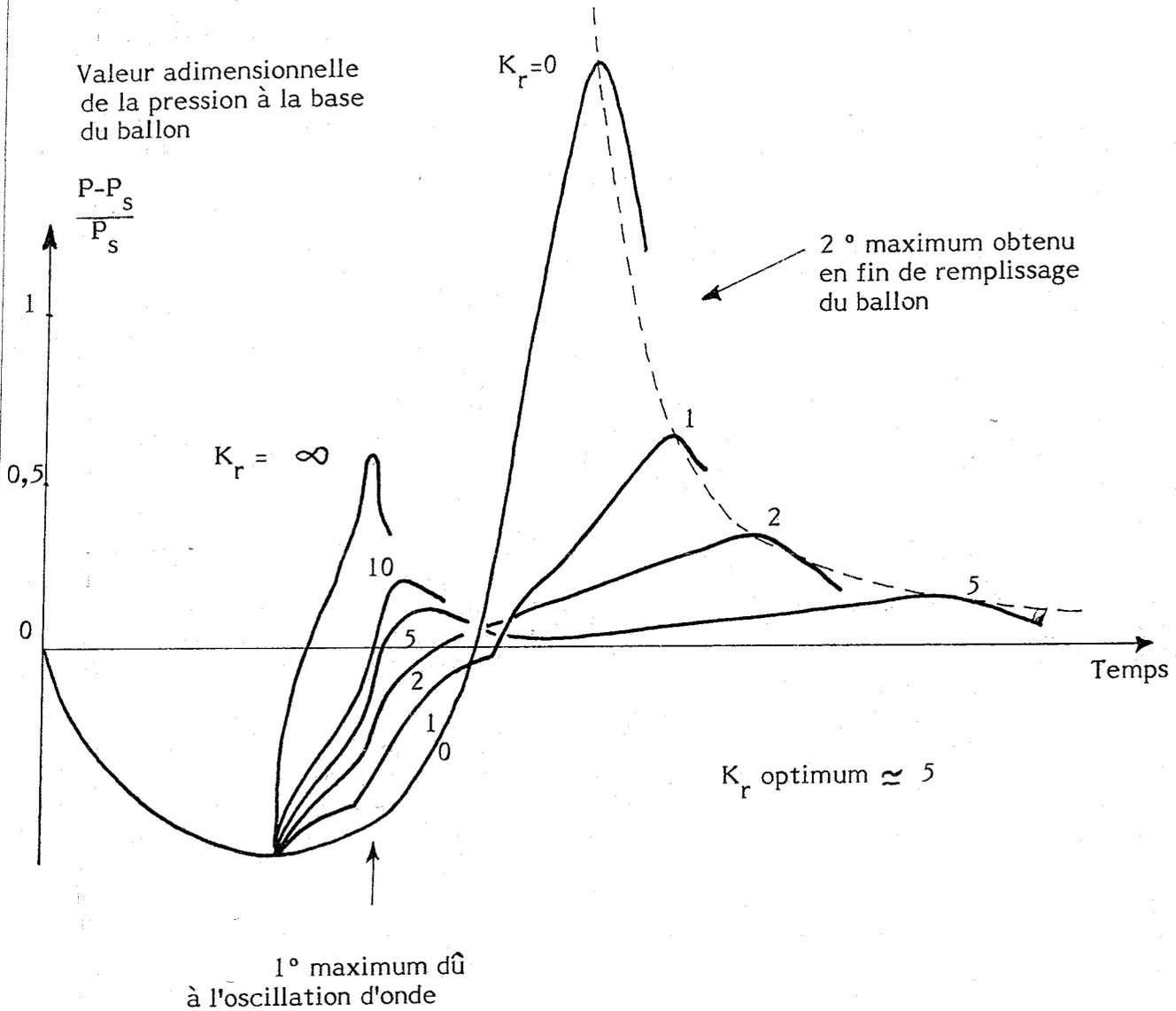
### 1.9.3. Taille du trou d'un clapet percé

#### a) Formules habituelles

Si on adopte un clapet percé pour créer la perte de charge dissymétrique, il faut pouvoir calculer le diamètre du trou du clapet connaissant la perte de charge.  $\Delta H_r$  étant la perte de charge au remplissage, on l'exprime en général par la relation :

$$\Delta H_r = \alpha_r \frac{U_0^2}{2g} \quad \text{en fonction de } U_0 \text{ vitesse dans la conduite en régime permanent.}$$

Plusieurs auteurs ont donné la valeur de  $\alpha_r$  en fonction du rapport  $\frac{S}{S}$  des sections du trou du clapet et de la conduite :



INFLUENCE DE LA PERTE DE CHARGE AU REMPLISSAGE ( $K_r$ )  
 SUR L'ÉVOLUTION DE LA PRESSION AU COURS DU TEMPS  
 (CAS OU LES PERTES DE CHARGE LINEAIRES SONT NEGLIGÉES)

I.E. IDEL'CIK donne la fonction  $\alpha = (1 + 0,707 \sqrt{1 - \frac{s}{S} - \frac{s}{S}})^2 \cdot (\frac{s}{S})^2$

DUBIN et GUENEAU indiquent  $\alpha = (\frac{S}{0,6s} - 1)^2$  formule de BORDA avec coefficient de contraction de 0,6.

Enfin LENCASTRE ne donne pas de fonction mais indique différentes valeurs de  $\alpha$  en fonction de  $\frac{s}{S}$ . Si on compare les résultats donnés par tous ces auteurs, on obtient :

$\frac{s}{S}$	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
LENCASTRE		232	51	18	9,6	5,3	3,1	1,2	0,48
DUBIN et GUENEAU	27445	245	54	21	10	5,4	3,2	1,2	0,69
I.E. DEL'CIK	28668	247	52	19	8,2	4,0	2,0	0,42	0

On voit que ces résultats sont assez cohérents. Le plus simple à utiliser étant la fonction donnée par DUBIN et GUENEAU, nous l'adopterons. On obtient donc :

$$\left(\frac{S}{0,6s} - 1\right)^2 = \frac{\Delta H_r}{\frac{U_o^2}{2g}}$$

d'où le diamètre du trou du clapet :

$$d = \frac{D}{\sqrt{0,6 \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{\Delta H_r}{\frac{U_o^2}{2g}}}\right)}}$$

#### b) Précision de ces formules

Elle est un peu illusoire vu qu'elles sont basées sur le principe de la contraction de la section  $S$  à la section  $s$  sur une conduite rectiligne et infinie. La réalité est plus complexe puisque les filets liquides rencontrent successivement un branchement (avec parfois changement de diamètre) puis le clapet et entrent enfin dans le ballon. Ces trois singularités sont placées l'une par rapport à l'autre à des distances très courtes de sorte que la perturbation due à la 1ère singularité n'est pas terminée lorsque l'eau rencontre la deuxième singularité, puis la troisième.

On peut espérer tout de même que ces formules donnent un ordre de grandeur suffisant, mais ce n'est qu'un ordre de grandeur.

I.10. Un ballon d'air est-il nécessaire ?

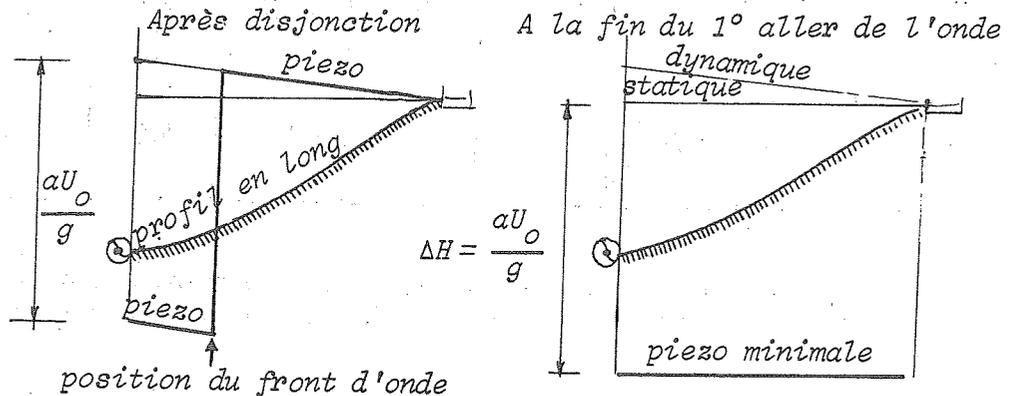
Cette question peut paraître absurde, mais avant de dimensionner un ballon, il est tout de même nécessaire de savoir s'il est utile. Cela est d'autant plus vrai qu'il est possible d'utiliser d'autres protections que le ballon d'air (volant d'inertie, ballon d'eau, aspiration auxiliaire, etc...).

Nous donnons ici une méthode approchée (et majorante) de l'évaluation de ces dépressions pour juger rapidement si un ballon est envisageable.

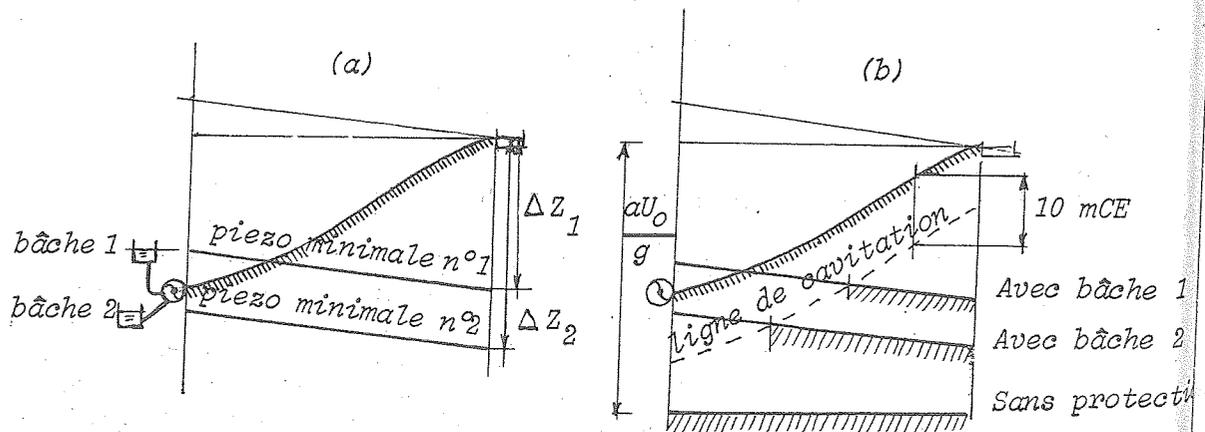
En négligeant l'inertie des pompes et en supposant que l'arrêt du débit est total et instantané, la dépression instantanée est donnée par  $\Delta H = \frac{aU_0}{g}$  en l'absence de toute protection. On sait que c'est la dépression maximale que l'on puisse obtenir (sans tenir compte de la cavitation).

Cette dépression se propage parallèlement à la ligne piézométrique. Les pertes de charge jouant, on peut admettre en première approximation qu'on obtient une majorante des dépressions à la fin du premier aller de l'onde en prenant comme ligne piézométrique

EVOLUTION DE LA LIGNE PIEZOMETRIQUE THEORIQUE SANS PROTECTION



une parallèle à la statique mais décalée de  $\Delta H$ . Dans le cas de la figure ci-dessus (où  $A > 1$ ) une protection intéressante est obtenue en disposant une aspiration auxiliaire qui ramène la dépression initiale au niveau de la bêche d'aspiration, qu'on a donc intérêt à placer le plus haut possible. La figure ci-dessous (a) montre toutefois que cette protection ne peut être efficace que si les hauteurs de refoulement sont faibles, pour que  $\Delta Z$  soit inférieur à 10 mCE.



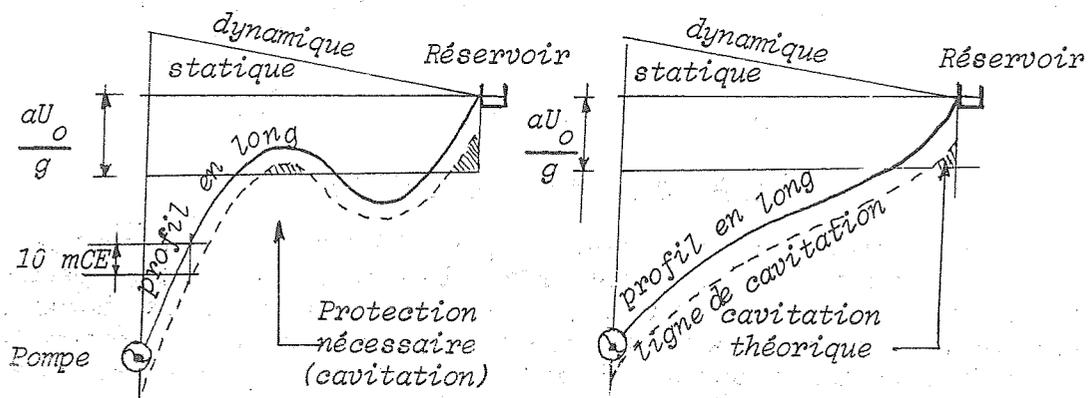
avec aspiration auxiliaire n°1 ou 2

comparaison des lignes piézométriques minimales. L'intersection avec la ligne de cavitation indique la zone où la cavitation est susceptible de se produire

note Dans tous les graphiques ci-dessus les lignes piézométriques minimales sont tracées en supposant que la cavitation ne se produit pas. Les lignes ne sont donc physiquement valables que dans les zones où elles sont au-dessus de la ligne de cavitation

Dans le cas où les hauteurs de refoulement sont fortes et où  $A > 1$  (c'est à dire  $\frac{aU_0}{g} > P_s$ ), cette protection ne suffit pas car on a des pressions négatives sur une trop grande partie du profil en long ainsi que le montre la figure ci-dessus (b). Il faut dans ce cas impérativement utiliser une autre protection (qui peut être un ballon d'air).

Reste enfin le cas des figures ci-dessous, où  $A < 1$ ,



qui correspond aux cas où la cavitation n'est pas à craindre à la pompe. Si un point haut au milieu de la conduite est critique, il faut installer une protection. Si par contre, il n'y a pas de point haut, seule la dernière partie de la conduite est susceptible de supporter des pressions négatives. La nécessité d'une protection n'est alors pas évidente pour au moins deux raisons :

a) On s'est placé pour notre raisonnement dans des conditions de risque maximal puisqu'on a négligé l'inertie des pompes et les pertes de charge en ligne de la conduite.

b) La pression négative qui se forme en bout de conduite est comblée très rapidement par le retour d'onde : on peut presque considérer que l'extrémité de la conduite est protégée par le réservoir d'extrémité qui joue le rôle de cheminée d'équilibre. On rejoint là un problème plus général qui est celui de la zone d'influence d'un appareil de protection anti-bélier.

Dans le cas qui nous occupe après avoir pesé l'incertitude dans laquelle on se trouve et lorsque la longueur critique est faible (quelques dizaines de m), on peut courir le risque de ne pas installer de protection.

### I.11. Ballon de régulation - Ballon anti-bélier

Dans beaucoup de réseaux, on doit prévoir deux sortes de ballons à proximité de la station de pompage : un ballon de régulation dans certains cas de régulation manométrique par exemple et un ballon anti-bélier pour écrêter les variations brutales de pression. On est donc amené à se poser la question de savoir si ces deux ballons doivent être absolument séparés ou s'il est possible de les réunir en un seul.

A priori, on peut dire qu'il est préférable de les séparer, vu que leurs 2 fonctions, très différentes, sont plus faciles à maîtriser séparément, et que le rapport  $\frac{\text{Volume d'air}}{\text{Volume d'eau}}$  est très différent suivant la fonction voulue. Cependant, moyennant certaines précautions et dans certains cas particuliers, il est possible de les confondre en un seul ballon.

Regardons de plus près les 2 modes de fonctionnement.

#### I.11.1. Ballon unique assurant les 2 fonctions

Cette solution n'est possible que si les surpressions ne sont pas à craindre. En effet, la fonction régulation impose qu'à la base du ballon on ait les pertes de charge les plus faibles possibles tant en vidange qu'en remplissage. En cas de disjonction des pompes, la phase remplissage ne peut donc être réduite par l'intermédiaire d'un orifice différentiel ou un clapet percé, ce qui ôte toute possibilité de protection contre les surpressions.

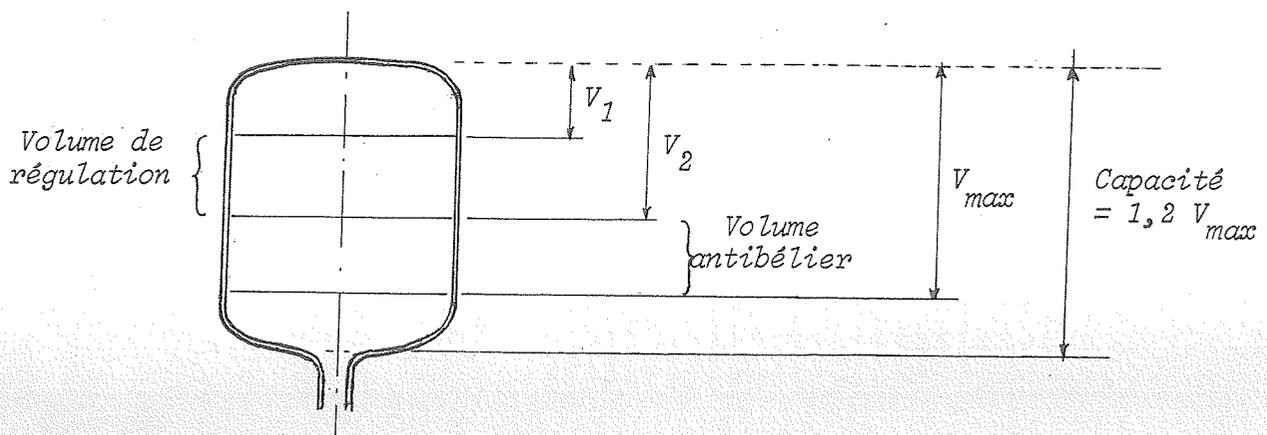
Du point de vue calcul, il faut commencer par étudier le volume de régulation, c'est-à-dire par définir les valeurs extrêmes  $V_1$  et  $V_2$  du volume d'air. On effectue ensuite le calcul de l'anti-bélier.

Le cas le plus défavorable est en principe celui où le débit est maximal, correspondant à la fourchette basse de la régulation quand celle-ci est manométrique.

On compare le volume maximal de régulation  $V_2$  au volume d'air initial  $V_0$  nécessaire à la protection anti-bélier et obtenu par utilisation d'abaques.

Si  $V_2 \geq V_0$  la dépression est comblée. Il suffit de calculer le volume  $V_{\max}$  en fin de détente en partant d'un volume d'air initial égal à  $V_2$  (et non à  $V_0$ ). On en déduit ensuite la capacité du ballon.

Si  $V_2 < V_0$  la cavitation n'est pas évitée. Il faut soit revoir les volumes de la partie régulation pour arriver à  $V_2 \geq V_0$ , soit séparer les 2 ballons.

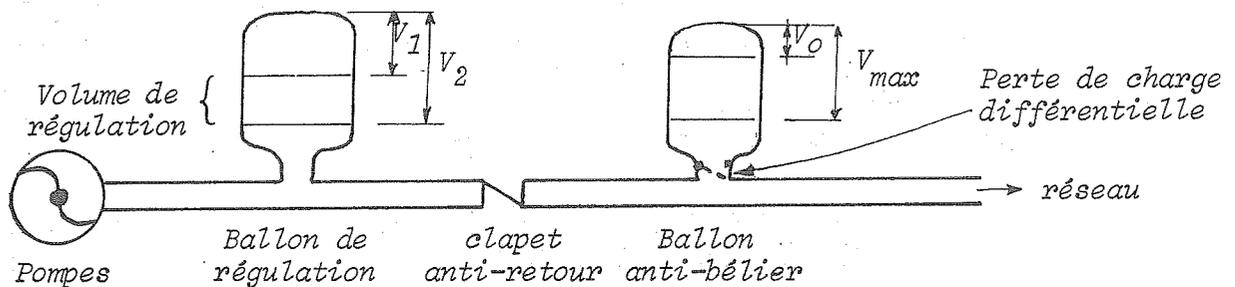


### I.11.2. Ballons séparés

Cette solution est possible dans tous les cas. C'est aussi la seule possible lorsque les surpressions sont à craindre. Dans ce cas, il faut placer de l'amont vers l'aval :

- . les pompes,
- . le ballon de régulation,
- . un clapet anti-retour,
- . le ballon anti-bélier.

Indiquons d'abord que les clapets anti-retour posent des problèmes spécifiques : Il est souhaitable qu'ils soient étanches d'une part, et d'autre part il faut prendre garde à leur inertie ; si elle est trop importante, ils peuvent se fermer avec retard, provoquant des ébranlements violents. Il est donc alors souhaitable d'installer des clapets qui soient à la fois étanches et à faible inertie.



Le clapet anti-retour est nécessairement placé entre les 2 ballons afin que seul le ballon anti-bélier soit en service lors de la phase retour après disjonction des pompes. Ainsi le clapet percé ou l'orifice différentiel placé à la base du ballon peut jouer son rôle de freinage de la colonne liquide en phase retour, ce qui permet de limiter les surpressions indépendamment de la partie régulation.

Du point de vue calcul, les fonctions sont séparées. On suppose que lors de la disjonction des pompes le volume d'eau dans le ballon de régulation est très faible et que la bonde de fond ou la vessie le met hors service instantanément.

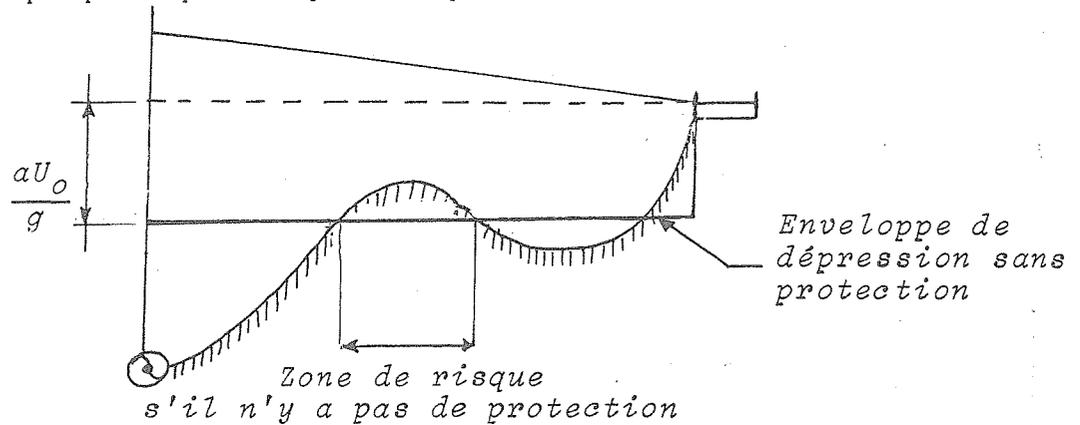
Notons qu'en ce qui concerne la mise en place des prises de pression des manostats, il est déconseillé de les loger dans la partie anti-bélier quand la base de celle-ci est munie d'une perte de charge différentielle. En effet, suivant le sens et la valeur du débit, la pression régnant dans le ballon peut être notablement différente de celle régnant dans le réseau, cette dernière étant seule utile pour la commande des pompes.

## I.12. Emplacement du ballon

### I.12.1. Est-il intéressant de séparer pompes et ballon anti-bélier ?

Dans les paragraphes précédents, et également dans les suivants, nous admettons implicitement que le ballon est situé juste à l'aval des pompes. En pratique, une certaine distance les sépare. Mais elle est en général faible et permet de se passer de protection pour la partie de conduite située à l'amont du ballon, car pour cette faible longueur, l'arrêt de la pompe ne peut pas être considéré comme instantané et la dépression peut éventuellement être comblée par l'eau venant de l'aspiration par l'intermédiaire de la pompe fonctionnant en turbine. Considérer que le ballon se trouve à l'aval immédiat de la pompe est donc tout à fait valable.

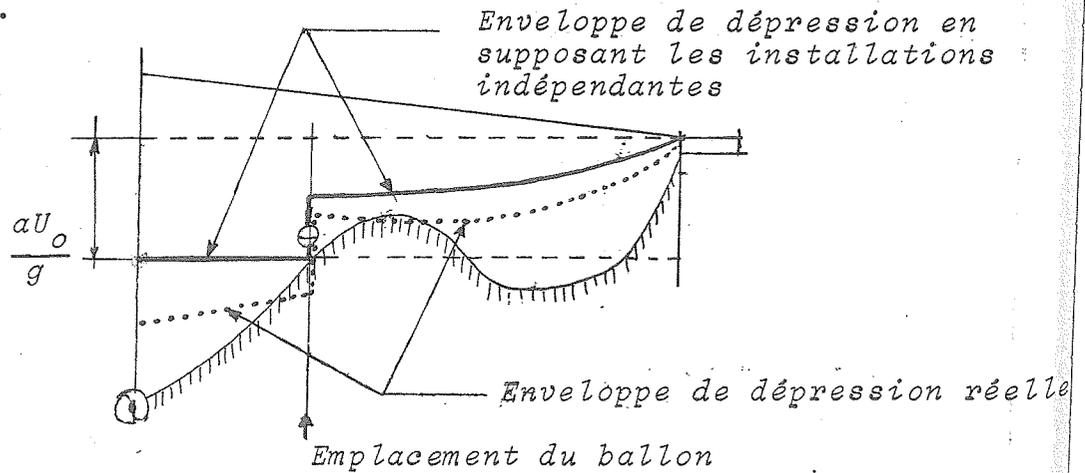
Abordons maintenant un autre problème ; celui de savoir si d'autres emplacements pour le ballon ne sont pas parfois préférables. On peut penser par exemple aux cas où la zone proche des pompes ne présente pas de risque de cavitation.



Il peut être intéressant de déplacer le ballon pour protéger localement cette zone de risque en le plaçant par exemple à l'origine de cette zone, car le ballon peut alors avoir une taille plus réduite. Cet intérêt est toutefois compensé par la nécessité d'un génie civil supplémentaire, et dans le cas où le ballon est sans membrane, donc nécessite un compresseur, d'une amenée d'énergie électrique.

#### 1.12.2. Enveloppe des dépressions dans le cas où le ballon ne se trouve pas à l'aval immédiat des pompes

Elle présente une rupture au niveau du ballon qui sépare la conduite en deux parties. Dans la partie amont, c'est le coup de bélier d'onde qui est le phénomène prédominant, et dans la partie aval, c'est l'oscillation en masse. Mais ces deux phénomènes s'influencent mutuellement. Il n'est donc pas possible de traiter chaque partie de conduite séparément comme on pourrait l'espérer. La figure ci-dessous compare les enveloppes de dépression obtenues dans la réalité et en faisant la simplification de l'indépendance des deux phénomènes.



On a pu noter par exemple, lorsqu'il y a possibilité de concordance de phase entre les deux phénomènes, qu'il fallait doubler le ballon pour obtenir, dans le cas réel, la même ligne de dépression que dans le cas simplifié.

### 1.12.3. Utilisation des abaques de la 3ème partie

Ces abaques ne peuvent pas être utilisés pour dimensionner une protection ; on peut seulement obtenir un ordre de grandeur de la capacité du ballon en utilisant les abaques comme si n'existait que la partie aval du ballon, puis en multipliant par un coefficient qui peut aller jusqu'à 2 lorsque le ballon se trouve au voisinage du tiers de la conduite. Il faut ensuite effectuer une épure de Bergeron ou une simulation sur ordinateur pour vérifier si la dimension du ballon est correcte.

### 1.12.4. Cas de plusieurs ballons en série

Dans certains cas (plusieurs points hauts successifs par exemple), le coût d'une série de petits ballons peut être inférieur à celui d'une seule protection placée en tête. Malheureusement les abaques présentés dans notre troisième partie, élaborés pour le schéma "Ballon - Conduite - Réservoir" ne sont pas extrapolables au schéma plus complexe de ballons en série. Il est nécessaire de recourir à des méthodes de simulation pour dimensionner les ballons successifs.

### 1.13. Remplacement d'un réseau ramifié par une conduite équivalente

La majorité des réseaux échappent évidemment au schéma proposé "Ballon - Conduite - Réservoir". Comment faire pour connaître la dimension du ballon à adapter à un réseau quelconque ? La seule solution valable consiste à faire une simulation du réseau complet, mais ceci n'étant ni très facile ni très rapide, il est souvent intéressant d'avoir une idée approchée de l'ordre de grandeur de ce ballon. Pour cela, il faut se ramener au schéma "Ballon - Conduite - Réservoir" et par conséquent simplifier le réseau ; il est évident que quel que soit le type de simplification adopté, les résultats seront d'une moins bonne précision que si on utilisait le réseau complet.

Le critère d'équivalence généralement utilisé est l'énergie cinétique de l'eau

$\frac{1}{2} m U_0^2$  qu'on écrit sous la forme  $\frac{L Q_0 U_0}{2g}$  (ou  $\frac{L Q_0^2}{2gS}$ ). La façon habituelle d'appliquer le principe d'équivalence consiste à remplacer la totalité du réseau ramifié par une conduite unique ayant pour longueur la distance de la pompe à l'extrémité la plus lointaine, pour section et débit, la section et le débit de la conduite maîtresse. En faisant cela, on surestime très fortement l'énergie cinétique du système hydraulique et on surdimensionne donc le ballon d'air.

Il semble plus correct de calculer la véritable énergie cinétique du réseau :

$\frac{1}{2g} \sum_i L_i Q_i U_i$  (i indice du tronçon) et de s'en servir pour calculer la longueur L de la conduite équivalente telle que  $\sum_i L_i Q_i U_i = L Q_0 U_0$  où  $Q_0$  et  $U_0$  sont les débit et vitesse de l'antenne maîtresse.

Il est évident que l'on ne doit pas s'arrêter aux résultats obtenus avec cette simplification. Une étude sur le réseau complet doit être faite ensuite, celle-ci étant facilitée par le fait que l'on connaît l'ordre de grandeur des valeurs à tester pour le volume du ballon.

#### I.14. Consignes de gestion

La dépression minimale égale à  $\frac{aU_0}{g}$  sans ballon est, en présence d'un ballon, ramenée à une valeur inférieure, qui est essentiellement fonction du volume d'air initial dans le ballon.

Les consignes de gestion des stations de pompage doivent donc indiquer les fourchettes de valeurs des volumes d'air à respecter dans les ballons anti-béliers :

- 1) En régime dynamique ( pression  $P_0 \leftrightarrow$  Volume  $V_0$  )
- 2) En régime statique ( pression  $P_s \leftrightarrow$  Volume  $V_s$  ).

Dans le cas contraire (que l'on rencontre dans la réalité), le choix du volume de gonflage du ballon laissé aux soins de l'équipe de gestion de la station risque de conduire soit à une cavitation (si le gonflage est insuffisant, la dépression est plus accentuée), soit à un ballon inefficace (si le gonflage est trop important, le ballon se vide trop vite et ne remplit plus son office). Dans les 2 cas, la protection anti-bélier du réseau n'est pas assurée.

## II - COMPARAISON DES FORMULES ET ABAQUES EXISTANTS

Depuis plusieurs dizaines d'années, existent des abaques de dimensionnement de ballons anti-bélier, qu'il faut utiliser dans le cas d'une conduite unique refoulant dans un réservoir, et pour la disjonction des pompes. Ils ont d'abord été déduits de la théorie de l'oscillation en masse, puis, par suite des possibilités offertes par le calcul sur ordinateur, des abaques basés sur l'oscillation d'onde sont apparus. Devant le grand nombre de systèmes proposés, notre premier souci a été de préciser les hypothèses ayant permis leur construction afin d'expliquer les grandes différences constatées sur les résultats. Cette vérification et cette comparaison se sont avérées possibles puisque tous les auteurs se sont placés dans le cadre signalé ci-dessus de la conduite unique refoulant dans un réservoir. Tous ont placé le ballon au départ de la conduite, juste après les pompes et ceux qui ont pris en compte un clapet, l'ont pris sans inertie.

Outre des confusions entre les pressions et les volumes en régime initial dynamique et régime statique, il s'est avéré qu'aucune de ces méthodes de calcul ne permet de traiter tous les cas possibles avec suffisamment de sûreté. Ou bien, on a utilisé la théorie de l'oscillation en masse, ou on a négligé les pertes de charge en ligne, ou on a pris  $PV=cte$  au lieu de  $PV^0=cte$ , ou on a fait plusieurs de ces simplifications à la fois. Ce sont ces approximations que nous allons maintenant détailler, méthode par méthode, avant de comparer toutes les méthodes entre elles.

### II.1. Formule de SLIOSBERG

Hypothèses : Pertes de charges dans la conduite et à l'entrée du ballon négligées  
Loi de MARIOTTE  $PV=cte$   
Oscillation en masse.

Méthode : établie d'après un bilan énergétique ou en intégrant les équations décrivant le mouvement : Cf. annexé 1.

$$\text{Expression : } V = \frac{L Q U_0}{2g P_0 \left(1 - \frac{P_0}{P_{\min}} - \text{Log} \frac{P_0}{P_{\min}}\right)}$$

### II.2. Abaque de VIBERT

C'est un abaque à points alignés qui traduit la formule de SLIOSBERG.

### II.3. Abaque de SLIOSBERG

Un abaque plus complexe a été mis au point par SLIOSBERG permettant de tenir compte des pertes de charge dans la conduite. Les autres hypothèses sont inchangées :

| Loi de MARIOTTE  $PV=cte$   
| Oscillation en masse

En traduisant l'expression  $1 - \frac{P_o}{P_{\min}} - \text{Log} \frac{P_o}{P_{\min}}$  en courbe, on peut déterminer par une construction graphique simple les points obtenus après chaque oscillation. Les paramètres adimensionnels utilisés sont  $n = \frac{U_o^2 LS}{2g V_o P_o}$  et  $t = \frac{T Q_o}{V_o}$

#### II.4. Abaques de GAULHET

1) 4 sortes d'abaques sont proposées :

- Volume d'air en fonction de  $\varphi$  (dépression et surpression)
- Volume d'eau en fonction de  $\varphi$  (dépression du ballon)
- Volume d'air en fonction de  $\varphi$  (dépression au milieu de la conduite)
- Perte de charge à la base du ballon en phase de remplissage en fonction de  $\varphi$ .

2) Hypothèses de calcul :

- Hypothèse d'oscillation d'onde avec une célérité des ondes égales à 1000 m/s
- Coefficients utilisés

$$\beta = \frac{L Q_o U_o}{2g P_s}$$

Volume d'air  $V_o$

Volume d'eau

Coefficients dimensionnels !!

$$\varphi_m = \frac{P_s}{P_{\min}}$$

au ballon  
en milieu de conduite

$$\varphi_M = \frac{P_s}{P_{\max}}$$

au ballon

Coefficients adimensionnels

$$\alpha = \frac{P_o - P_s}{P_s}$$

coefficient de  
perte de charge  
en conduite  
valeurs prises 0 et 0,1

- La loi de détente du ballon n'est pas précisée.

A priori ces abaques sont intéressants vu qu'ils tiennent compte :

- de l'oscillation d'onde,
- de la perte de charge en conduite (mais variant très peu :  $\alpha = 0$  et  $0,1$  pour les 3 premiers abaques et  $\alpha = 0$  pour le dernier abaque).

Cependant nous ferons les restrictions suivantes :

a) La liste des valeurs  $\beta$  proposées n'est pas commode ( $\beta = 0.1595, 0.222, 0.249, \dots$ ) ce qui ne rend pas aisées les interpolations).

b) Les échelles choisies (linéaires) ne sont pas les plus commodes. Vu l'allure des courbes, une échelle logarithmique, par exemple, aurait rendu les abaques plus lisibles.

c) Mais le gros défaut provient de l'étude en coefficients dimensionnels. Ceci est en effet assez gênant puisque cela entraîne des problèmes d'unités, des problèmes de taille d'installation, les abaques n'étant valables que dans la fourchette des volumes d'air étudiée. Ayant prouvé (Cf. § 1.5.) que les dépressions ou surpressions (variable  $\varphi$ ) étudiées par l'oscillation d'onde ne dépendent que d'un petit nombre de variables adimensionnelles,

par exemple  $B(= \frac{2\beta}{V_0})$ ,  $K(=\alpha)$  et  $A(= \frac{a U_0}{g P_s})$  avec ici  $a = 1000$  m/s), on peut remarquer que les abaques de GAULHET donnant une série de courbes iso- $\beta$  faisant correspondre à tout couple  $(V_0, \alpha)$  une valeur  $\varphi$ , pourraient être simplifiés puisqu'il suffit de faire une correspondance  $(\frac{\beta}{V_0}, \alpha) \rightarrow \varphi$  pour avoir tous les résultats quand A est donné. On peut donc en déduire qu'il existe une présentation simplifiée de ces résultats, chaque famille de courbes pouvant être réduite à une courbe unique.

d) On peut faire enfin une critique encore plus sévère : ces abaques ont été établis à partir de 8 installations données (d'où les 8 valeurs bizarres des coefficients  $\beta$ ), c'est-à-dire non pas par une étude théorique du phénomène, mais par une extrapolation d'un petit nombre de résultats numériques. Le tracé de ces abaques étant basé sur les seules valeurs  $\beta$ ,  $V_0$ ,  $\alpha$  et  $\varphi$  il n'est pas démontré par l'auteur que pour d'autres installations présentant le même triplé  $\beta$ ,  $V_0$ ,  $\alpha$  on obtienne le même  $\varphi$ . Le contraire est même évident si l'on prend les résultats cités plus haut (§ 1.5.), à savoir que le phénomène d'oscillation d'onde déterminant la dépression ou surpression (variable  $\varphi$ ) est régi par 3 coefficients :

$$B = \beta/V_0$$

$$K = \alpha$$

$$\text{mais aussi } A = \frac{a U_0}{g P_s}$$

On peut en déduire que chaque courbe iso- $\beta$  des abaques de GAULHET n'est valable que pour le rapport  $\frac{U_0}{P_s}$  (c'est-à-dire A) pour lequel elle a été calculée.

Etant donné que ce rapport n'est pas précisé par l'auteur, nous en déduisons que ces abaques ne sont pas fiables et nous jugeons inutile de les étudier plus longtemps.

## II.5. Abaques de COMBES et BOROT

Ces abaques sont très intéressants car ils donnent directement les dépressions en fonction de la perte de charge linéaire de la conduite.

Hypothèses : Oscillation en masse  
Pertes de charge linéaires en conduite  
Loi de MARIOTTE  $PV = \text{cte}$   
Pertes de charge entrée et sortie du ballon prises en compte.

Nombres adimensionnels :  $n = \frac{U^2 L S}{2g P_0 V_0}$

coefficients de pertes de charge.

Résultats. Cet abaque donne les valeurs sans dimension  $\frac{Z_{\min}}{Z_s}$  et  $\frac{Z_{\max}}{Z_s}$  au ballon.

Du fait du calcul par oscillation en masse la dépression minimum au milieu de conduite est mal estimée.

On aura donc de bons résultats avec cet abaque à condition que le profil en long de la conduite soit tel que le risque de dépression soit le plus fort à la pompe ou que l'on soit dans un cas où l'oscillation en masse est acceptable.

## II.6. Abaques de DUBIN et GUENEAU

Hypothèses :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Oscillation d'onde} \\ \text{Loi de MARIOTTE } PV=\text{cte} \\ \text{Pertes de charge linéaires négligées} \\ \text{Perte de charge entrée du ballon optimisée.} \end{array} \right.$$

Etablis par un grand nombre de calculs par ordinateur, suivant la méthode BERGERON mise sous forme analytique.

Nombres adimensionnels :

$$A = \frac{a U_o}{g P_o} = \frac{a U_o}{g P_s}$$

$$B = \frac{U_o^2 L S}{g P_o V_o} = \frac{U_o^2 L S}{g P_s V_s}$$

Remarquons que le nombre adimensionnel B est égal au double du nombre n de COMBES et BOROT, et de SLIOSBERG, le nombre A faisant intervenir la célérité des ondes a est propre aux méthodes basées sur l'oscillation d'onde.

La présentation de ces abaques est très intéressante car on fait superposer le profil en long de la conduite à un faisceau de lignes de dépressions prévues. On peut donc tenir compte des pressions les plus défavorables en n'importe quel point de la conduite. Mais le fait qu'ils négligent les pertes de charge en ligne les rendent applicables aux seuls cas de pompage dans lesquels les pertes de charge ont une importance relativement faible par rapport à la hauteur géométrique..

Remarquons qu'en ce qui concerne les surpressions DUBIN et GUENEAU ont mis en évidence la taille optimale du coefficient de perte de charge. Mais leurs calculs ne portent que sur les cas où les pertes de charge en ligne sont nulles. On peut cependant faire un petit reproche à ces abaques de surpression : ils correspondent à des valeurs de  $K_r$  très fortes (2 à 15) et donc des dimensions d'orifice très réduites.

## II.7. Abaques de PARMAKIAN

Hypothèses :  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Oscillation d'onde} \\ \text{Loi de détente} \quad PV^{1,2} = \text{cte} \\ \text{Pertes de charge linéaires négligées} \\ \text{Pertes de charge entrée-sortie du ballon dans le rapport 2,5.} \end{array} \right.$

Comme les précédents ces abaques ont été établis par programme de calcul automatique. Du point de vue pertes de charge, l'auteur ne précise pas clairement quelles sont celles dont il a tenu compte. Cependant d'après les comparaisons que nous avons pu faire, il semble qu'elles ne correspondent qu'à celles de l'entrée-sortie du ballon.

Nombres adimensionnels : 
$$\rho = \frac{a U_o}{2g P_o} = \frac{a U_o}{2g P_s} \text{ (égal à } \frac{A}{2} \text{ du § I. 5. )}$$

$$\frac{2 V_o a}{Q_o L} \text{ (égal à } \frac{2A}{B} \text{ du § I. 5 )}$$

Résultats indiqués : La dépression minimale et la surpression maximale sont indiquées à la pompe et au milieu de la conduite pour les fourchettes suivantes :

A varie de 0,5 à 4  
B varie de 0,1 à 0,8.

(plus exactement  $\frac{2 V_o a}{Q_o L}$  varie de 2 à 20 pour  $2\rho = 0,5$  et de 10 à 80 pour  $2\rho = 4$ ).

Pour les abaques de surpression les coefficients de perte de charge adimensionnels ( $K_r = 0, 0.3, 0.5$  et  $0.7$ ) ont des valeurs très faibles dues certainement au fait qu'un ajutage dissymétrique ne peut pas donner de fortes pertes de charge en remplissage si l'on veut, en vidange, limiter celles-ci.

## II.8. Comparaison des divers abaques

Si la formule de SLIOSBERG est facile d'emploi, elle est limitée dans son utilisation. Les abaques de SLIOSBERG faisant intervenir une construction graphique sont d'un emploi relativement délicat. Lorsque l'hypothèse de l'oscillation en masse est acceptable, il est donc préférable d'utiliser les abaques de COMBES et BOROT car ils sont faciles d'emploi et tiennent compte des pertes de charge.

Cependant dans beaucoup de cas, le risque de rupture ailleurs qu'à la pompe impose l'utilisation de méthodes basées sur l'oscillation d'onde. Pour comparer tous ces résultats, nous avons reporté sur les graphiques type "DUBIN et GUENEAU" les valeurs données par les autres abaques.

### II.8.1. Dépression

Sur le graphique 4 (figures b et c), nous avons reporté les valeurs des pressions minimales à la pompe obtenues suivant plusieurs méthodes : DUBIN et GUENEAU, PARMAKIAN, COMBES et BOROT. Nous y avons joint les valeurs obtenues par simulation sur ordinateur (méthode d'oscillation d'onde) pour deux valeurs de  $\gamma$ .

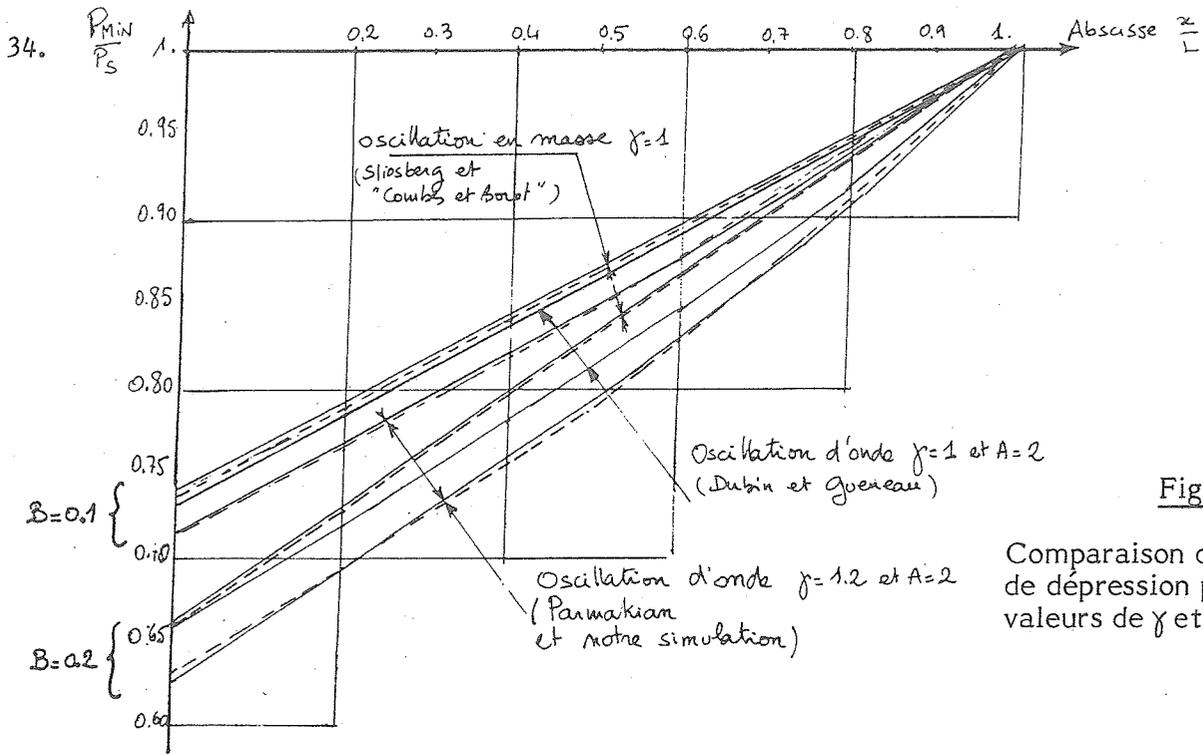


Figure a

Comparaison d'enveloppes de depression pour diverses valeurs de  $\gamma$  et B

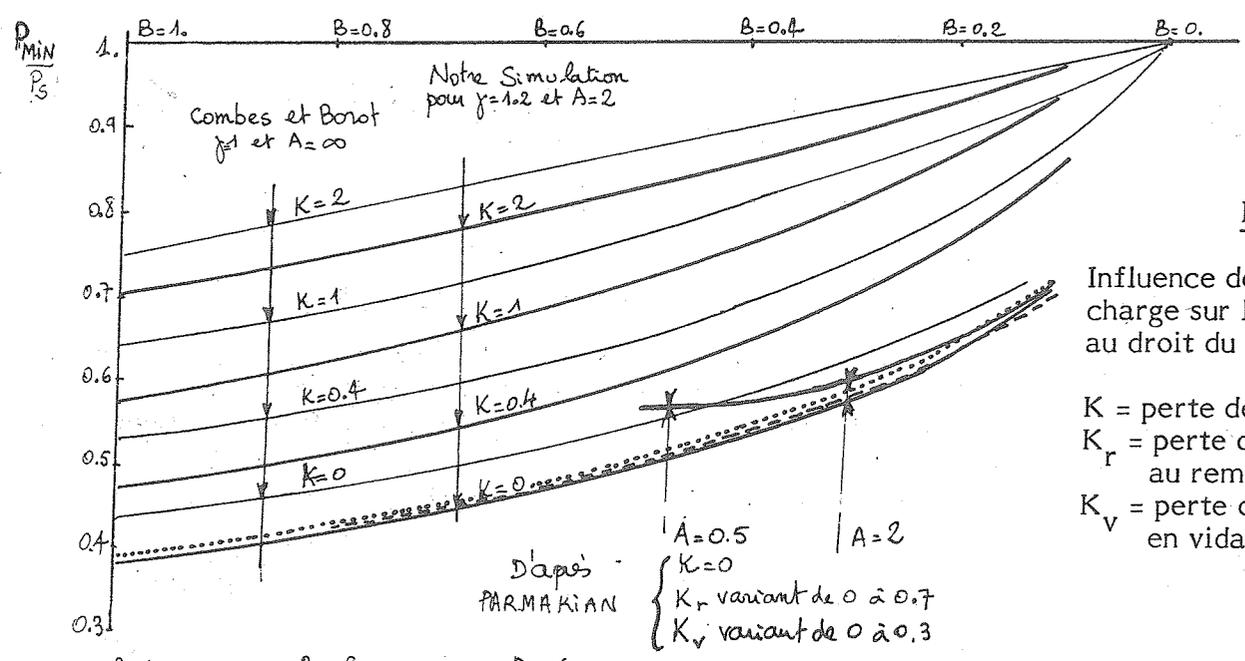


Figure b

Influence des pertes de charge sur la depression au droit du ballon

$K$  = perte de charge linéaire  
 $K_r$  = perte de charge au remplissage  
 $K_v$  = perte de charge en vidange

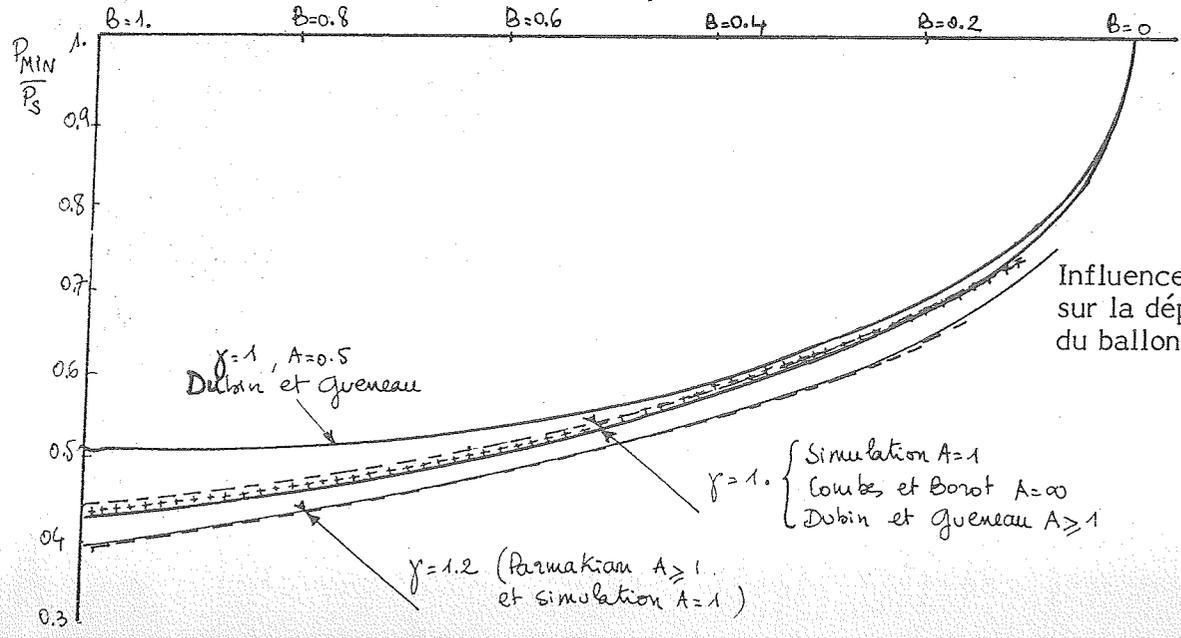


Figure c

Influence du coefficient  $\gamma$  sur la depression au droit du ballon.

Les résultats sont très semblables. Sur la figure c où ne sont portées que les valeurs sans perte de charge, on peut distinguer 2 groupes dont l'écart (10 % sur l'expression  $\frac{p_{\min}}{p_s}$ ) semble provenir de la différence entre les lois de détente du ballon (Cf. § 1.7).

PARMAKIAN Simulation 1	}	$PV^{1,2} = \text{cte}$
SLIOSBERG-VIBERT DUBIN et GUENEAU COMBES et BOROT Simulation 2		
	}	$PV = \text{cte}$

Sur la figure b, on a reporté les divers résultats obtenus lorsque l'on tient compte des pertes de charge. On note clairement que les pertes de charges indiquées par PARMAKIAN n'ont aucune influence sur la dépression et qu'il s'agit bien des pertes de charge à la sortie du ballon. Ici encore on note un écart d'environ 10 % sur l'expression  $\frac{p_{\min}}{p_s}$  suivant la valeur de  $\gamma$ .

Parmi les 3 types d'abaques testés, ceux de COMBES et BOROT donnent les résultats les plus complets à la pompe.

Si on trace maintenant (figure a), les enveloppes de dépression, on constate qu'au milieu de la conduite, DUBIN et GUENEAU donnent des résultats analogues à ceux de PARMAKIAN mais séparés par la valeur du coefficient  $\gamma$ . Les résultats donnés sont toutefois insuffisants car ils ne tiennent pas compte des pertes de charge linéaires dans la conduite.

## II.8.2. Surpressions (Cf. graphique 5)

### II.8.2.1. Sans pertes de charge linéaires

Nous avons reporté sur un même graphique 5, les résultats donnés par les divers abaques quand on néglige la perte de charge linéaire le long de la conduite ( $K=0$ ).

L'ensemble est très cohérent et les divers groupes de résultats se recourent bien.

On peut noter ici qu'à la pompe :

1° - La loi de détente (ou de compression) du ballon semble de peu d'influence. On ne peut d'ailleurs séparer les résultats des abaques de PARMAKIAN ( $PV^{1,2} = \text{cte}$ ) de ceux des autres abaques ( $PV = \text{cte}$ ).

2° - La célérité des ondes semble également avoir très peu d'influence. Les résultats de PARMAKIAN sont pratiquement identiques de  $A=1$  à  $A=4$  et rejoignent ceux de COMBES et BOROT (oscillation en masse, donc  $A=\infty$ ). Cependant d'après notre remarque du § 1.8.2. à savoir que  $\frac{p_{\max} - p_s}{p_s}$  est limité par  $A$ , on peut prévoir des perturbations pour  $A$  faible.

La seule différence entre les divers types d'abaques provient de la fourchette des pertes de charge proposées à l'entrée du ballon.

COMPARAISON DES RESULTATS EN SURPRESSION

Graphique n°5

36.

Effet de l'oscillation d'onde sur le "ventre" de l'enveloppe des surpressions.

Comparaison entre :

- 1/2 surpression au ballon
- surpression à mi-conduite (d'après PARMAKIAN).

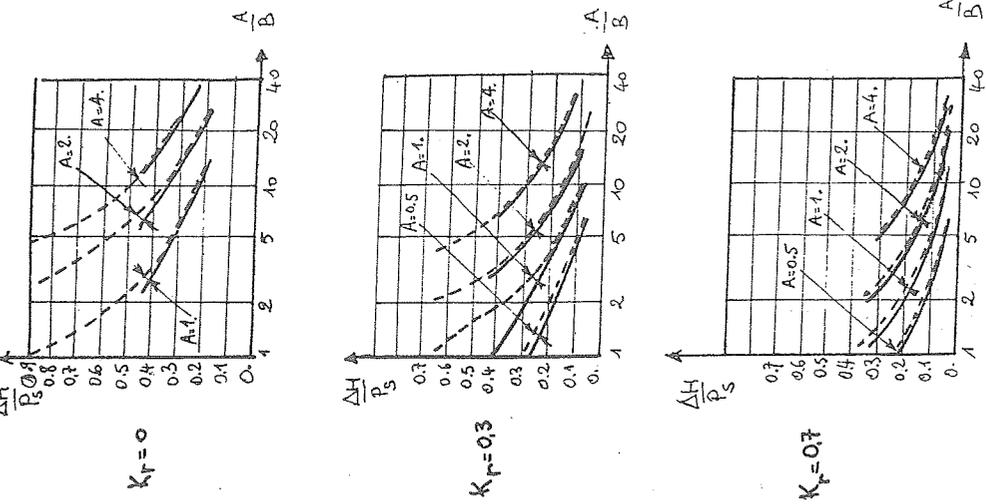


Figure b

Effet des pertes de charges linéaires (d'après COMBES et BOROT)

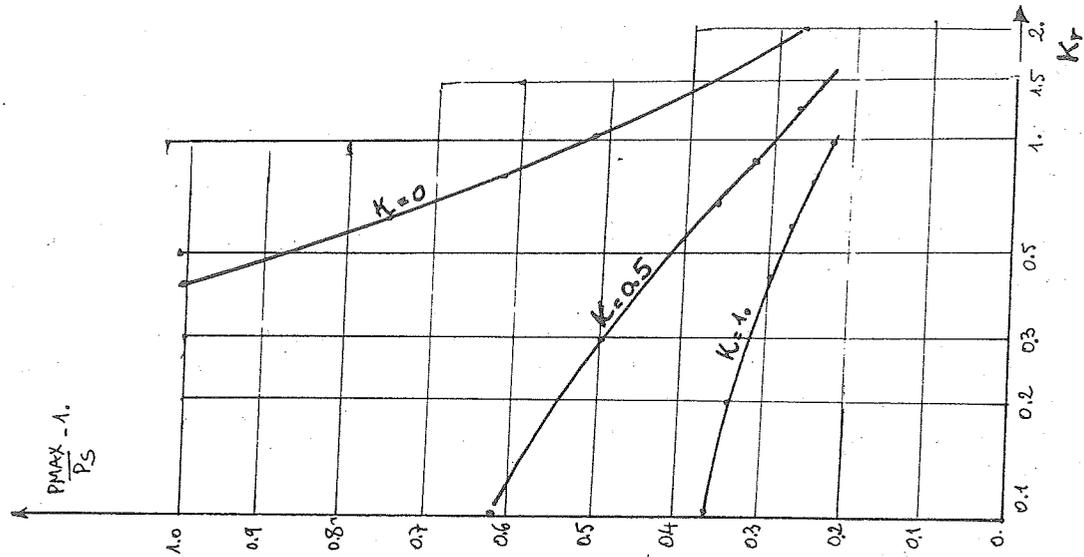
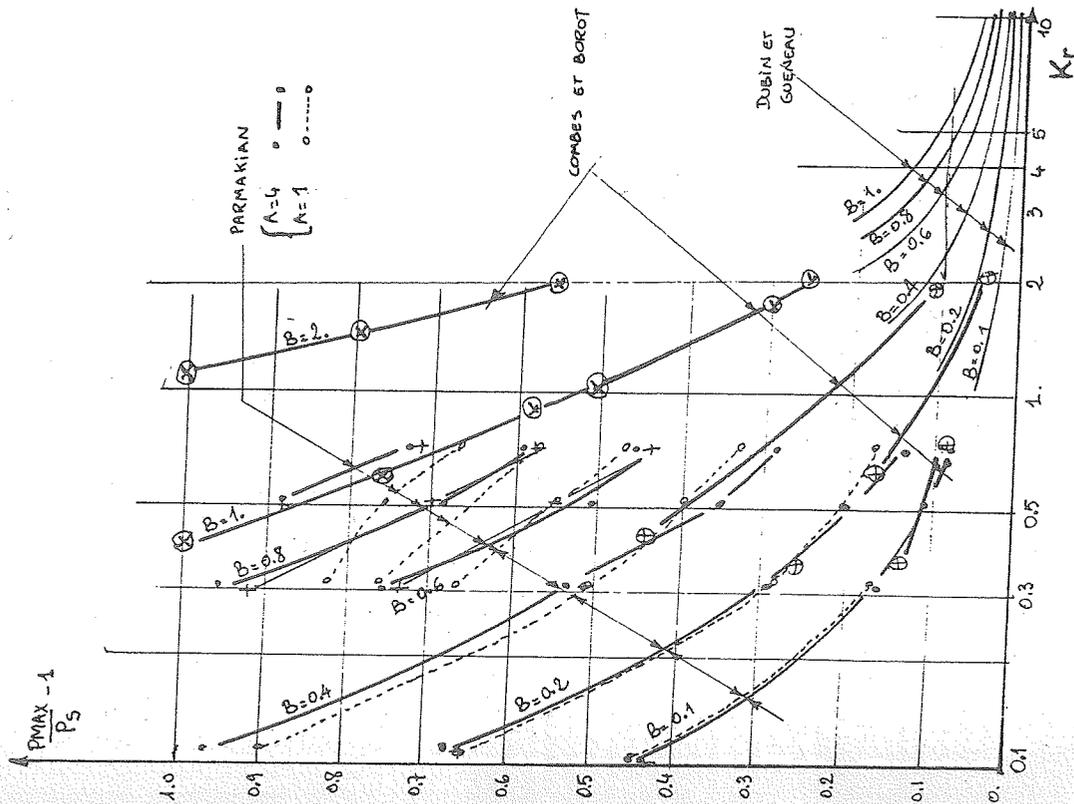


Figure a

Comparaison des divers abaques pour  $K = 0$



Très faibles pour PARMAKIAN ( $K_r$  de 0 à 0,7 ce qui est dû au système d'ajutage dissymétrique prévu), moyennes pour COMBES et BOROT ( $K_r$  de 0,2 à 2), les pertes de charge au remplissage sont très fortes pour DUBIN et GUENEAU ( $K_r$  de 1 à 15 dû au système clapet percé) ce qui montre bien que l'écrêtement de la surpression est d'autant plus efficace que  $K_r$  est fort.

#### II.8.2.2. Effet des pertes de charge linéaires

Seuls les abaques de COMBES et BOROT en tiennent compte. Afin de juger de leur influence, le graphique 5 (figure b) montre la variation des pressions maximales au ballon lorsque le paramètre  $K$  varie de 0 à 1 (pour  $B=1$ ). On voit que l'influence est très forte bien plus forte en tout cas que celle de la célérité des ondes et de la loi de détente-compression de l'air du ballon.

#### II.8.2.3. Surpression à mi-conduite

Pour obtenir la surpression maximale en milieu de conduite, il faut avoir recours à une méthode d'oscillation d'onde. Les abaques de PARMAKIAN donnent ces résultats, mais DUBIN et GUENEAU ont négligé de les présenter.

Nous avons porté figure c les résultats de PARMAKIAN pour la surpression. Afin de les comparer rapidement par rapport aux résultats de l'oscillation en masse (pour laquelle la surpression maximale à mi-conduite est la moitié de celle à la pompe) nous avons porté en regard :

- la demi-surpression à la pompe,
- la surpression à mi-conduite.

On voit que ces 2 quantités sont pratiquement identiques quand  $A \gg 2$ , et que la différence devient sensible quand  $\frac{2A}{B} < 4$  avec  $A = 1$  et  $\frac{2A}{B} < 2$  avec  $A = 0,5$  soit  $B > 0,5$  c'est-à-dire pour des volumes de ballon faibles.

Dans la plupart des cas, la surpression maximale en milieu de conduite est à peine supérieure à la moitié de celle à la pompe ce qui revient à dire que l'on a un "ventre" très faible sur la courbe enveloppe des surpressions. L'écart entre ces deux valeurs est très faible et sans aucune mesure avec l'influence de la perte de charge linéaire de la conduite.

#### II.8.2.4. Conclusion en ce qui concerne la surpression

L'effet le plus important est celui de la perte de charge en ligne (dépendant de  $K$ ). Cependant les limitations de  $\frac{P_{\max} - P_s}{P_s}$  dues aux faibles valeurs de  $A$  nous conduisent à chercher une méthode basée sur l'oscillation d'onde.

Aucun abaque dans ces conditions n'est complet. Celui de COMBES et BOROT, le seul à tenir compte des pertes de charge en ligne, suppose en effet une oscillation en masse.

### II.8.3. Conclusion

Si nous essayons de synthétiser les résultats de notre comparaison, nous obtenons le tableau suivant :

Type d'abaque	Oscillation en masse	Oscillation d'onde	Perte de charges linéaires	Valeur de $\gamma$	Dépression à mi-conduite
SLIOSBERG	X		X	1	
COMBES et BOROT	X		X	1	
DUBIN et GUENEAU		X		1	X
PARMAKIAN		X		1,2	X

On voit qu'aucun de ces abaques ne satisfait la double condition : être basé sur l'oscillation d'onde pour pouvoir déterminer la dépression à mi-conduite et tenir compte des pertes de charge linéaires.

Les abaques les plus intéressants sont donc soit incomplets, soit basés sur l'oscillation en masse, soit calculés par  $PV = cte$  ou bien ont plusieurs de ces défauts à la fois. Il semble donc intéressant de couvrir par une méthode nouvelle l'étendue des possibilités.

### III - NOUVEAUX ABAQUES

Disposant d'un programme de calcul de coup de bélier, permettant de calculer facilement la ligne de dépression en fonction de toutes les hypothèses possibles, nous avons établi de nouveaux abaques afin de répondre parfaitement à tous les cas en dépression. Pour la surpression nous nous sommes contentés de définir des abaques donnant les résultats au droit du ballon.

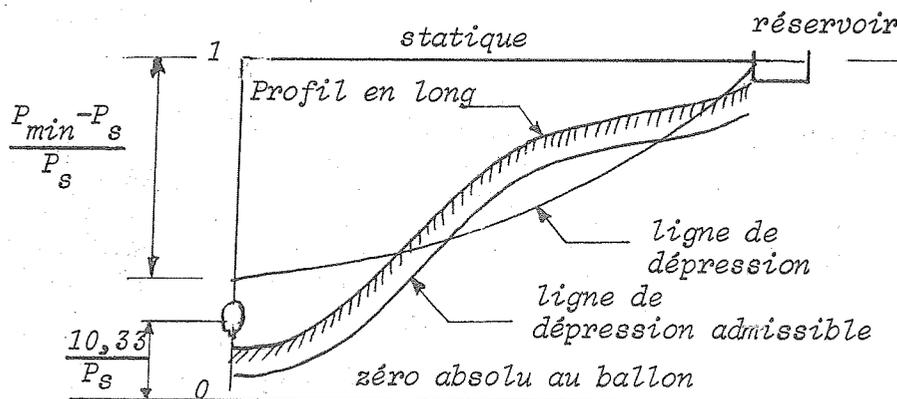
#### III.1. Choix des nombres adimensionnels

On a vu au paragraphe I.5. que le phénomène était correctement décrit par 3 nombres adimensionnels :  $A_S$  ou  $A_0$

$B_S$  ou  $B_0$

$K_S$  ou  $K_0$

Pour des raisons de représentation graphique, nous avons choisi  $A_S$  et  $K_S$  car cela permet, même en présence de pertes de charge, une comparaison aisée entre l'enveloppe des dépressions donnée par  $\frac{P_{\min} - P_s}{P_s}$  et le profil en long repéré en fonction de  $P_s$  ou plutôt avec la ligne de dépression admissible (Cf. § IV.2).



L'ordonnée du réservoir ainsi repérée est 1. Le profil en long se traduisant par affinité du profil en long réel.

Ceci permet de faire terminer toutes les enveloppes de dépression sur le point d'ordonnée = 1, ce qui ne serait pas possible si l'on avait choisi une référence par rapport à  $P_0$ .

En ce qui concerne le nombre B, nous avons choisi  $B_0$  plutôt que  $B_s$ , car il fait apparaître au dénominateur le produit  $P_0 V_0$  qui est plus homogène et plus "physique" que l'expression  $P_0 V_s$ . D'autre part, ce nombre  $B_0$  fait intervenir le volume d'air initial  $V_0$  qui est le volume d'air utile lors de l'arrêt de la pompe.  $V_s$  n'est que la valeur théoriquement atteinte lorsque le système est revenu au repos, mais dans le cas général d'un réseau complexe il est rarement obtenu. Du point de vue pratique, il est en effet beaucoup plus important de connaître  $V_0$  que  $V_s$  car  $V_0$  est la valeur du gonflage en régime normal de marche.

En résumé, nous avons choisi les paramètres adimensionnels suivants :

$$A = \frac{a U_0}{g P_s}$$

$$K = \frac{P_0 - P_s}{P_s}$$

$$B = \frac{L Q_0 U_0}{g P_0 V_0}$$

Le coefficient de perte de charge en vidange  $K_v$  est supposé nul. Dans les abaques pour la surpression apparaît en plus le paramètre  $K_r$  traduisant les pertes de charge au remplissage.

### III.2. Abaques pour la dépression (n°1 à 9)

La représentation graphique type DUBIN et GUENEAU nous semble la plus expressive tout en étant très simple et nous l'avons réutilisée. DUBIN et GUENEAU avaient pris comme paramètres les nombres A et B, et supposaient que la perte de charge (que nous traduisons par K) était nulle. Ici K varie et nous présentons plusieurs abaques pour chacune de ses valeurs.

La fourchette de valeurs étudiées pour chaque paramètre est la suivante :

A : 0,5	1	2	et	4					
B : 0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1	2	4	10	et $\infty$ (c'est-à-dire sans protection)
K : 0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,5	et	2

Dans chaque graphique, qui correspond à un couple A,K donné, 10 lignes de dépressions sont tracées, chacune pour une valeur de B donnée. Nous avons représenté 4 graphiques par page (1 pour chacune des 4 valeurs de A).

### III.3. Abaques pour la surpression (n°10 à 12)

Nous avons choisi ici comme présentation une correspondance  $(\frac{P_{\max} - P_s}{P}, K_r)$  en ne donnant que les valeurs de surpression à la pompe. Dans chaque graphique<sup>S</sup> correspondant chacun à un couple A, K déterminé, nous avons tracé des courbes iso-B.

La fourchette des valeurs étudiées est la suivante :

$\frac{P_{\max} - P_s}{P}$  en continu de 0,025 à 3

$K_r$  en continu de 0 à 5

A : 0,5      1      2      et      4

B : 0,1      0,2      0,5      1      2      et      4

K : 0      0,5      et      1

Nous avons renoncé ici à la présentation en enveloppes de surpression donc aux surpressions aux divers points de la conduite pour les raisons suivantes :

- le nombre de paramètres adimensionnels régissant le phénomène est augmenté (par l'introduction de  $K_r$ ), d'où une multiplication des cas à considérer,

- rechercher une grande précision pour  $K_r$  est utopique : les formules faisant ensuite passer de  $K_r$  à la dimension de l'orifice du clapet étant assez approximatives (Cf. § I.9.4.),

- enfin les seules valeurs pour lesquelles le ventre de surpression peut être déterminant pour la protection sont celles où A est faible.

Et comme  $\frac{P_{\max} - P_s}{P}$  est limité par A, on voit que ce sont des cas où les surpressions elles-mêmes sont faibles.

### III.4. Abaque pour la durée de la phase vidange (n°13)

Cet abaque permet d'estimer la durée de la phase de vidange. On a porté en abscisse la valeur de B et en ordonnée un paramètre adimensionnel  $\alpha$  proportionnel à la durée adimensionnelle de la vidange :  $t = \frac{T Q_o}{V_o}$ .

Chaque courbe  $\alpha(B)$  correspond à un couple (A, K) donné. La valeur de B permet de déterminer  $\alpha$  et par suite  $T = \alpha \cdot A \cdot \frac{L}{a}$ .

#### IV - MODE D'UTILISATION DES ABAQUES

Rappelons la signification des nombres adimensionnels sur lesquels nous allons travailler :

$$A = \frac{a U_0}{g P_s} \quad K = \frac{P_0 - P_s}{P_s} \quad B = \frac{L Q_0 U_0}{g P_0 V_0}$$

##### IV.1. Détermination des nombres adimensionnels A et K

Ils caractérisent la conduite. On les calcule dès le départ. Par contre, le nombre B dépendant du volume d'air du ballon est l'inconnue du problème.

##### Sélection des couples A, K à étudier

A et K n'étant pas en général ceux de la série proposée, on prend les valeurs les plus proches les entourant soit  $A_1, A_2, K_1, K_2$  tels que :  $A_1 \leq A \leq A_2$

$$K_1 \leq K \leq K_2$$

$A_1, A_2, K_1$  et  $K_2$  étant des valeurs appartenant aux séries proposées pour les abaques. Les résultats étant très stables dès que  $A > 4$ , on retiendra, si A est grand, les valeurs données sur les graphiques  $A=4$ .

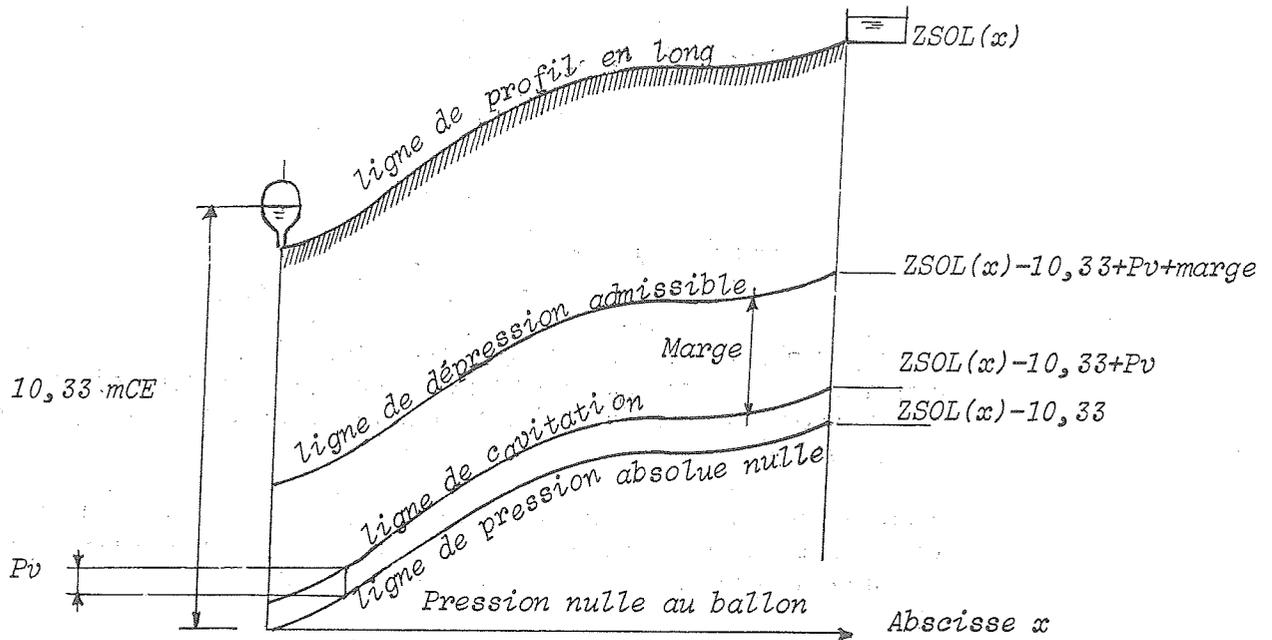
##### IV.2. Construction de la ligne de cavitation en variables réduites

On pourra utiliser à cet effet le calque mobile situé à la fin de cette note.

Rappelons que la cavitation se produit en tout point du réseau où la pression absolue tombe en dessous de la valeur de pression de vapeur saturante.

Si l'on a une conduite donnée, dont on connaît le profil en long, on peut soit calculer la pression résiduelle en chacun des points et la comparer à la pression minimum acceptable, soit travailler géométriquement en traçant les lignes suivantes :

- la ligne de profil en long :  $z = Z(x)$
- la ligne de pression absolue nulle déduite de la précédente par translation d'une valeur égale à la pression atmosphérique (10,33 m),  $z = Z(x) - 10,33$
- la ligne de cavitation déduite de la ligne de pression absolue nulle en rajoutant la pression de vapeur saturante  $P_v$  (très faible : de l'ordre de 0,25 m pour une température de 15°C),  $z = Z(x) - 10,33 + P_v$
- la ligne de dépression admissible. On peut en effet se donner une marge de sécurité de quelques mètres,  $z = Z(x) - 10,33 + P_v + \text{marge}$ .



C'est cette dernière ligne qu'il faut porter sur les graphiques donnant les dépressions en fonction de B.

Il faudra donc :

- choisir la quantité ( $P_v + \text{marge}$ ) pour la sécurité vis-à-vis de la cavitation,
- tracer la ligne de dépression admissible à partir de la formule :

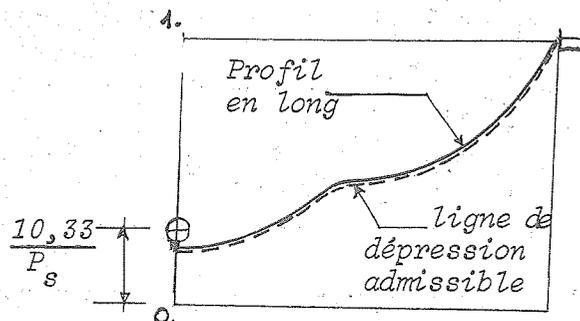
$$z_{\text{adm.}}(x) = \frac{(Z(x) - Z_{\text{ballon}}) + \frac{P_v}{P_s} + \text{marge}}{P_s}$$

- éventuellement tracer le profil en long dans ces nouvelles coordonnées à partir de la formule :

$$z_{\text{sol}}(x) = \frac{Z(x) - Z_{\text{ballon}} + 10,33}{P_s}$$

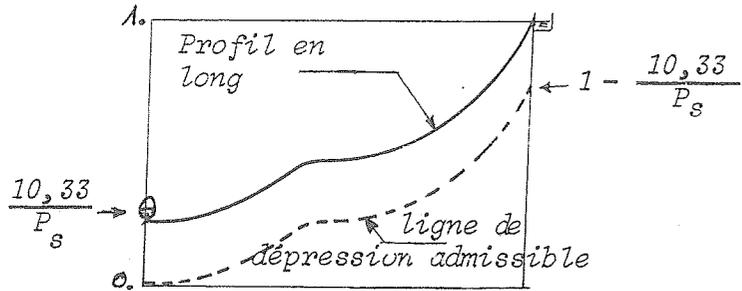
On obtient les résultats suivants :

- Si  $\frac{P_v}{P_s} + \text{marge} = 10,33$ , les deux lignes sont confondues et on a le schéma ci-dessous :



Dans ce cas, on surdimensionne un peu le ballon car on n'admet aucune pression relative négative.

. Si on prend ( $P_v + \text{marge}$ ) nul, on obtient le schéma ci-dessous. La ligne de dépression admissible est alors la ligne de pression absolue nulle. Dans



ce cas, on n'a pris aucune marge de sécurité, celle-ci étant obtenue éventuellement par les simplifications adoptées dans le calcul (arrêt instantané, pas d'inertie, cavitation immédiate) qui donnent des résultats plus sévères que la réalité.

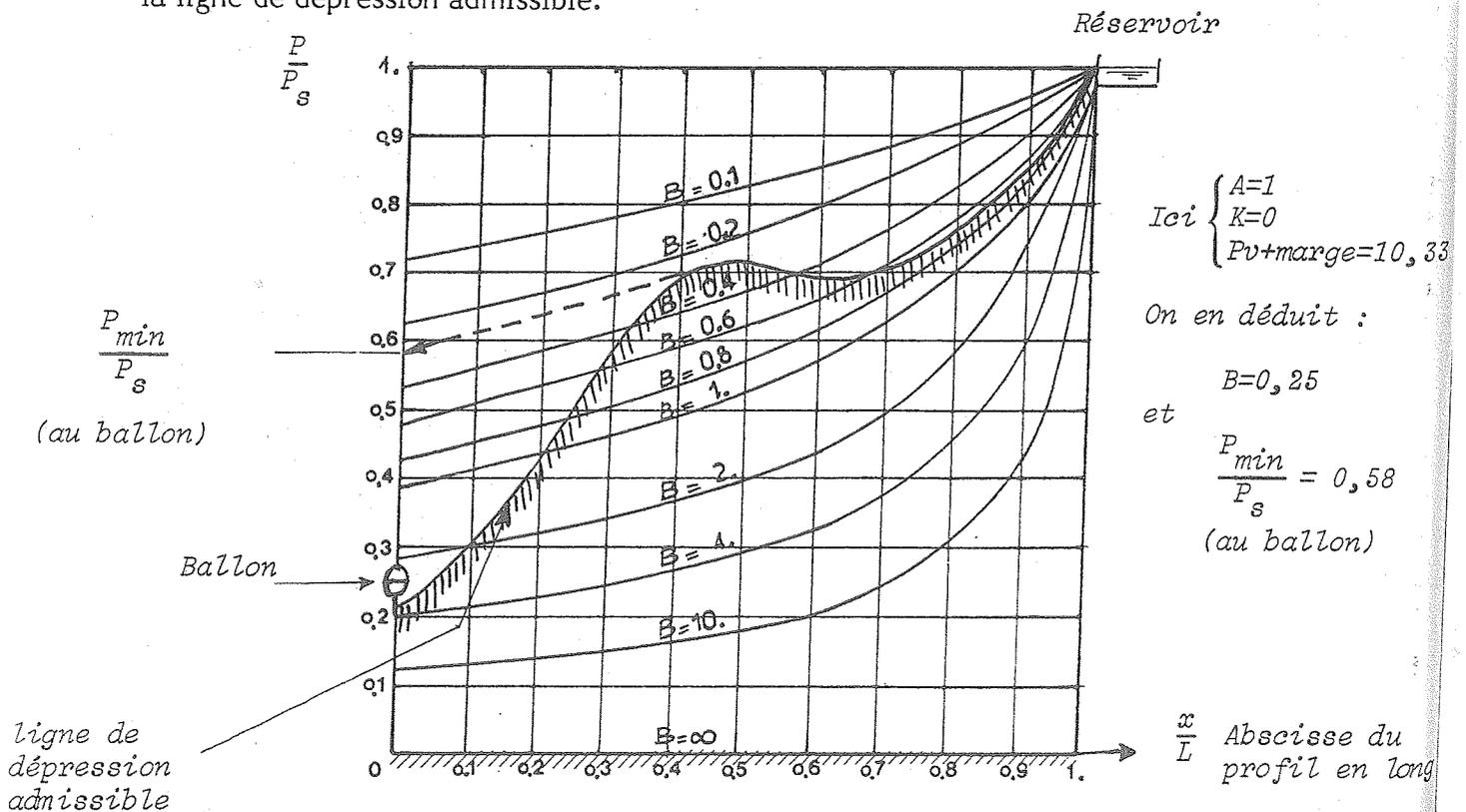
. En pratique, on peut choisir la valeur  $P_v + \text{marge}$  intermédiaire entre 0 et 10,33. La ligne de dépression admissible est alors comprise entre le profil en long et la ligne de pression absolue nulle.

### IV.3. Recherche de B maximum pour A et K donnés sur les abaques 1 à 9

#### IV.3.1. Recherche de B

On recherche pour chacun des 4 couples ( $A_1, K_1$ ) la valeur maximum de B à donner puis on interpole les résultats.

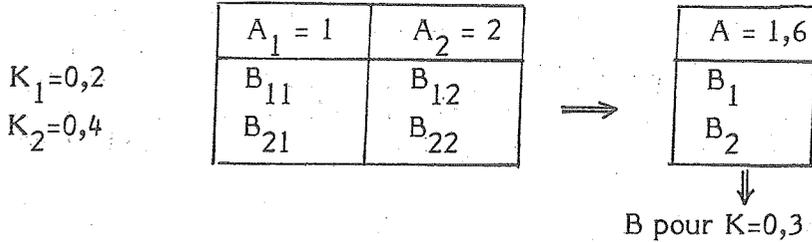
Pour chacun de ces couples, en superposant le calque sur les grilles choisies, on cherche le B maximum tel que la ligne de dépression correspondante ne coupe pas la ligne de dépression admissible.



On interpole ensuite les valeurs de B obtenues.

Exemple :  $K = 0,3$   
 $A = 1,6$

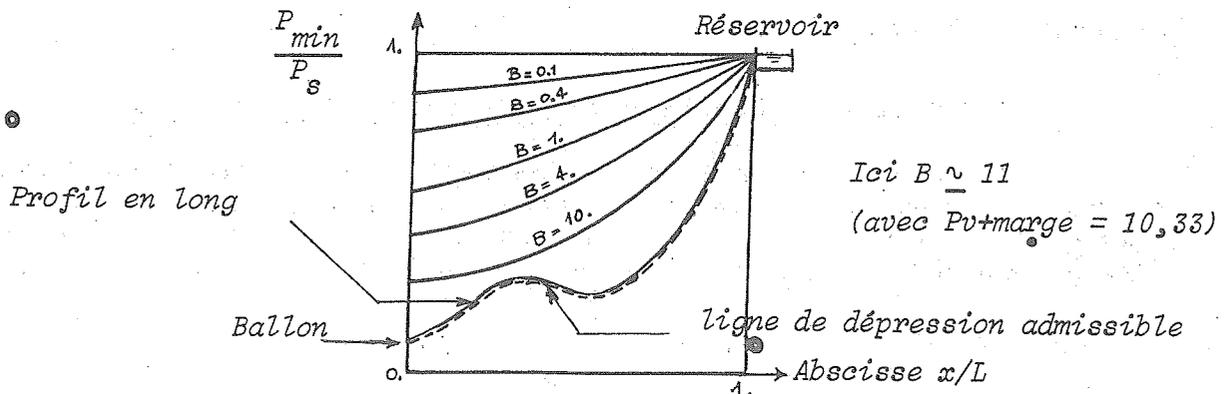
On calcule B pour  $K_1 = 0,2$  et  $K_2 = 0,4$   
 et pour  $A_1 = 1$  et  $A_2 = 2$



IV.3.2. Cas particuliers

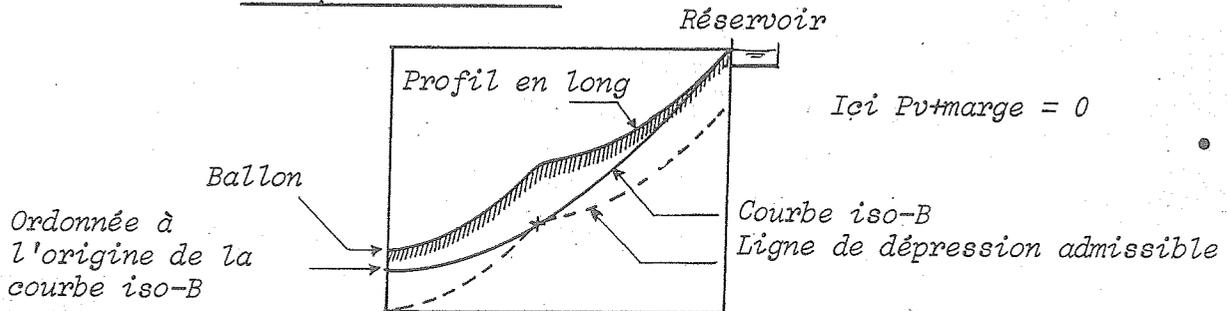
IV.3.2.1. Cas où aucune ligne de dépression ne coupe la ligne de dépression admissible

Il faut alors s'assurer qu'une protection est nécessaire comme il est indiqué au paragraphe I.10. et analyser le meilleur type de protection à installer. Si on décide d'installer un ballon, on peut alors le dimensionner avec  $B=10$ , ce qui devrait donner un ballon de petite dimension. Si ce ballon paraît toutefois trop gros, on peut estimer une valeur de B plus adéquate en extrapolant sur les valeurs de B, mais cette extrapolation n'étant pas linéaire, est hasardeuse.



Ces cas devraient en pratique s'avérer assez rares.

IV.3.2.2. Cas où la ligne iso-B coupe l'axe des ordonnées en dessous de la position du ballon



Ceci peut se produire lorsque les hauteurs de refoulement sont faibles (assainissement). On a alors  $P_{min} < 1$  bar (Cf. § I.4.). On entre dans le domaine de la cheminée-ballon ; le mode d'utilisation des abaques pour ce cas est détaillé au § IV.5.

#### IV.4. Suite des opérations dans le cas du ballon classique

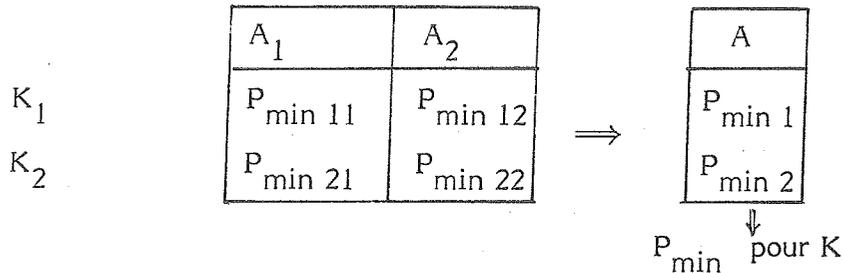
##### IV.4.1. Calcul du volume d'air initial

Connaissant B on en déduit  $V_0$  par :

$$V_0 = \frac{L Q_0 U_0}{g P_0 B}$$

##### IV.4.2. Calcul de la pression minimale au ballon en fin de détente

Nous reportant sur les mêmes abaques que ci-dessus, nous pouvons en déduire pour la valeur de B choisie les pressions minimales atteintes au ballon en prolongeant la courbe iso-B jusqu'à l'axe des abscisses. On interpole les résultats comme indiqué en III.5.3.

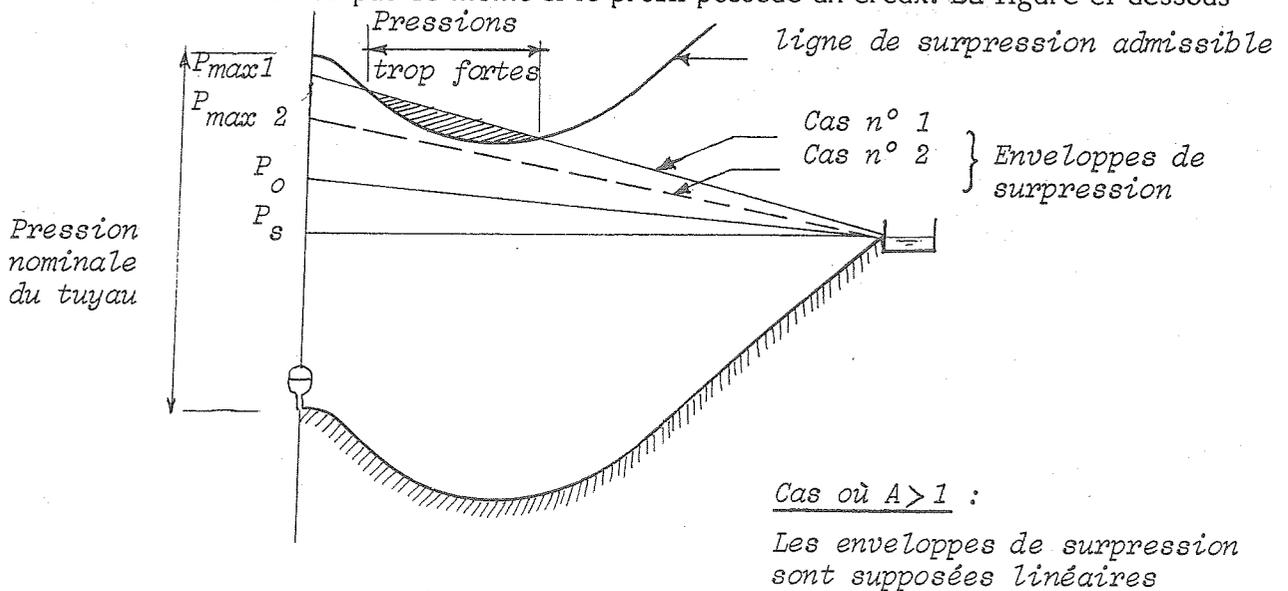


##### IV.4.3. Calcul du volume en fin de détente et de la capacité du ballon

Le volume en fin de détente étant  $V_{\max} = V_0 (P_0/P_{\min})^{1/\gamma}$ , on en déduit en général la capacité du ballon en prenant un coefficient de sécurité de 20 % sur le volume (Cf. § I.4) soit : Capacité =  $V_{\text{total}} = 1,2 V_{\max}$

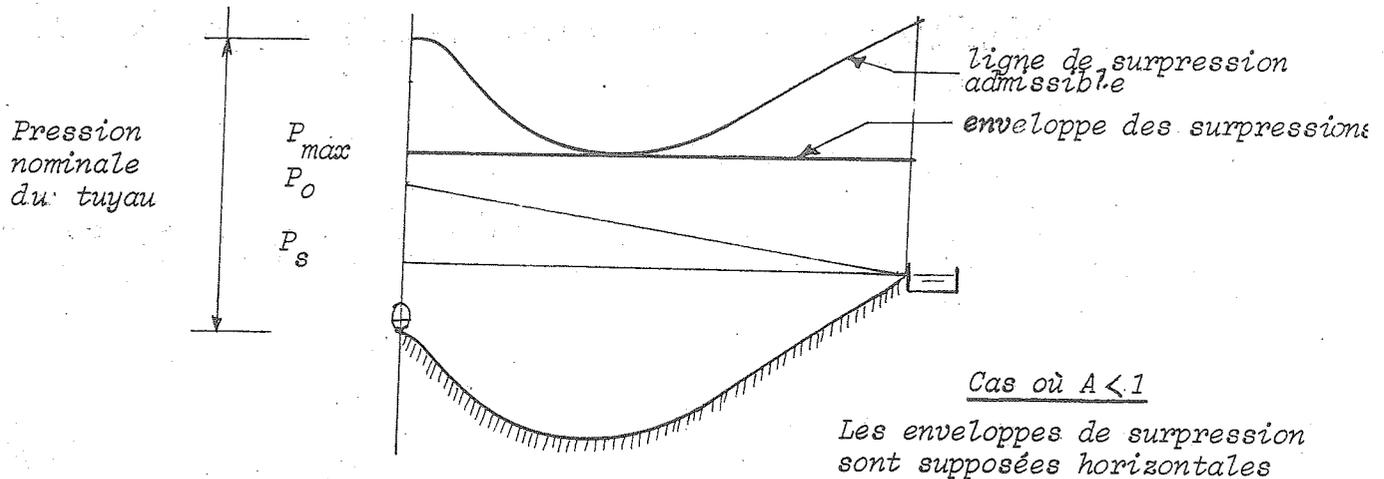
##### IV.4.4. Calcul de la perte de charge $K_r$ au remplissage du ballon

On a vu au § III.3. que les abaques établis pour la surpression ne donnent  $P^{\max}$  en fonction des pertes de charge et du volume d'air initial, qu'au ballon. Si le profil est régulièrement ascendant, c'est bien au ballon que les fortes pressions sont le plus à craindre. Mais il n'en va pas de même si le profil possède un creux. La figure ci-dessous



montre que si on ne tenait compte de la contrainte de pression maximale qu'au ballon (cas n°1) on aurait des pressions trop fortes en milieu de conduite. Il faut donc trouver l'endroit où la contrainte de tenue en pression du tuyau est la plus contraignante.

Connaissant  $P_{\max}$  au ballon il faut tracer l'enveloppe des surpressions. Les nombreux calculs faits dans le cadre de l'établissement des abaques ont montré qu'en surpression pour  $A > 1$  (même avec  $A/B < 10$ ) on est très proche de l'oscillation en masse. Dans ce cas on peut supposer la linéarité de l'enveloppe des surpressions (cas du schéma ci-dessus). Dans le cas où l'oscillation en masse n'est plus valable ( $A < 1$ ) on peut retenir comme majorante pour l'enveloppe des surpressions la ligne horizontale évitant tout risque sur la conduite. On obtient ainsi la valeur de  $P_{\max}$  au ballon.



On peut alors, pour cette valeur  $P_{\max}$  et pour la valeur de  $B$  choisie plus haut, déduire la perte de charge  $K_r$  minimale à créer à l'entrée du ballon.

Dans la majorité des cas, il suffit de prendre une perte de charge au moins égale à  $K_r$ .

Si on adopte un clapet percé pour créer cette perte de charge dissymétrique, il faut en déduire le diamètre du trou du clapet : connaissant  $K_r$  en coordonnée adimensionnelle, on en déduit la perte de charge  $\Delta H_r = K_r \cdot P_s$  puis le diamètre du trou du clapet.

$$d = \sqrt{\frac{D}{0,6 \left( 1 + \frac{K_r \cdot P_s}{\frac{U_0^2}{2g}} \right)}}$$

(voir exemple d'utilisation au § IV.6.6.)

#### Cas particulier

Il peut arriver que les surpressions soient trop importantes pour qu'on puisse les écrêter avec une perte de charge dissymétrique (trou du clapet ridiculement petit par exemple). Ce sont alors les surpressions qui sont les plus dangereuses. On peut alors redimensionner le ballon à cet effet en utilisant les abaques de surpression pour déterminer  $B$  de façon à ce que  $P_{\max}$  ne soit pas dépassée pour des valeurs de  $K$  et  $K_r$  données. On reprend alors les calculs au paragraphe III.5.4. Mais rappelons que dans ce cas, d'autres protections (soupape) sont peut-être plus indiquées que le ballon anti-bélier.

#### IV.4.5. Durée $T$ de la vidange

Connaissant  $B$  et bien sûr  $A$  et  $K$ , on déduit de l'abaque n°13 la valeur du paramètre  $\alpha$  (adimensionnel) puis la valeur de  $T$  par  $T = \alpha \cdot \frac{L}{a} \cdot A$  où  $T$  est de même dimension que  $\frac{L}{a}$ .

#### IV.5. Suite des opérations dans le cas de la cheminée-ballon

La méthode proposée n'est pas une détermination exacte de l'appareil nécessaire mais permet d'approcher valablement la cheminée-ballon qui convient pour la protection.

Les premières étapes sont semblables à celles du calcul d'un ballon simple.

$$\text{IV.5.1.} \text{ Calcul de } P_o, P_s \text{ et } U_o \text{ puis détermination de } A = \frac{a U_o}{g P_s} \text{ et } K = \frac{P_o - P_s}{P_s}$$

Sélection des couples A, K intéressants.

IV.5.2. Après choix de la marge de sécurité par rapport à la cavitation, on trace la ligne de dépression admissible et l'on détermine B comme dans le cas du ballon classique puis  $P_{\min}/P_s$  en tête.

$$\text{D'où } V_o = \frac{L Q_o U_o}{g P_o B}$$

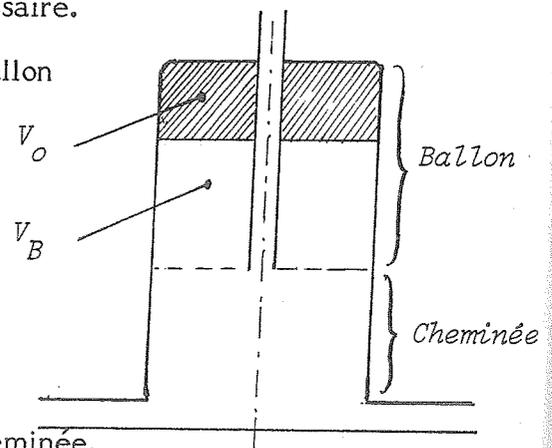
Cette valeur de  $V_o$  est le volume d'air strictement nécessaire en régime permanent pour un ballon classique. Si l'on remplace ce ballon ( $V_o \rightarrow V_{\max}$ ) par une cheminée-ballon de même volume d'air initial  $V_o$  la partie "ballon" de l'appareil est vide lorsque la pression atteint la pression atmosphérique (si l'on néglige la dissolution de l'air dans l'eau). Au-delà la pression en tête reste constante et donne donc (pourvu que la section de la cheminée soit assez grande pour la hauteur de cheminée choisie) des dépressions moins accusées que dans le cas du ballon seul.

$V_o$  est donc une valeur par excès du volume d'air nécessaire.

IV.5.3. Calcul de la capacité de la partie ballon

$$V_B = V_o \left( \frac{P_o}{P_{\text{atm}}} \right)^{1/\gamma}$$

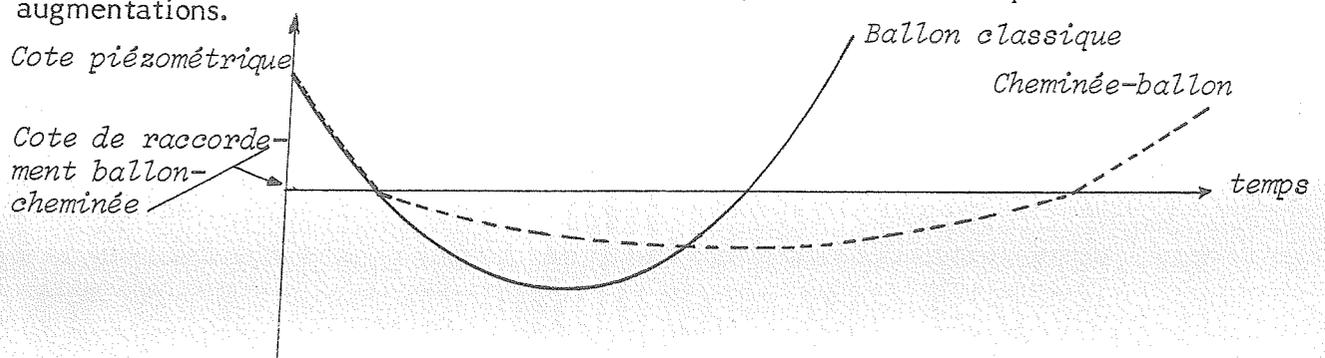
$$\text{soit } V_B = V_o \left( \frac{P_o}{10,33} \right)^{0,833}$$



IV.5.4. Calcul de la capacité de la partie cheminée.

Si l'on avait un ballon seul cette capacité serait  $V_{\text{total}} = 1,2 V_{\max}$

Il est facile de montrer que la dépression étant limitée à la pression atmosphérique il en résulte une augmentation du volume d'eau écoulé, liée à un étalement dans le temps de la vidange. Mais les abaques sont incapables de donner quantitativement ces augmentations.



Nous proposons de prendre la capacité obtenue pour le ballon équivalent avec une marge de sécurité plus forte (et c'est ici que la méthode perd de sa rigueur).

Bien remarquer que contrairement à une idée répandue, c'est surtout la section de la cheminée qui va limiter la dépression et non pas le volume d'eau stocké. Ceci est d'ailleurs également vrai pour une cheminée normale.

On prendra donc :

$$\text{Capacité} = s \cdot V_{\text{max}}$$

(où  $s$  est un coefficient de sécurité par ex. 1.4 ou 1.5)

d'où l'on déduit la hauteur de la partie cheminée.

#### IV.5.5. Vérification du risque de surpression dans la phase remplissage consécutive.

Du fait de l'étalement en temps du phénomène de vidange, il n'y a en principe aucune vérification à faire. On peut toutefois vérifier la surpression correspondante comme pour un ballon seul avec  $K_r = 0$  (pas de perte de charge au remplissage dans le cas d'eaux usées), en remarquant que l'on est largement du côté de la sécurité ( $P_{\text{minimum}}$  moins accusée, étalement de la durée de la fin de la vidange et du début du remplissage).

#### IV.5.6. Vérification du risque de surpression dans la phase démarrage des pompes.

C'est un point très délicat pour lequel les abaques sont incapables de répondre.

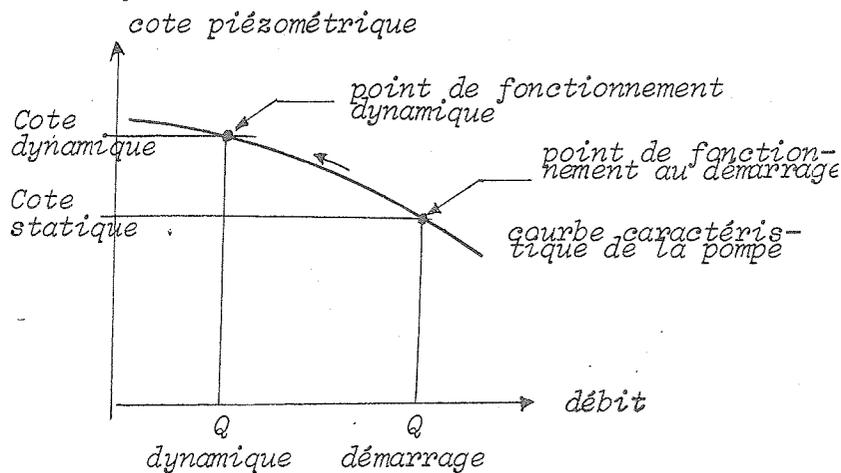
Deux cas sont en fait à étudier :

- La ligne statique se situe dans la partie ballon. Ce cas est le plus courant dès que la hauteur de refoulement est positive. Sinon on peut avoir intérêt à relever si c'est possible l'extrémité de la conduite pour se placer dans ce cas. Il n'y a alors pas de problème particulier, le démarrage est identique à celui d'un ballon classique.

- la ligne statique se situe dans la partie cheminée :

La pompe va se mettre en route avec une faible pression de refoulement pendant toute la phase de remplissage de la cheminée. D'où un démarrage à gros débit, le point de fonctionnement étant déplacé "vers la droite" sur la courbe caractéristique de la pompe (problème du NPSH ?) Au moment où l'eau atteint la partie ballon, un coup de bélier se produit et son ampleur dépend :

- du débit correspondant et de la courbe caractéristique de la pompe,
- du volume du ballon,
- du reste du réseau.



Il n'est pas possible ici de chiffrer ces valeurs, mais la partie ballon jouant le rôle principal, le coup de bélier doit être en principe assez amorti. Néanmoins il sera souhaitable :

- de mettre une pompe ayant une caractéristique la plus pentue possible de façon que le débit correspondant à la pression statique ne soit pas excessif
- de placer la ligne statique aussi haut que possible ( et si possible dans la zone de fonctionnement en ballon ), toute la phase remplissage de la partie cheminée étant inutile sinon nuisible au démarrage.

#### IV.6. Exemple d'utilisation dans le cas d'un ballon classique

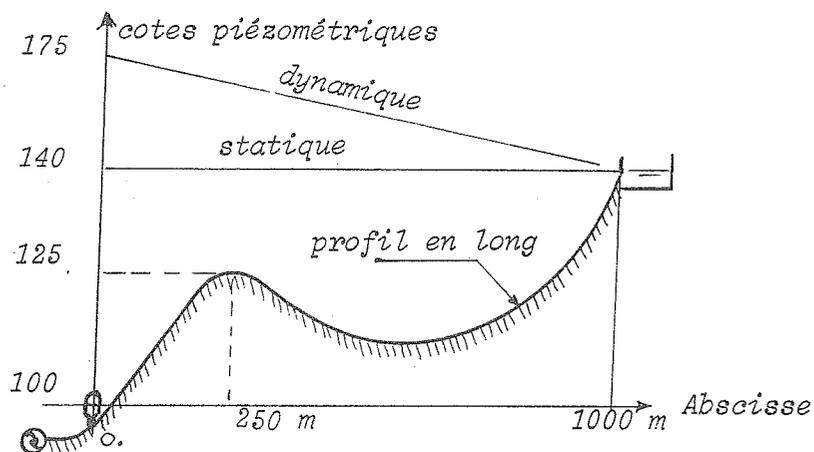
##### IV.6.1. Données

Nous utilisons ici le système d'unités MKS mais vu la présentation en nombres adimensionnels, il est évident que n'importe quel système d'unité est valable.

Conduite :  $L = 1000 \text{ m}$   
 $\varnothing = 250 \text{ mm}$   
 $J_o = 35 \text{ mCE}$   
 Célérité des ondes  $800 \text{ m/s}$  } Ce matériau ne doit pas exister dans la réalité. Il est utilisé ici à des fins pédagogiques.

Pompe : Prévues pour délivrer  $100 \text{ l/s}$  au point de fonctionnement.

Profil en long : suivant le graphique ci-dessous



##### IV.6.2. Régime initial

Ici le régime initial est indiqué dans les données : la cote piézométrique en tête est égale à la cote aval augmentée des pertes de charge soit :

$$\begin{aligned} Z_o &= Z_s + \Delta H \cdot L \\ &= 140 + 35 = 175 \text{ m} \end{aligned}$$

On en déduit :

$$\begin{aligned} P_o &= 175 - 100 + 10,33 = 85,33 \text{ mCE} \\ P_s^o &= 140 - 100 + 10,33 = 50,33 \text{ mCE} \end{aligned}$$

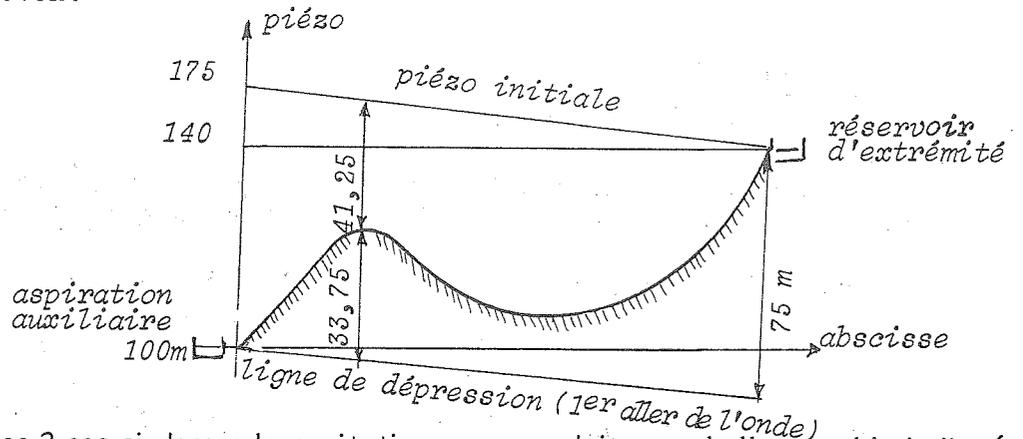
##### IV.6.3. Nécessité d'une protection par ballon ?

Etude des dépressions théoriques sans tenir compte de la cavitation.

- Sans ballon la dépression en tête atteint :

$$\frac{a U_o}{g} = 162 \text{ m soit une pression relative au ballon égale à } 40 - 162 = -122 \text{ m}$$

- Avec clapet d'aspiration aspirant à 100 m, la ligne piézométrique théorique lors du premier aller de l'onde entraîne une dépression limitée en première approximation à  $Z_o - Z_{\text{aspiration}} = 75$  m soit une pression relative de  $41,25 - 75 = -33,75$  m au point haut et  $-75$  m près du réservoir.



- Dans les 2 cas ci-dessus la cavitation va se produire, un ballon semble indiqué.

IV.6.4. Calcul de A et K

Les nombres adimensionnels A et K sont égaux à :

$$A = \frac{a U_o}{g P_s} = \frac{162}{50,33} = 3,22$$

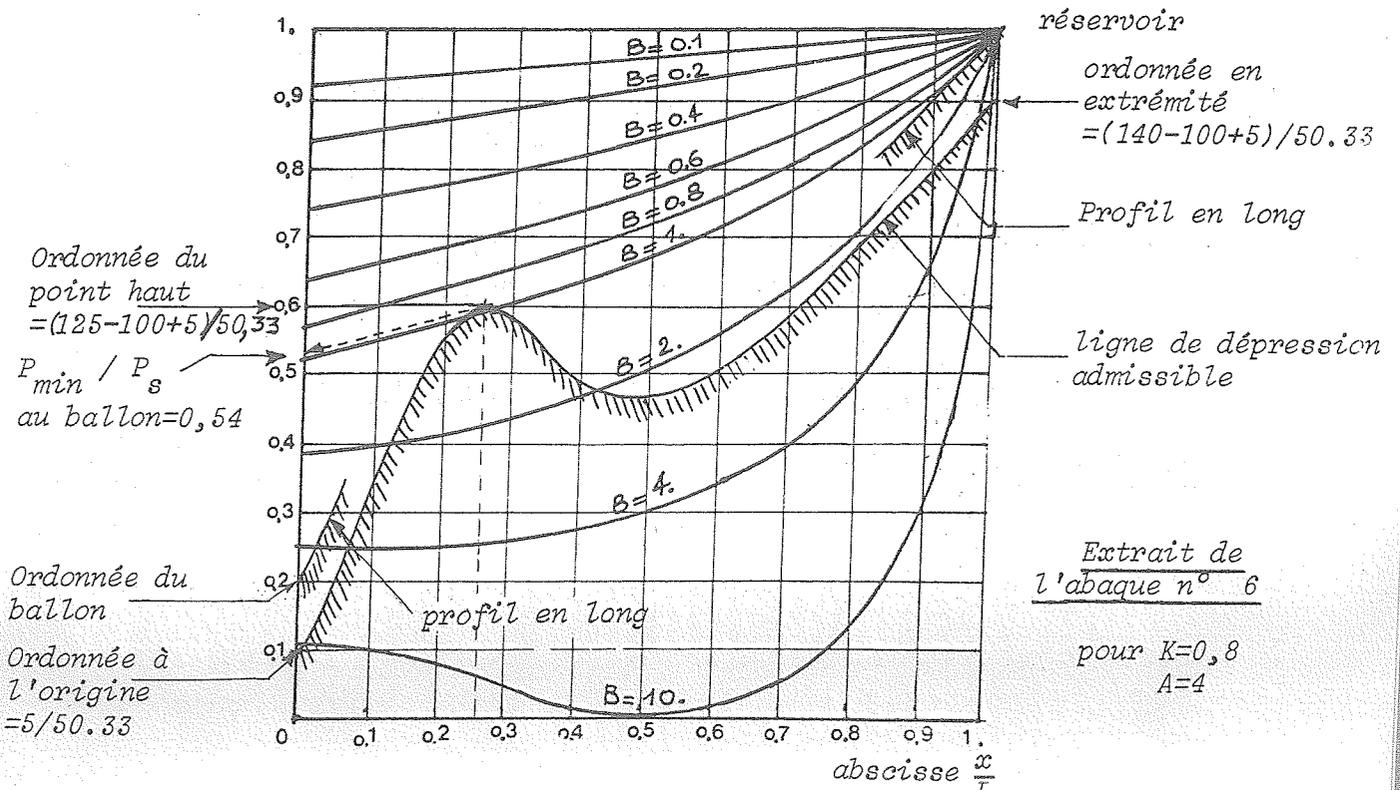
$$K = \frac{P_o - P_s}{P_s} = \frac{35}{50,33} = 0,70$$

Nous avons donc  $2 < A < 4$   
 $0,6 < K < 0,8$

Nous devons donc interpoler à l'aide des abaques 5 et 6.

IV.6.5. Calcul de B et du volume du ballon

. Tracé de la ligne de cavitation admissible (marge de sécurité = 5 m sous la cote du sol) :



La figure précédente montre qu'en utilisant l'abaque 6, on obtient  $B=0,95$   
 et  $\frac{P_{\min}}{P_s} = 0,54$ .

• Calcul de B et  $\frac{P_{\min}}{P_s}$

Le même travail doit être fait pour les autres couples connus de A et de K, c'est-à-dire  $(A=2, K=0,8)$ ,  $(A=4, K=0,6)$   $(A=2, K=0,6)$ . On obtient finalement les résultats suivants :

Abaque 5	$K = 0,6$	$A = 2$	:	$B = 0,8$	} Pour $K = 0,7$ $A = 2 : B = 0,84$ $A = 4 : B = 0,9$
		$A = 4$	:	$B = 0,85$	
Abaque 6	$K = 0,8$	$A = 2$	:	$B = 0,88$	}
		$A = 4$	:	$B = 0,95$	

D'où pour  $K = 0,7$  et  $A = 3,22$   $B = 0,88$

Utilisant cette valeur dans les abaques 5 et 6, on trouve les valeurs suivantes de  $\frac{P_{\min}}{P_s}$  au ballon.

Abaque 5	$K = 0,6$	$A = 2$	:	$\frac{P_{\min}}{P_s} = 0,52$	} Pour $K = 0,7$
		$A = 4$	:	" = 0,53	
Abaque 6	$K = 0,8$	$A = 2$	:	" = 0,56	}
		$A = 4$	:	" = 0,56	

$A = 2 : \frac{P_{\min}}{P_s} = 0,54$   
 $A = 4 : \frac{P_{\min}}{P_s} = 0,545$

Ce qui par interpolations conduit à  $\frac{P_{\min}}{P_s} \approx 0,54$

• Calcul du volume initial

A partir de  $V_o = \frac{L Q_o U_o}{g P_o B}$  on calcule  $V_o$

$$V_o = \frac{1000 \cdot 0,1 \cdot 2}{10 \cdot 85 \cdot 0,88} = 0,268 \text{ m}^3$$

• Calcul de la capacité totale

De  $\frac{P_{\min}}{P_s} = 0,54$  on déduit  $P_{\min} = 27,17 \text{ mCE}$

La cote piézométrique minimale à la pompe est donc égale à :

$$100 + 27,17 - 10,33 = 116,84 \text{ m}$$

. Volume d'air en fin de détente

$$V_{\max} = V_0 \left( \frac{P_0}{P_{\min}} \right)^{1/\gamma} = 0,695 \text{ m}^3$$

. Capacité du ballon

$$V_{\text{total}} = 1,2 \times 0,695 = 0,835 \text{ m}^3 \text{ (coefficient de sécurité égal à 1,2).}$$

#### IV.6.6. Perte de charge au remplissage

Les calculs précédents ont donné :

$$A = 3,22 \quad K = 0,7 \quad \text{et } B = 0,88$$

. Si l'on s'impose au ballon une surpression maximale de 10 bars, on a :

$$\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = \frac{100 - 50}{50} = 1$$

Les abaques à utiliser pour la surpression sont les abaques 11 ( $K=0,5$ ) et 12 ( $K=1$ ) puisque nous avons  $K=0,7$ .

Abaque 11	$K = 0,5$	$A = 2$	:	$K_r = 0$	}	Pour $\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = 1$ et $B = 0,88$
		$A = 4$	:	$K_r = 0$		
Abaque 12	$K = 1$	$A = 2$	:	$K_r = 0$		
		$A = 4$	:	$K_r = 0$		

Aucune perte de charge n'est nécessaire. En utilisant les mêmes abaques en sens inverse on peut déduire la pression maximum qu'il y aura au ballon en l'absence de perte de charge particulière au ballon ( $K_r = 0$ ).

Abaque 11	$K = 0,5$	$A = 2$	:	$\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = 0,6$	}	Pour $K_r = 0$ et $B = 0,88$
		$A = 4$	:	" = 0,7		
Abaque 12	$K = 1$	$A = 2$	:	" = 0,38		
		$A = 4$	:	" = 0,4		

Une première interpolation donne pour  $K=0,5$   $\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = 0,66$

pour  $K=1$   $\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = 0,39$

D'où  $\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = 0,55$  soit  $P_{\max} = 78 \text{ mCE}$

. Si par contre on veut limiter la surpression à une valeur inférieure, par exemple 6 bars, il faut avoir  $\frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = 0,2$ . D'où la détermination de  $K_r$  à partir des abaques 11 et 12 :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Abaque 11} \quad K = 0,5 \quad A = 2 \quad : \quad K_r = 2,5 \\ \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad A = 4 \quad : \quad K_r = 2,4 \\ \text{Abaque 12} \quad K = 1 \quad A = 2 \quad : \quad K_r = 2,1 \\ \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad A = 4 \quad : \quad K_r = 2 \end{array} \right\} \text{Pour } \frac{P_{\max} - P_s}{P_s} = 0,2 \text{ et } B = 0,88$$

On en déduit pour  $K=0,5$  :  $K_r = 2,44$

$K=1$  :  $K_r = 2,04$

d'où pour  $K=0,7$  :  $K_r = 2,28$

$$\text{et } d \leq \frac{D}{\sqrt{0,6(1 + \sqrt{\frac{2,28 \cdot 50 \cdot 20}{4}})}} = \frac{D}{\sqrt{15}} \approx 65 \text{ mm.}$$

#### IV.6.7. Durée de la vidange

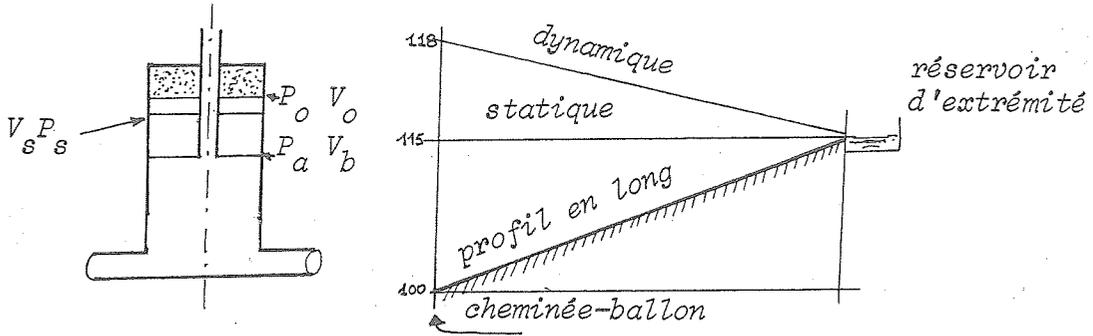
A partir de l'abaque n°13 avec  $B=0,88$  et  $A \geq 2$ , on obtient les valeurs suivantes du paramètre  $\alpha$  :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Pour } K=0,6 \quad \alpha = 2,2 \\ \text{Pour } K=1 \quad \alpha = 2,2 \end{array} \right\} \Rightarrow \alpha = 2,2 \quad \text{pour } K=0,7$$

$$\text{d'où } T = \alpha \cdot \frac{1}{i} \cdot A = 2,2 \cdot \frac{1000}{800} \cdot 3,23 = 8,9 \text{ secondes.}$$

Rappelons que ce temps est celui de la phase vidange du ballon dans l'hypothèse où le clapet percé (s'il y en a un) ne provoque pas de perte de charge lorsqu'il est ouvert.

IV.7. Exemple d'utilisation des abaques pour une "cheminée-ballon"



Données :  $P_o = 118 - 100 + 10,33 = 28,33$   
 $P_s = 115 - 100 + 10,33 = 25,23$   
 $a = 1000 \text{ m/s}$   
 $U_o = 1 \text{ m/s}$   
 $L = 1000 \text{ m}$   
 $Q_o = 0,100 \text{ m}^3/\text{s}$   
 Section de l'appareil  $0,5 \text{ m}^2$

La dépression sans protection est égale à  $\frac{a U_o}{g} \approx 100 \text{ m}$  (donc nécessité de protection).

IV.7.1. Calcul de A et K

$$A = \frac{a U_o}{g P_s} = \frac{1000}{9,81 \times 25,33} = 3,60$$

$$K = \frac{P_o - P_s}{P_s} = 0,12$$

IV.7.2. Sélection des valeurs de A et K :  $A_1 = 2$      $A_2 = 4$   
 $K_1 = 0,1$      $K_2 = 0,2$

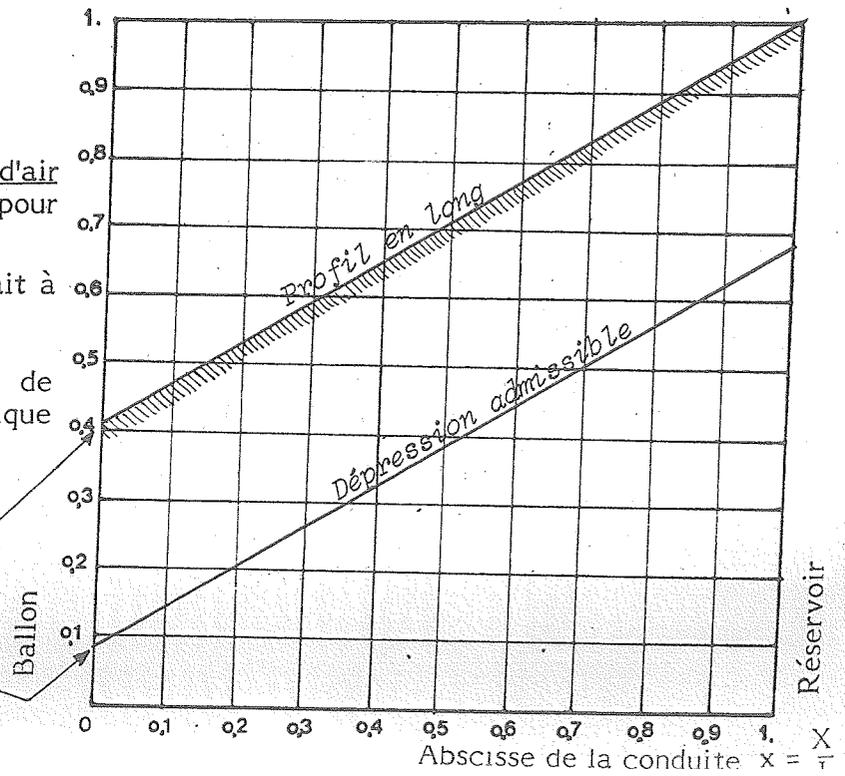
IV.7.3. Calcul de B et du volume d'air correspondant à un ballon classique pour une marge de 2 m.

(Une marge égale à 10,33 reviendrait à éliminer la partie cheminée).

On commence par tracer la ligne de dépression admissible sur le calque mobile situé à la fin des abaques.

Ordonnée du ballon  $10,33/25,23$

Ordonnée à l'origine  $2/25,33$



La superposition de cette grille aux abaques 2 (A=2 et A=4) et 3(A=2 et A=4) donne :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Abaque 2} \quad K = 0,1 \quad \begin{array}{l} A = 2 \\ A = 4 \end{array} \quad : \quad \begin{array}{l} B = 2,5 \\ B = 3,8 \end{array} \\ \\ \text{Abaque 3} \quad K = 0,2 \quad \begin{array}{l} A = 2 \\ A = 4 \end{array} \quad : \quad \begin{array}{l} B = 2,5 \\ B = 3,5 \end{array} \end{array} \right\} \begin{array}{l} K = 0,12 \quad A = 2 : B = 2,5 \\ \quad \quad \quad A = 4 : B = 3,7 \end{array}$$

Soit :  $B \approx 3,46$

On en déduit  $P_{\min}/P_s = 0,23$  au droit du ballon

D'où  $V_o = \frac{L Q_o U_o}{g P_o B} \approx 0,1 \text{ m}^3$  (tirant d'air initial =  $V_o/S = 0,20 \text{ m}$ )

$P_{\min} = 5,8 \text{ m}$

#### IV.7.4. Dimensionnement de l'appareil

$P_{\min}$  étant inférieur à 10,33 une cheminée-ballon est intéressante. Nous lui donnons les caractéristiques suivantes :

a) Partie ballon

$$V_B = V_o \left( \frac{P_o}{10,33} \right)^{1/8} = 0,231 \text{ m}^3$$

Hauteur de la partie ballon  $H_B = 0,46 \text{ m}$

b) Partie cheminée

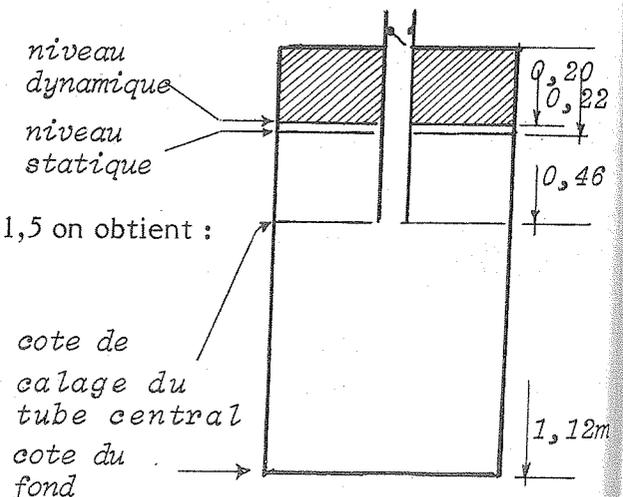
Valeur par défaut

$$V_{\max} = V_o \left( \frac{P_o}{P_{\min}} \right)^{1/8} = 0,375 \text{ m}^3$$

Si l'on prend un coefficient de sécurité  $s=1,5$  on obtient :

Capacité =  $0,562 \text{ m}^3$

Hauteur totale de l'appareil =  $1,12 \text{ m}$



IV.7.5. Au démarrage il n'y a pas de problème, la cote d'arrêt (statique)

correspondant à un volume d'air  $V_S = V_o \left( \frac{P_o}{P_s} \right)^{1/8} = 0,110 \text{ m}^3$

soit un tirant d'air de 0,22 m. Ceci n'est vrai que parce qu'on a supposé qu'il y a un réservoir à l'extrémité de la conduite. Dans le cas fréquent en assainissement, où la conduite débite à gueule bée, ce niveau d'arrêt ne serait pas connu (sauf étude du mouvement alterné du liquide dans la conduite après l'arrêt de la pompe).

## BIBLIOGRAPHIE

- 
- CALCUL DES RESERVOIRS D'AIR Paul SLIOSBERG  
La Houille Blanche - Mai-Juin 1952
  
  - DETERMINATION DES DIMENSIONS CARACTERISTIQUES Ch. DUBIN et  
D'UN RESERVOIR D'AIR SUR UNE INSTALLATION ELEVA- A. GUENEAU  
TOIRE  
La Houille Blanche - Décembre 1955
  
  - NOUVEL ABAQUE POUR LE CALCUL DES RESERVOIRS COMBES et BOROT  
D'AIR COMPTE TENU DES PERTES DE CHARGE  
La Houille Blanche - Octobre-Novembre 1952
  
  - LA PROTECTION DES CONDUITES DE REFOULEMENT A. VIBERT  
CONTRE LES SURPRESSIONS  
Le Génie Civil - Mars 1950
  
  - WATER HAMMER ANALYSIS PARMAKIAN  
Bureau of Reclamation
  
  - BULLETIN TECHNIQUE DU GENIE RURAL G. LECHAPT  
N° 62 - Septembre 1963
  
  - MEMENTO DES PERTES DE CHARGE I.E. IDEL'CIK  
Eyrolles - Paris 1968
  
  - MANUEL D'HYDRAULIQUE GENERALE A. LENCASTRE  
Eyrolles - Paris 1966
  
  - LA PROTECTION DES INSTALLATIONS DE POMPAGE A. GAULHET  
CONTRE LES COUPS DE BELIER D'ONDE  
La Houille Blanche - N° 2 - 1967.
-

## ANNEXE

## RESOLUTION DES EQUATIONS DE L'OSCILLATION EN MASSE

Equations de base

$$\left\{ \begin{array}{l} P(t) - P_s = \frac{L}{g} \frac{dU}{dt} + \alpha U^2 \\ PV^\gamma = P_o V_o^\gamma \\ \Delta V = Q \Delta T \end{array} \right.$$

Nombres sans dimension

$$\left\{ \begin{array}{l} B = \frac{L Q_o U_o}{g P_o V_o} \\ K = \frac{\alpha \cdot U_o^2}{P_s} \end{array} \right.$$

Notations adimensionnelles

$$p = \frac{P}{P_s}$$

$$p_o = (1 + K) p_s$$

$$q = \frac{Q}{Q_o}$$

$$v = \frac{V}{V_o}$$

$$\frac{U}{U_o} = \frac{Q}{Q_o} = q$$

$$t = \frac{T Q_o}{V_o}$$

Equations transformées

$$\left\{ \begin{array}{l} PV^\gamma = P_o V_o^\gamma \Rightarrow pv^\gamma = 1 + K \\ \Delta v = q \cdot \Delta t \\ \frac{1 + K}{v^\gamma} - 1 = \frac{L}{g P_s} \frac{dU}{dt} + K \left( \frac{U}{U_o} \right)^2 \end{array} \right.$$

soit :

$$\boxed{\frac{1 + K}{v^\gamma} - 1 = B(1 + K) v'' + K v'^2}$$

- Si l'on néglige les frottements ( $K = 0$ ) et si l'on suppose que  $\gamma = 1$ , cette équation se simplifie en :

$$B v'' - \frac{1}{v} + 1 = 0$$

qui s'intègre en :

$$(v')^2 = \frac{2}{B} \left( \text{Log} v - v + \frac{B}{2} + 1 \right)$$

- Si l'on cherche les valeurs extrêmes pour le volume ( $v' = 0$ ), on retrouve la formule de SLIOSBERG-VIBERT :

$$v - \text{Log} v - 1 = \frac{B}{2}$$

## ABAQUES DE DIMENSIONNEMENT

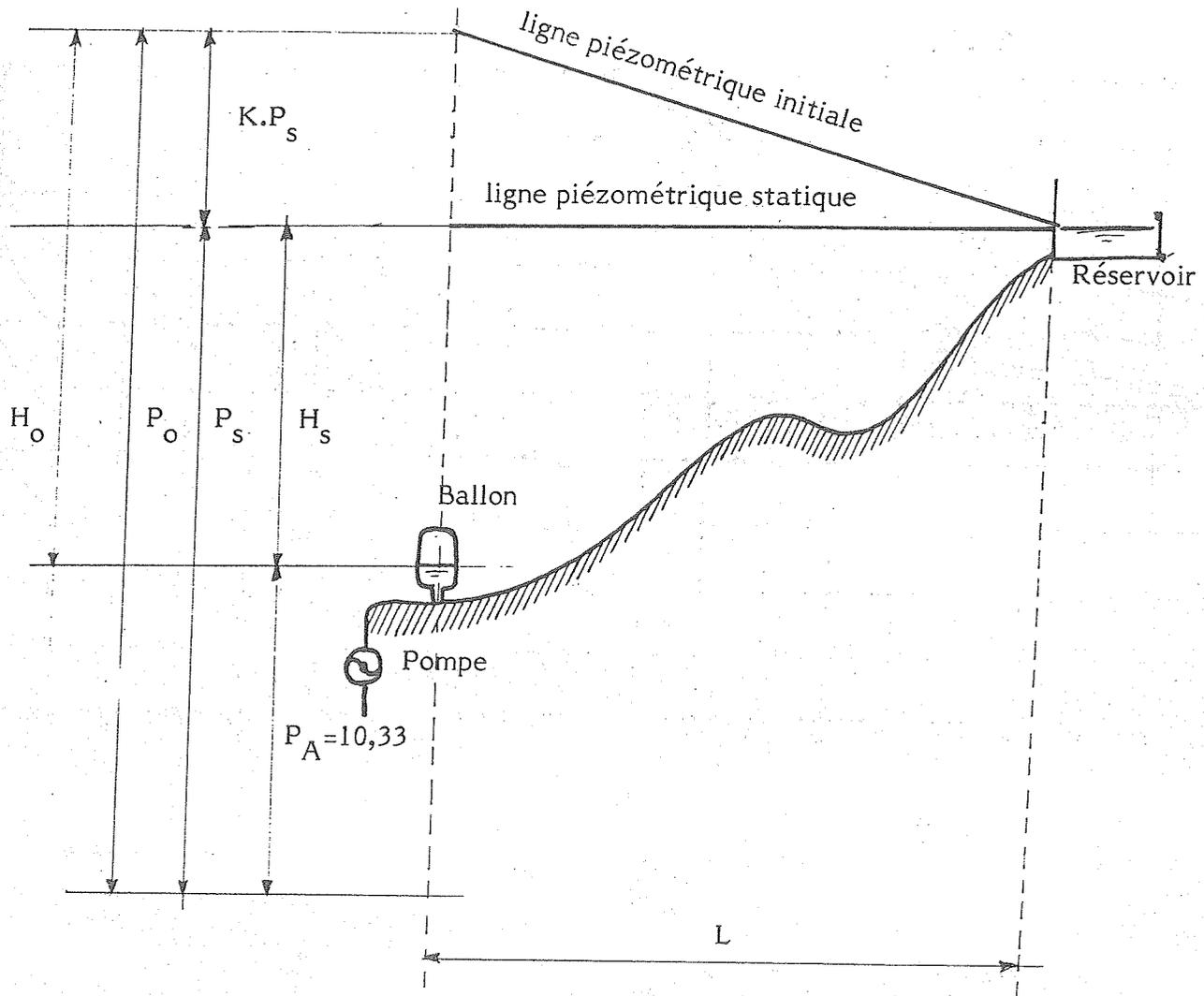
## DES BALLONS ANTI-BELIER

Notations	II
Abaques 1 à 9 : protection contre les dépressions	IV
Abaques 10 à 12 : Protection contre les surpressions	XIII
Abaque 13 : calcul de la durée de la vidange	XVI
Marche à suivre	XVII
Grille de travail	XVIII

## NOTATIONS

Variable	Unité	Signification
S	m <sup>2</sup>	- Section de la conduite
a	m/sec	- Célérité des ondes de propagation des coups de bélier (Polyéthylène = 200 ; PVC = 400 ; Amiante-ciment = 900 ; Fonte = 1200 ; Acier = 1300).
Q <sub>o</sub>	m <sup>3</sup> /sec	- Débit en régime permanent
U <sub>o</sub>	m/sec	- Vitesse de l'eau en régime permanent
g	m/sec <sup>2</sup>	- Accélération de la pesanteur (9,81)
Z <sub>s</sub>	m	- Cote piézométrique statique au ballon
Z <sub>max</sub>	m	- " " maximum au ballon
Z <sub>min</sub>	m	- " " minimum au ballon
Z <sub>o</sub>	m	- " " dynamique au ballon
Z(x)	m	- Cote au sol au point d'abscisse x
Z <sub>ballon</sub>	m	- Cote du plan d'eau dans le ballon
P <sub>s</sub>	mCE	- Pression statique absolue au ballon (Z <sub>s</sub> -Z <sub>ballon</sub> +10,33)
P <sub>max</sub>	mCE	- Pression maximum " " " (Z <sub>max</sub> -Z <sub>ballon</sub> +10,33)
P <sub>min</sub>	mCE	- Pression minimum " " " (Z <sub>min</sub> -Z <sub>ballon</sub> +10,33)
P <sub>o</sub>	mCE	- Pression dynamique " " " (Z <sub>o</sub> -Z <sub>ballon</sub> +10,33)
P(x)	mCE	- Pression absolue au point d'abscisse x
P <sub>v</sub>	mCE	- Tension de vapeur saturante à la température ambiante ( 0,25 mCE à 20°C)
Marge	mCE	- Marge de sécurité désirée par rapport à la cavitation
V <sub>o</sub>	m <sup>3</sup>	- Volume d'air du ballon à la pression P <sub>o</sub>
V <sub>s</sub>	m <sup>3</sup>	- Volume d'air du ballon à la pression P <sub>s</sub>
V <sub>min</sub>	m <sup>3</sup>	- " " " " " " " P <sub>max</sub>
V <sub>max</sub>	m <sup>3</sup>	- " " " " " " " P <sub>min</sub>
V <sub>total</sub>	m <sup>3</sup>	- Capacité du ballon
L	m	- Longueur de la canalisation
D	m	- Diamètre intérieur de la canalisation
d	m	- Diamètre du trou du clapet
A, B K et K <sub>r</sub>		- Paramètres calculés dans l'application de la méthode.

DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 RAPPEL GRAPHIQUE DES PRINCIPALES NOTATIONS



Nombres sans dimensions :

connus

$$A = \frac{a U_0}{g P_s} \text{ et } K = \frac{P_0 - P_s}{P_s}$$

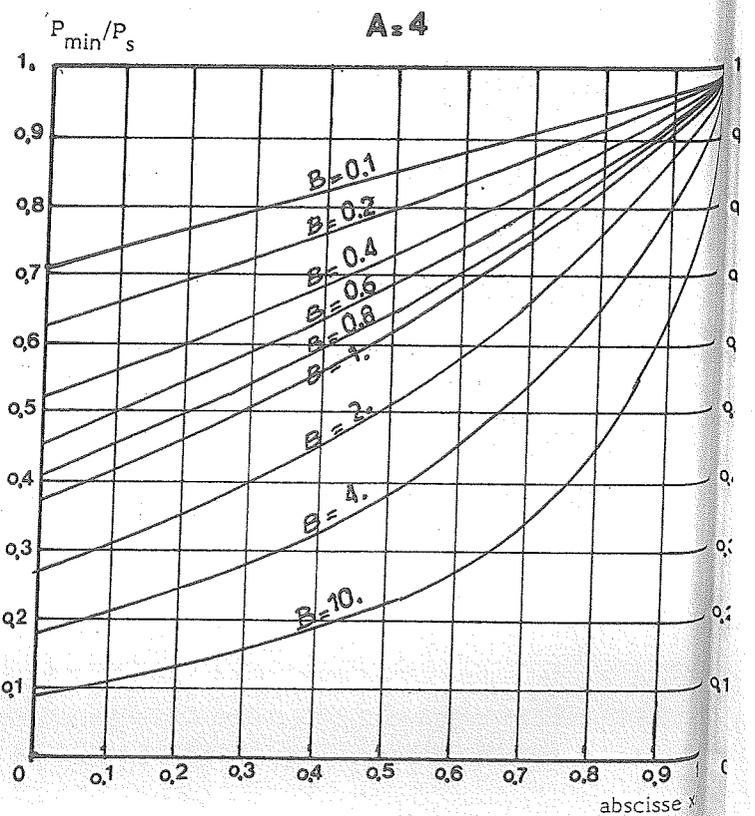
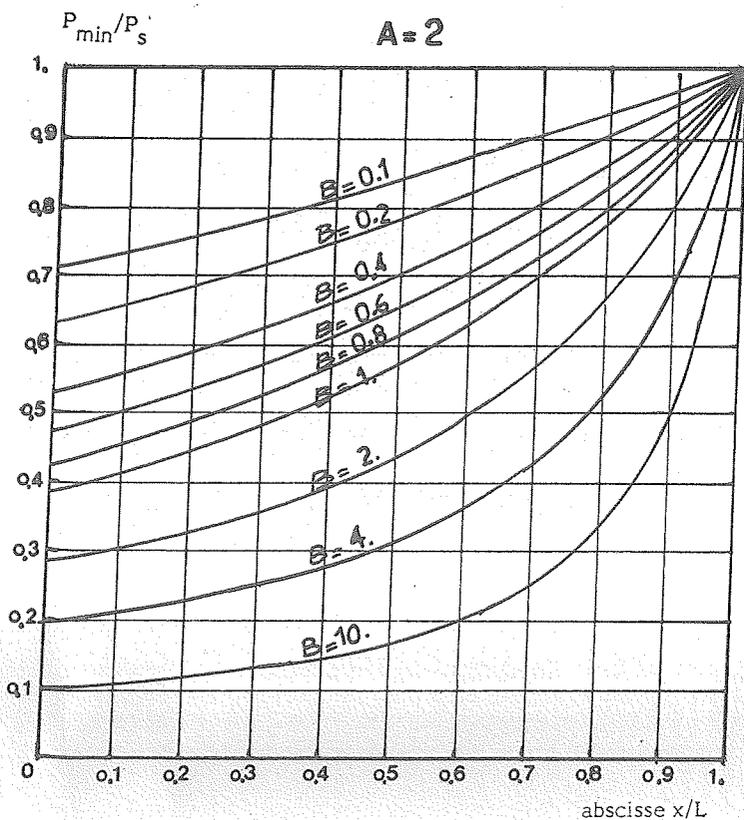
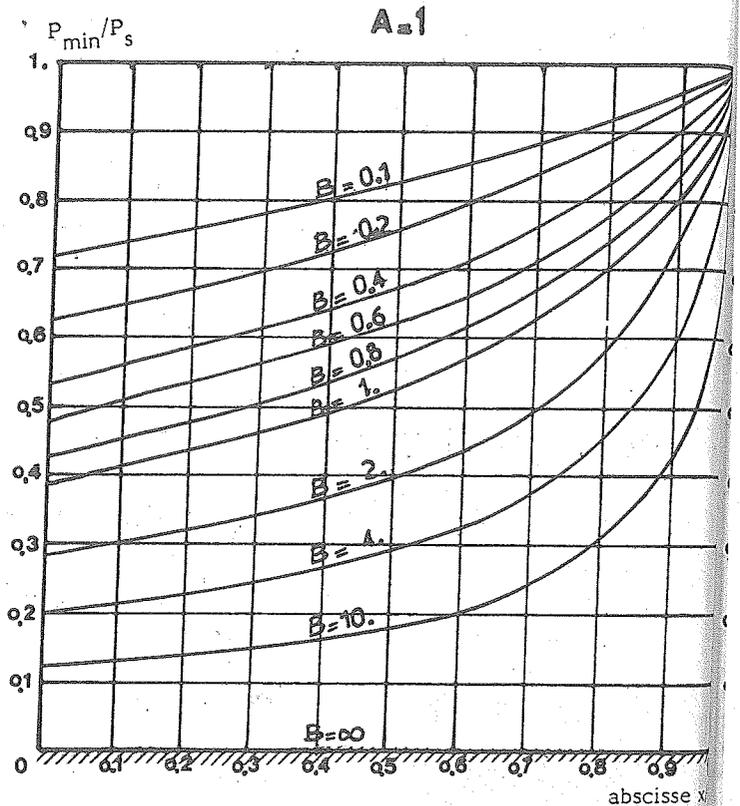
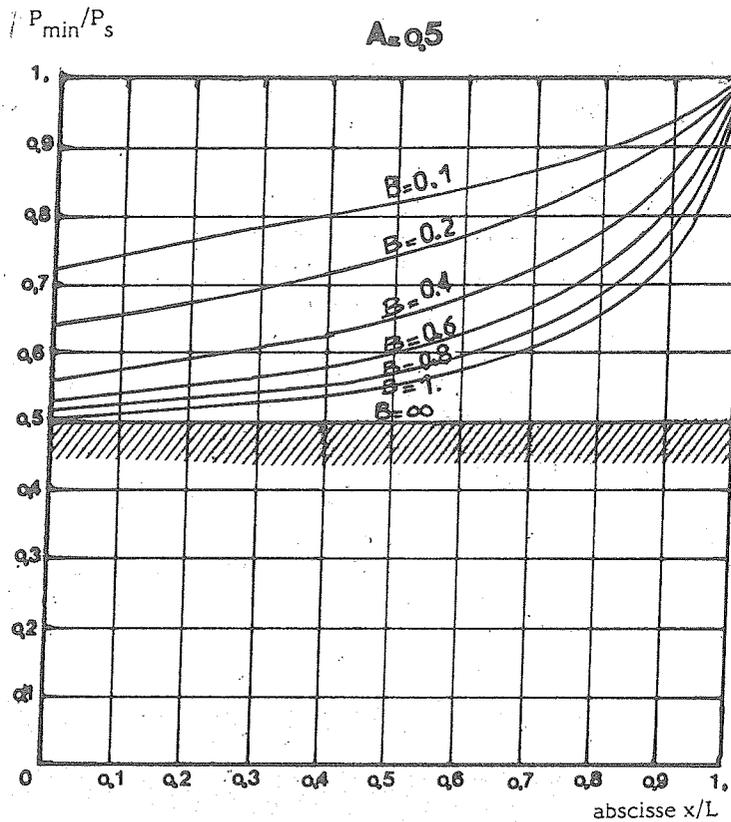
à déterminer

$$B = \frac{L Q_0 U_0}{g P_0 V_0} \text{ et } K_r = \frac{\alpha_r U_0^2}{P_s / 2g}$$

DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
(Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

$K = 0$

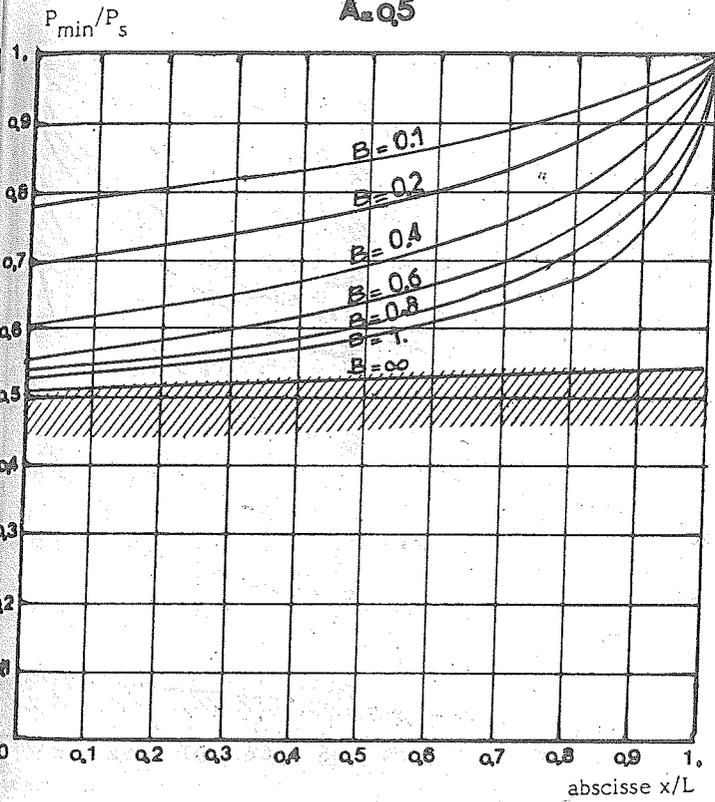


DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

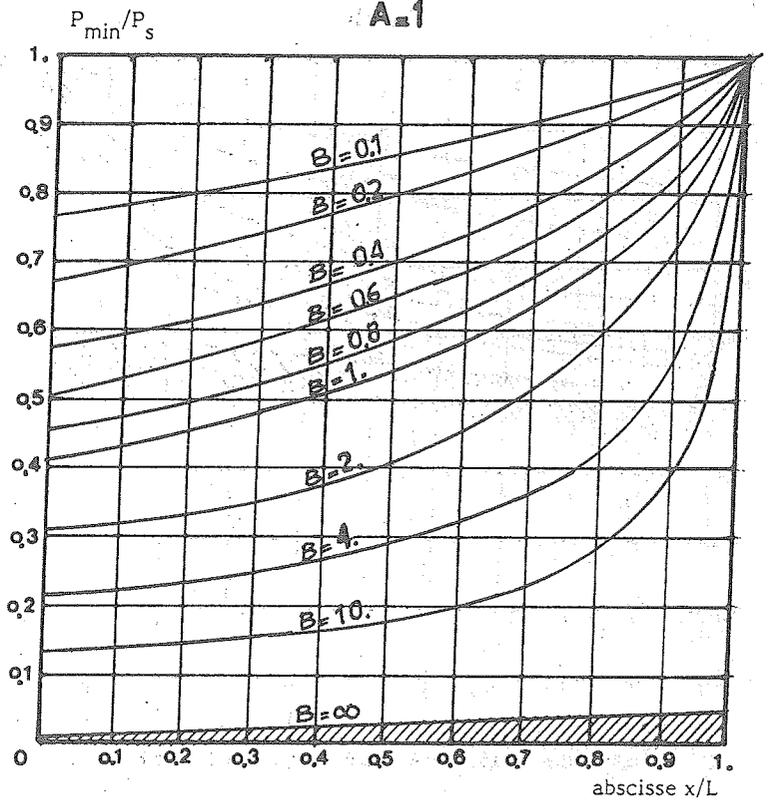
DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
 (Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

$K=0.1$

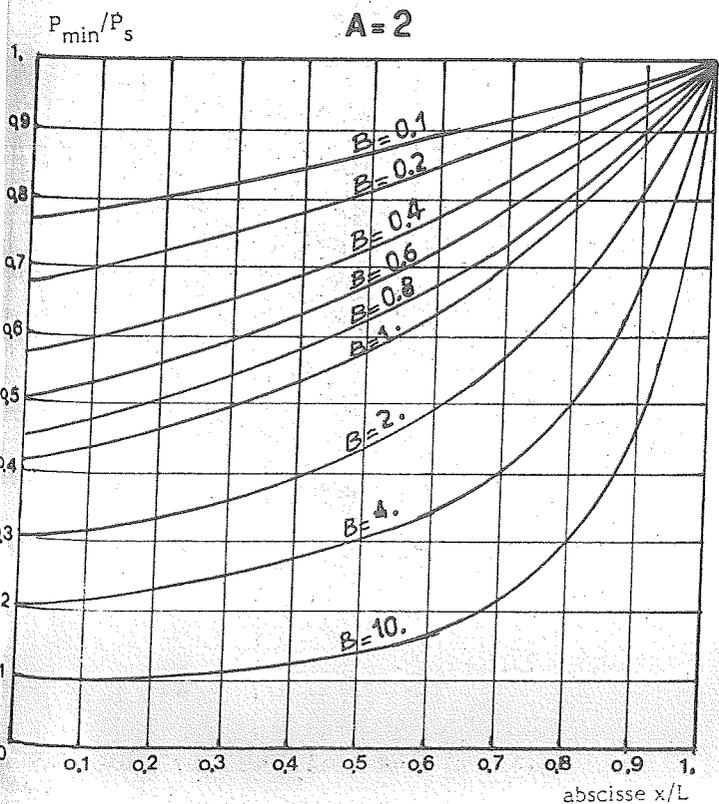
$A=0.5$



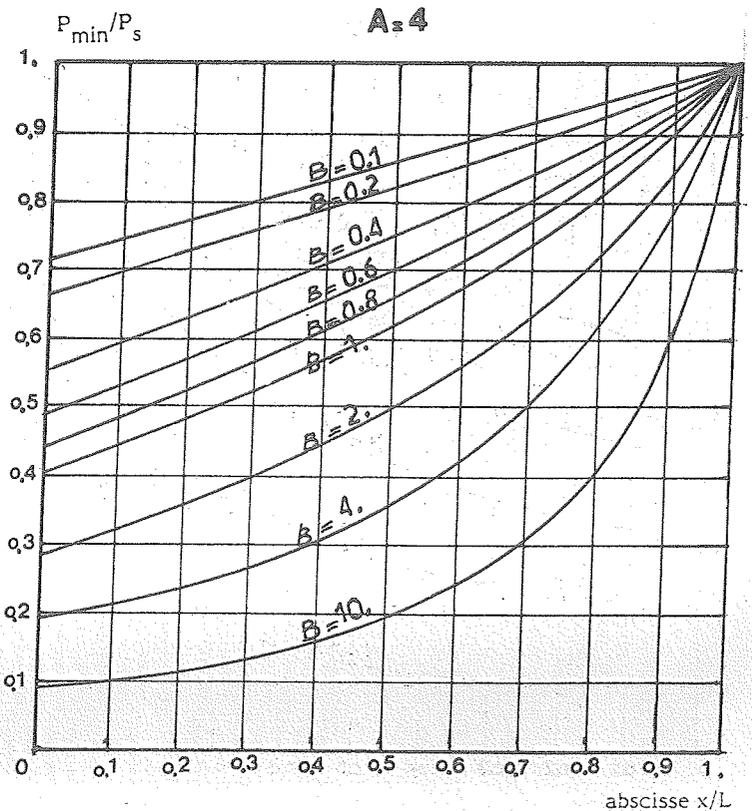
$A=1$



$A=2$



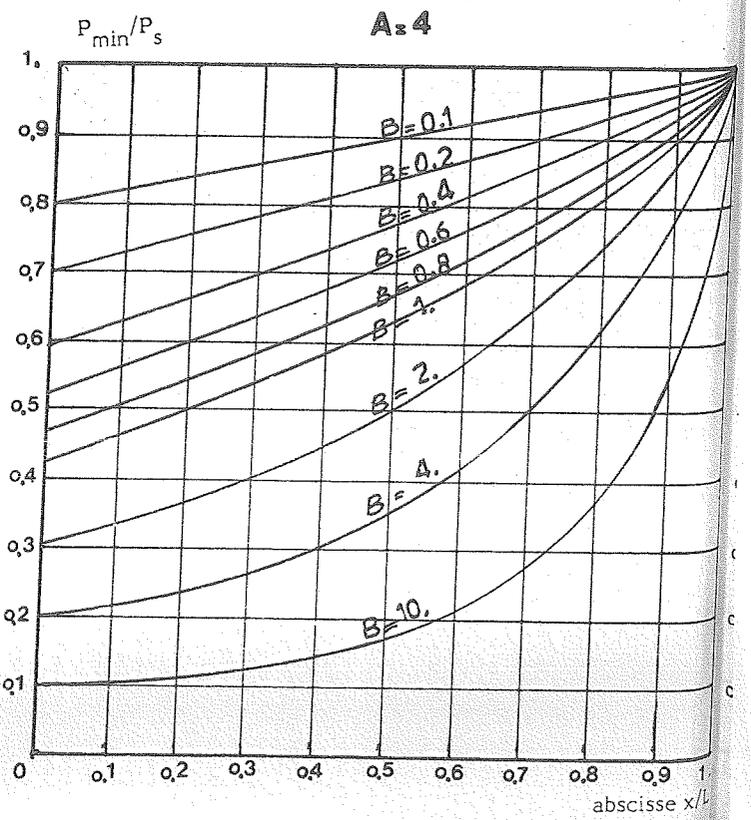
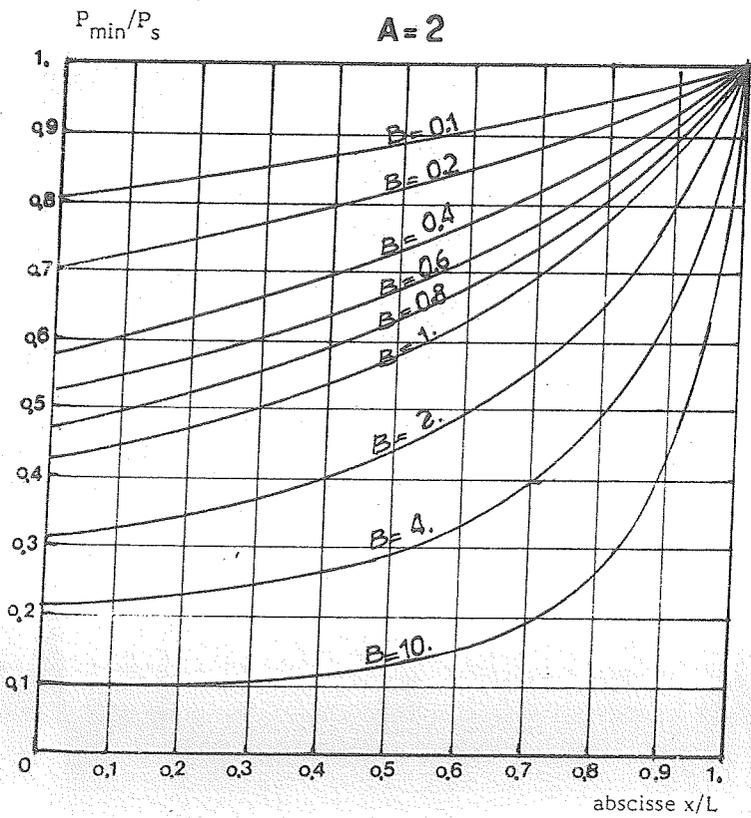
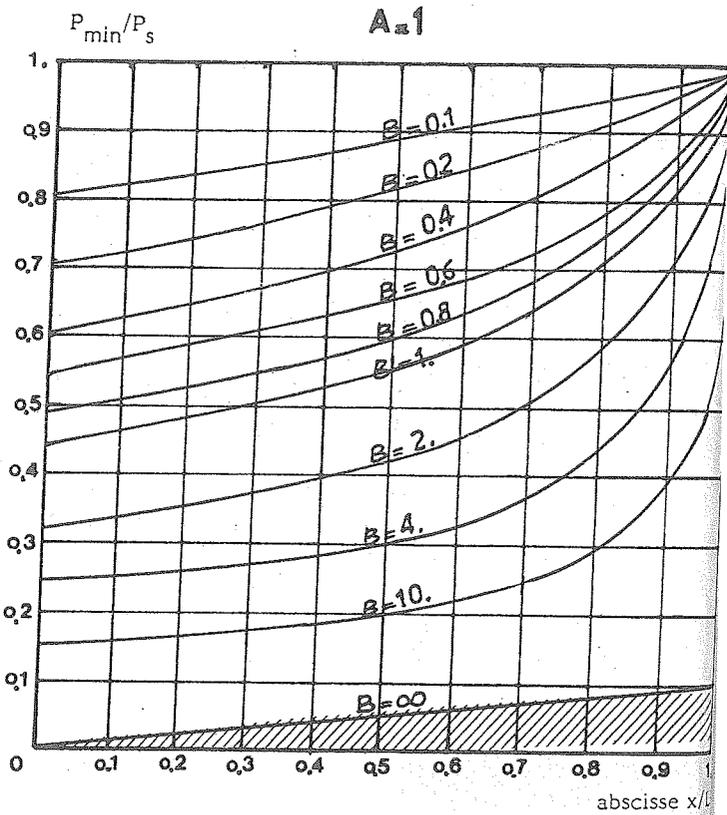
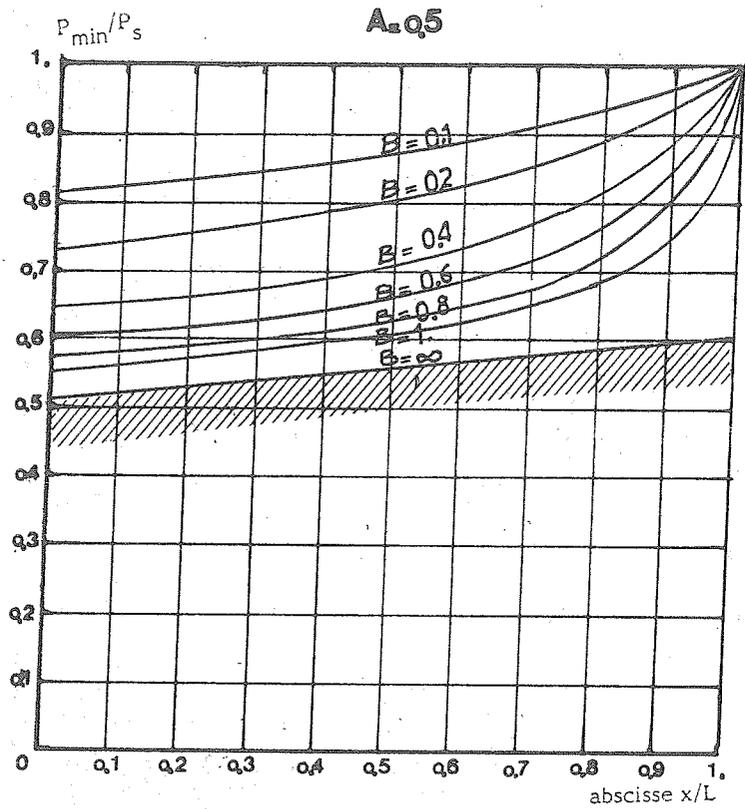
$A=4$



DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
 (Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

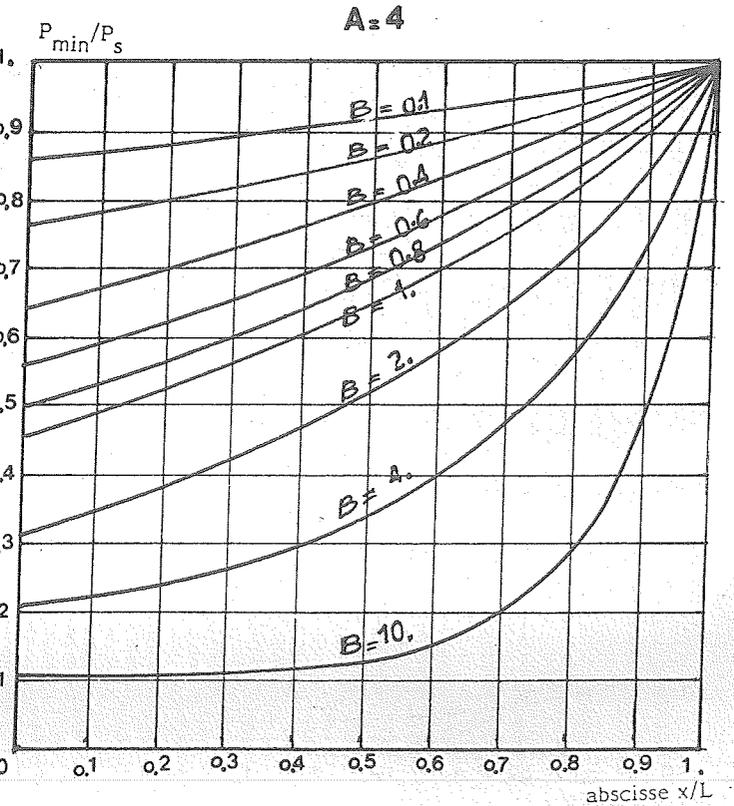
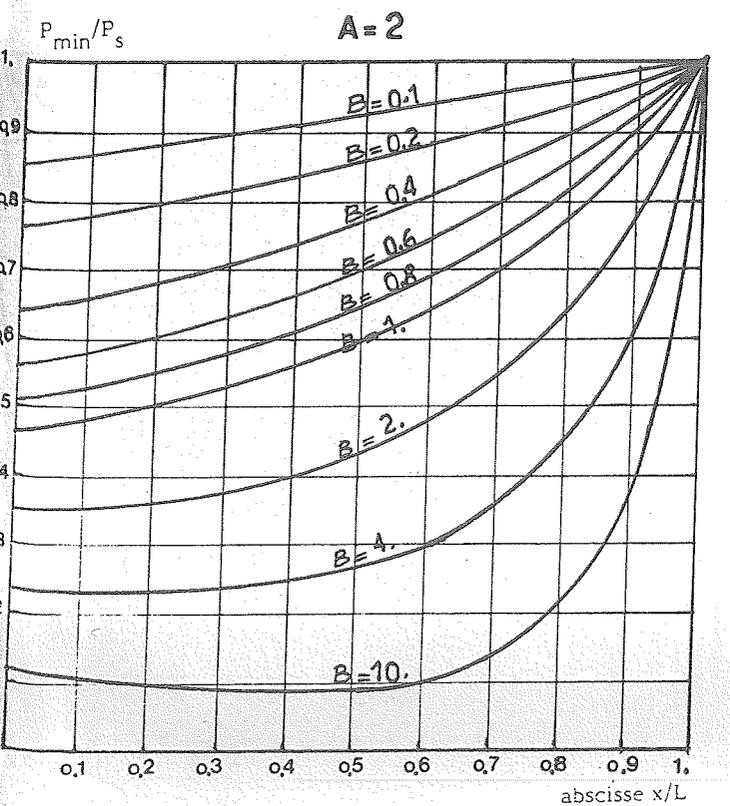
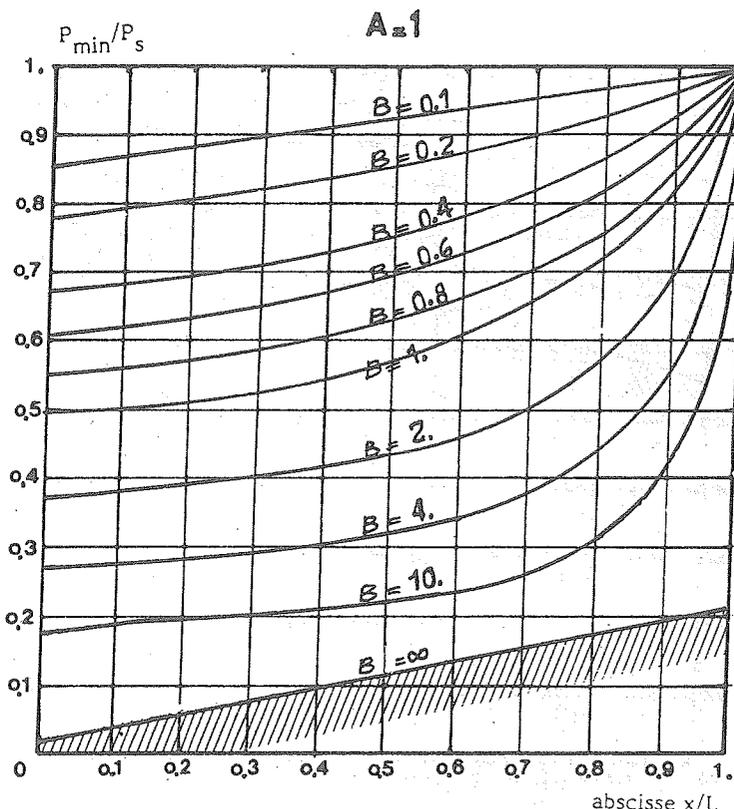
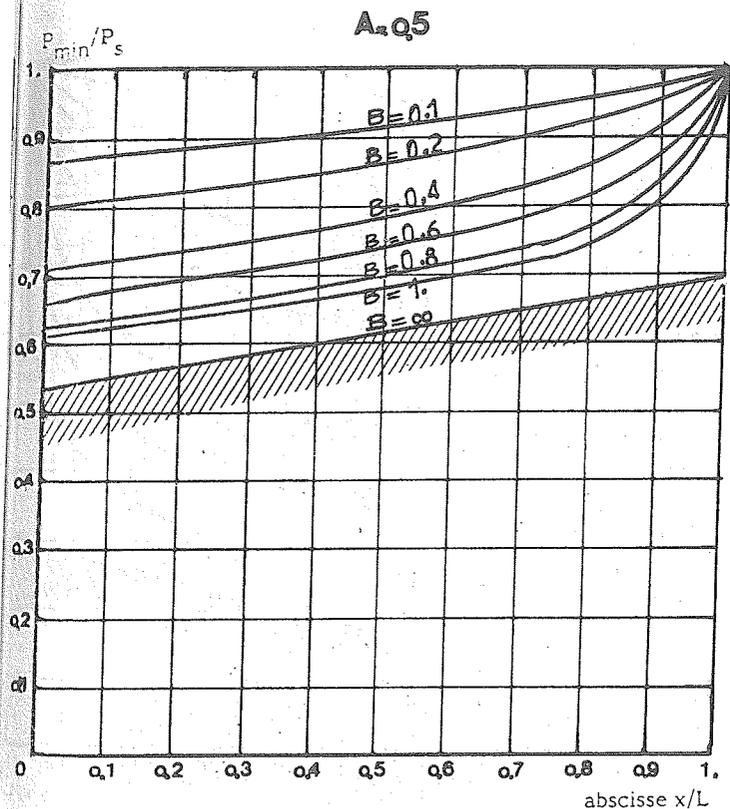
$K=0.2$



DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
 (Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

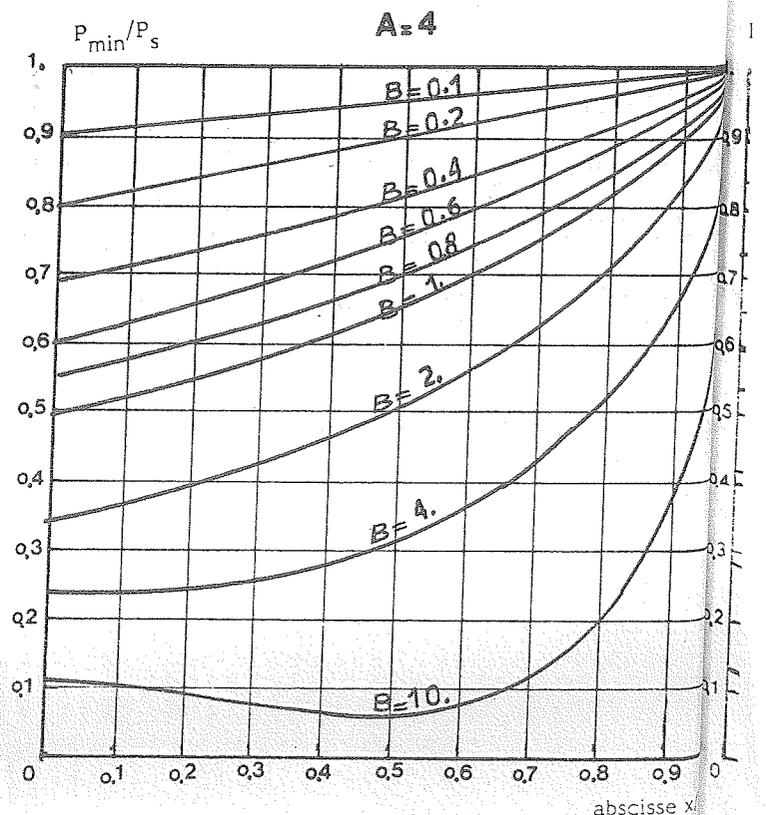
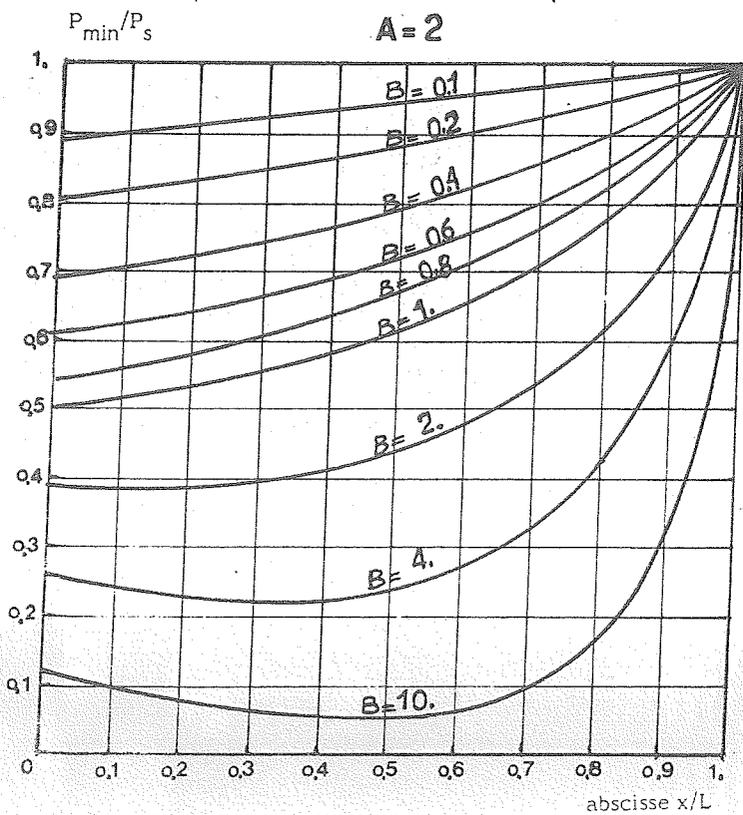
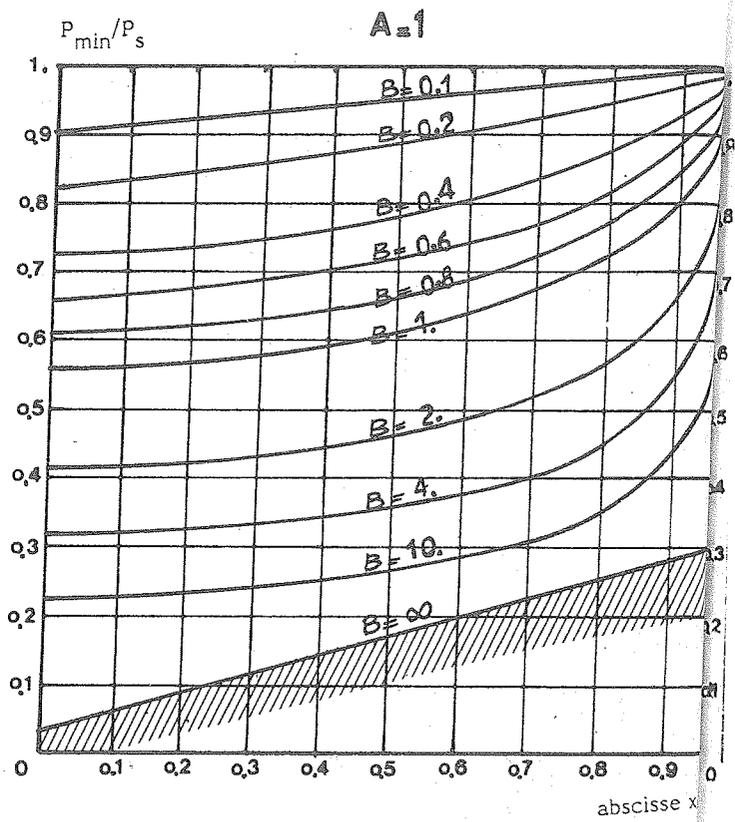
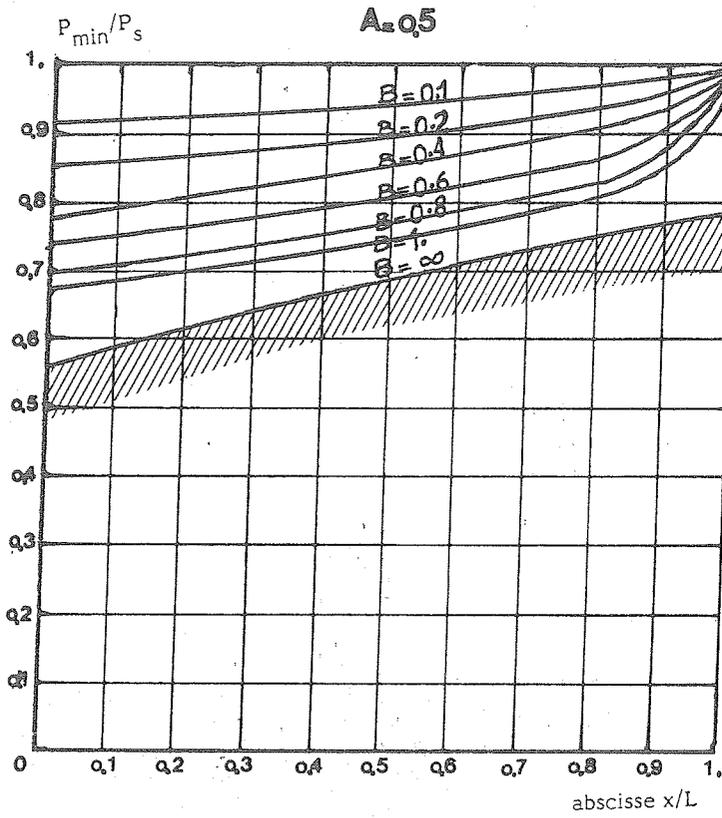
$K = 0.4$



DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
 (Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

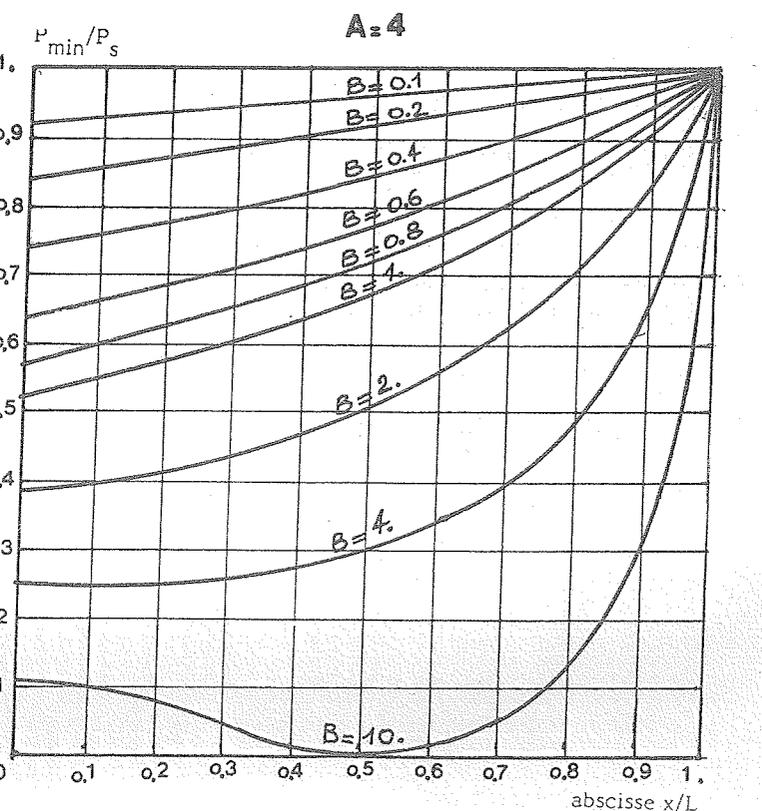
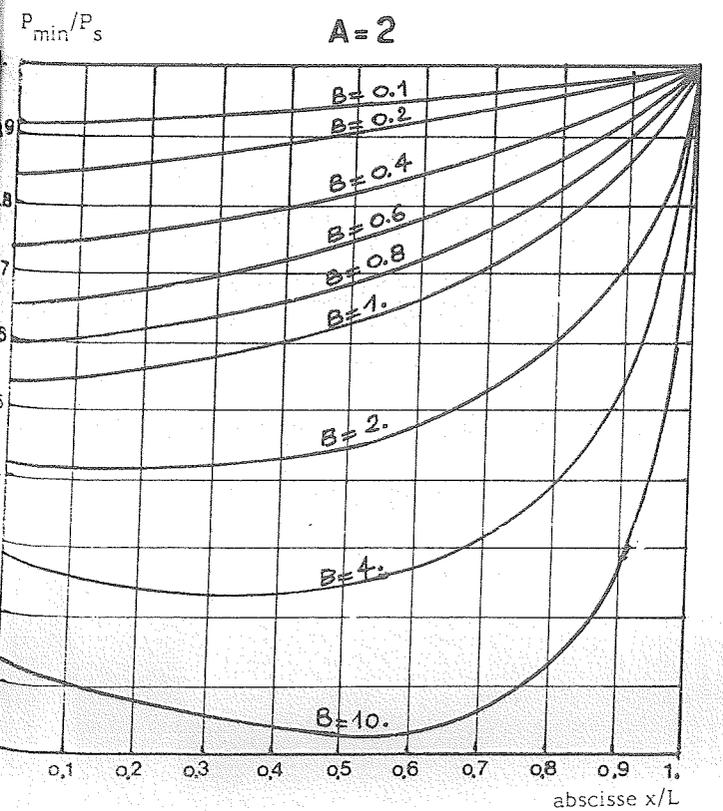
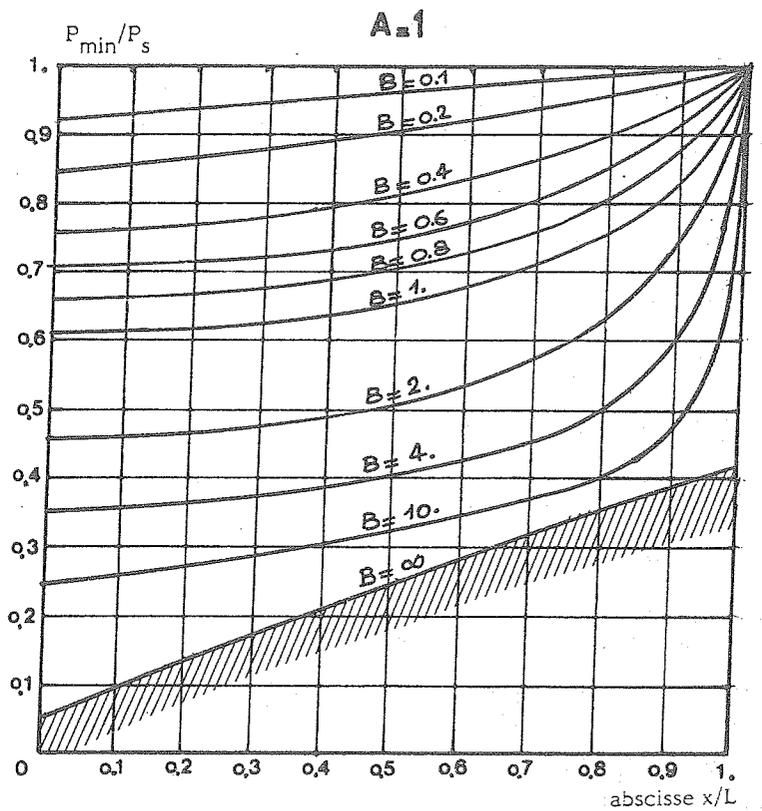
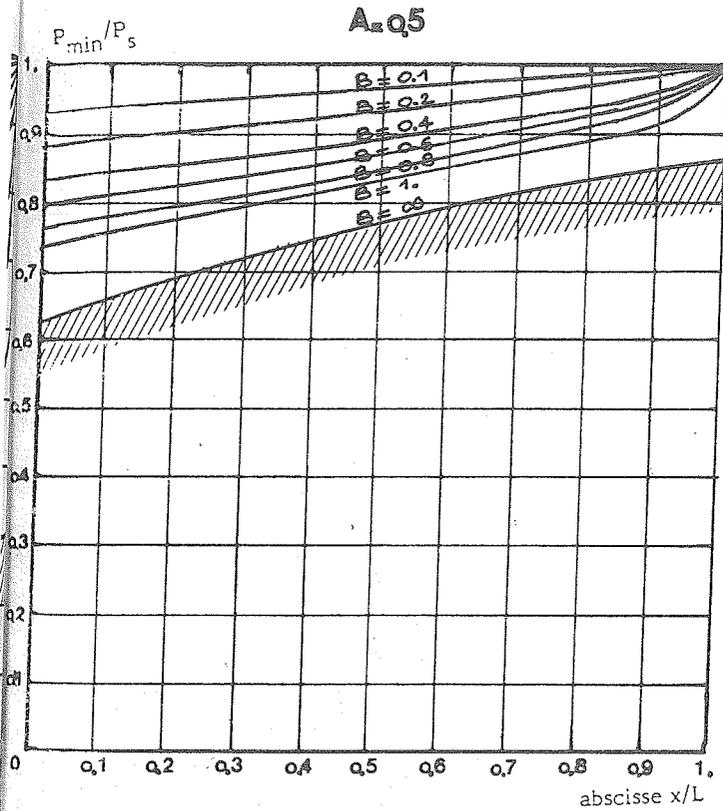
$K=0.6$



DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
 (Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

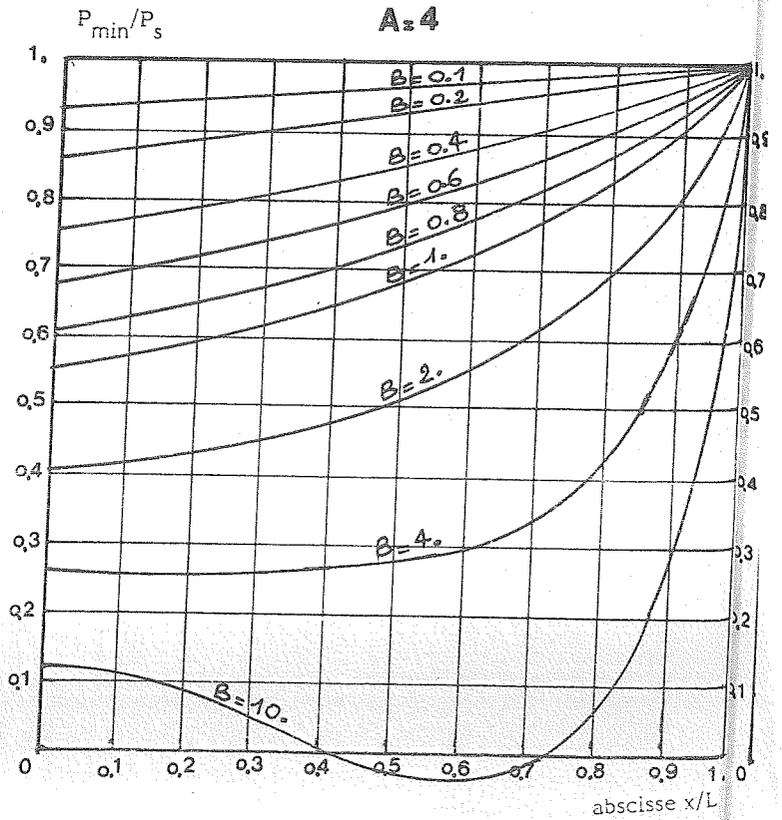
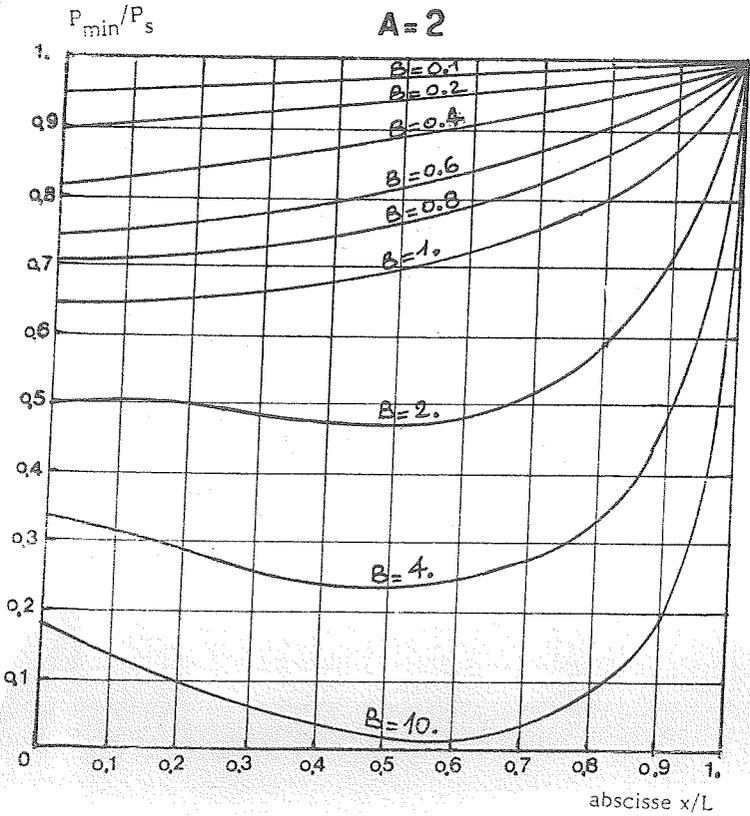
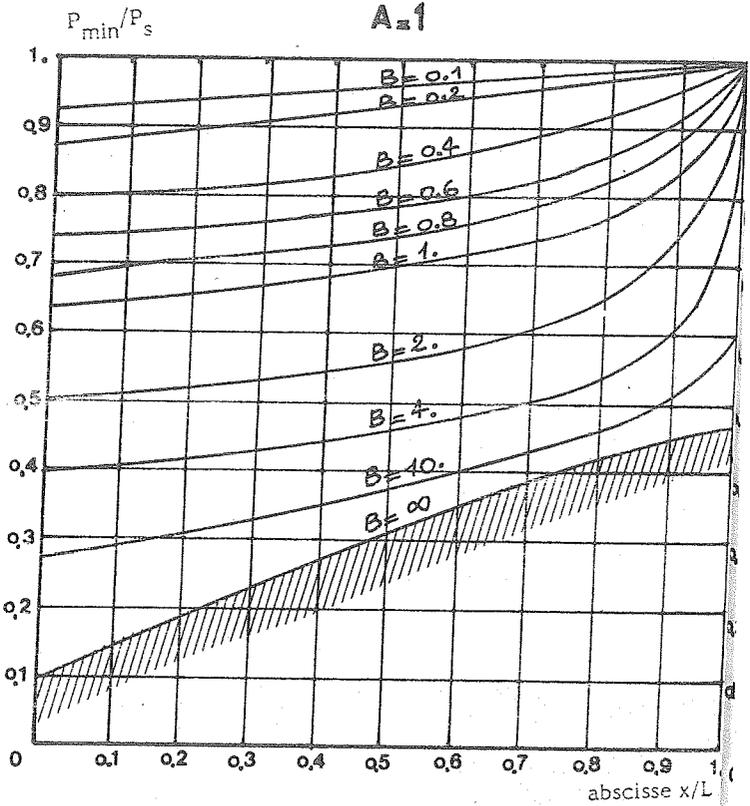
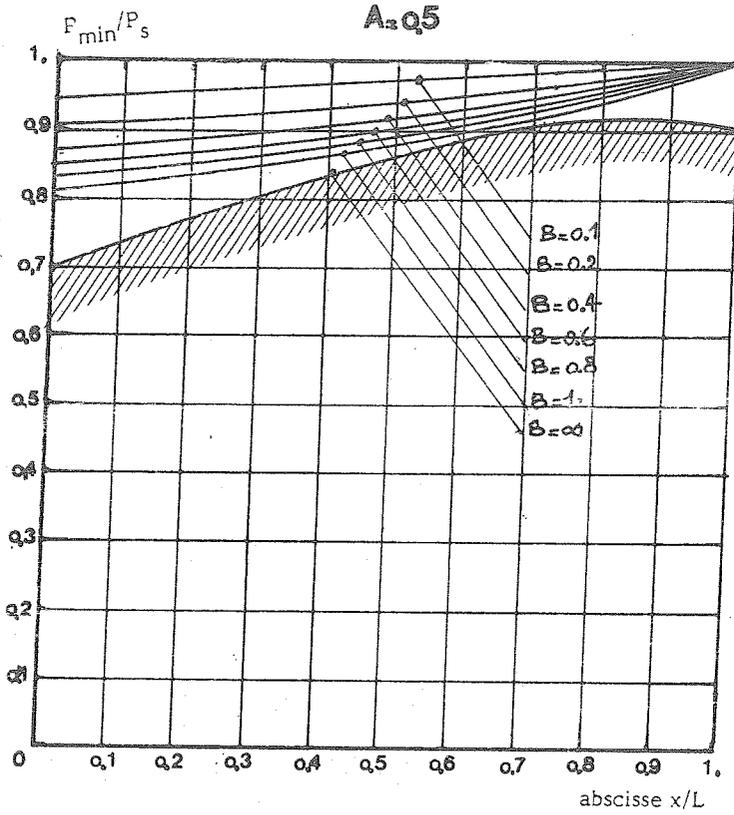
$K = 0.8$



DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
 (Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

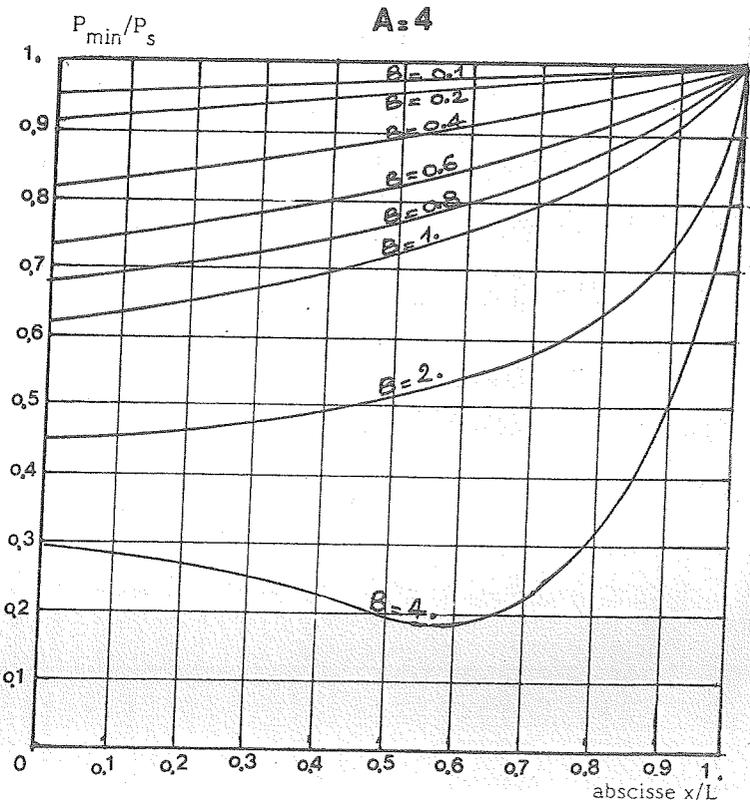
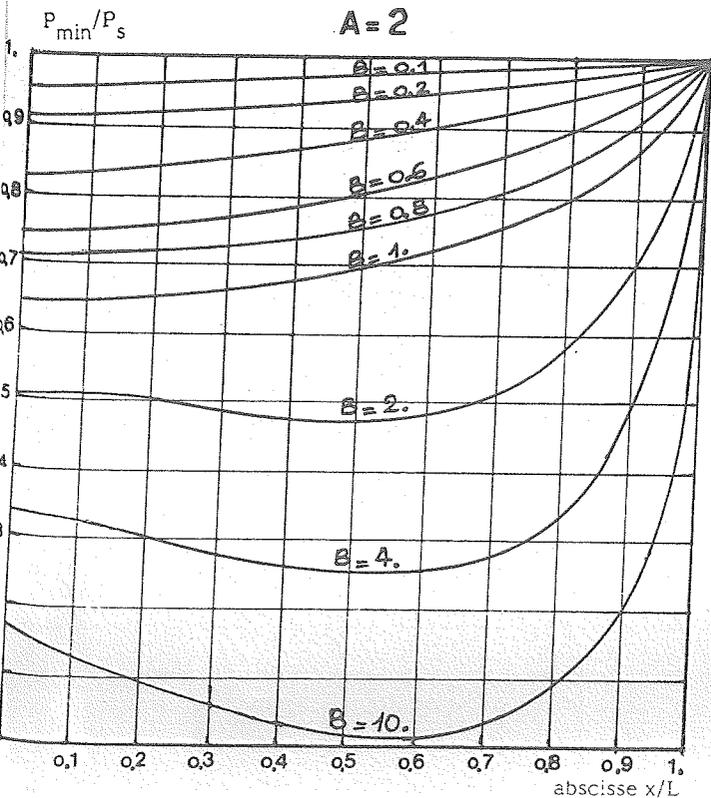
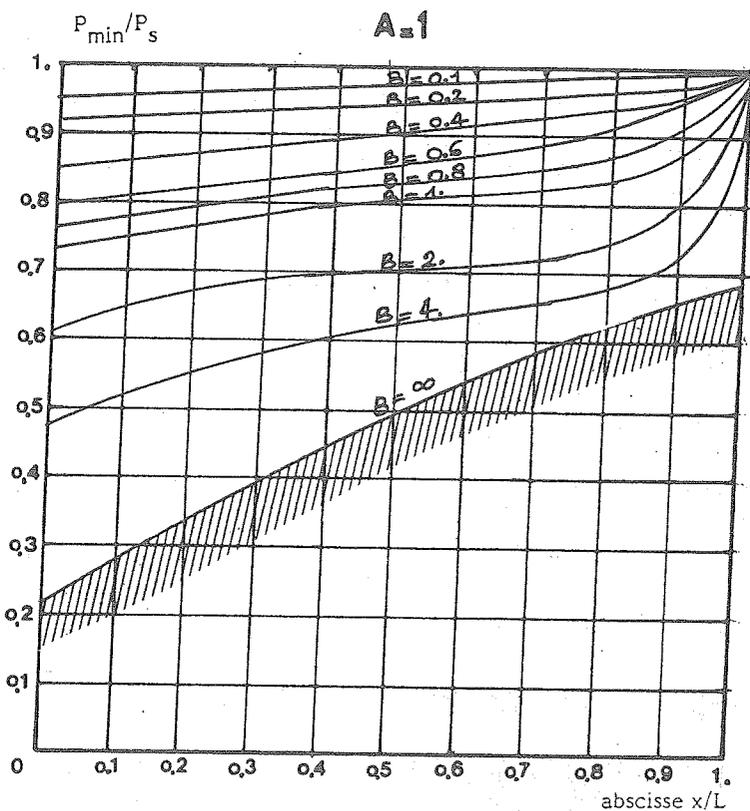
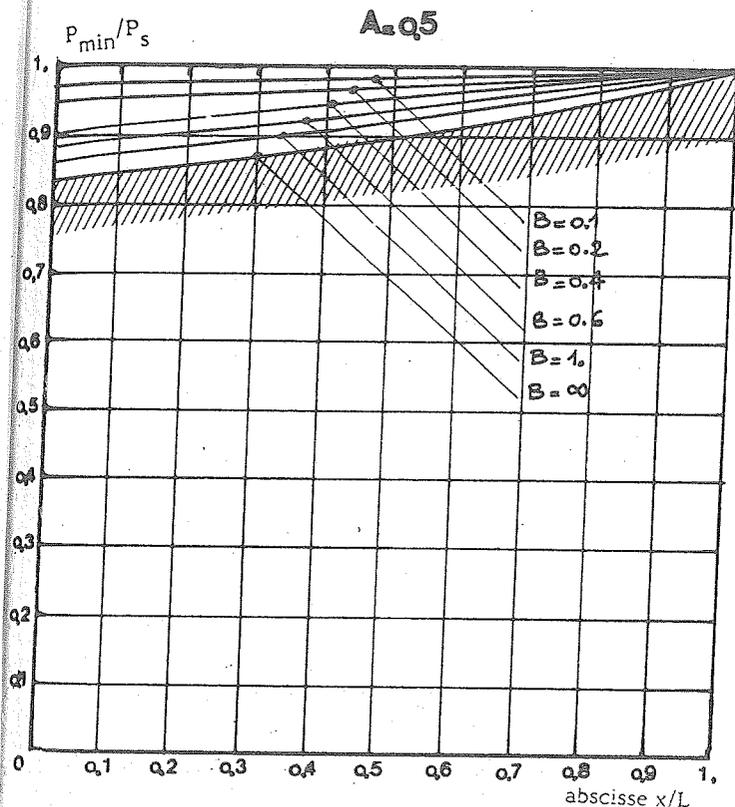
K = 1



DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
 (Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

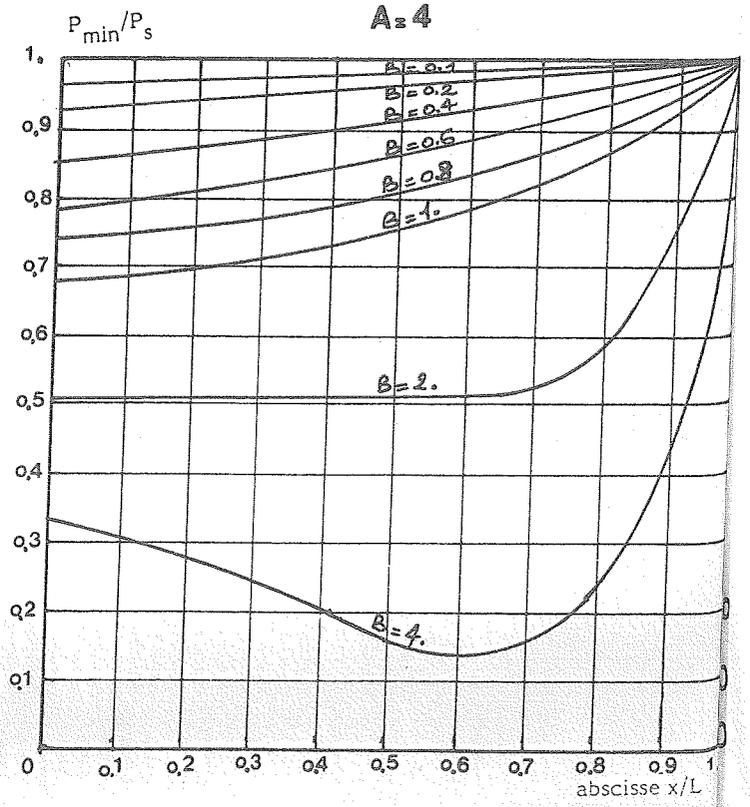
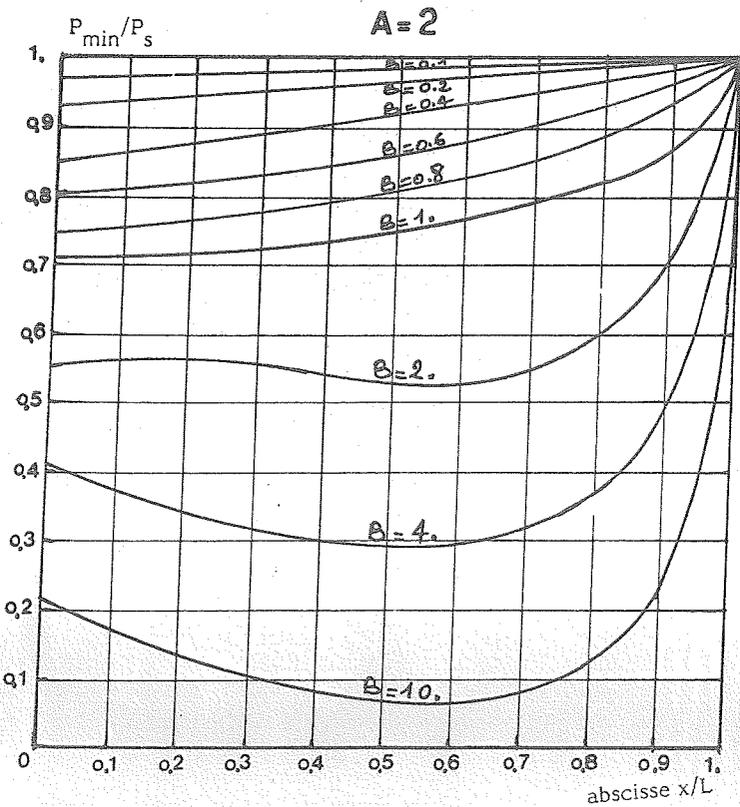
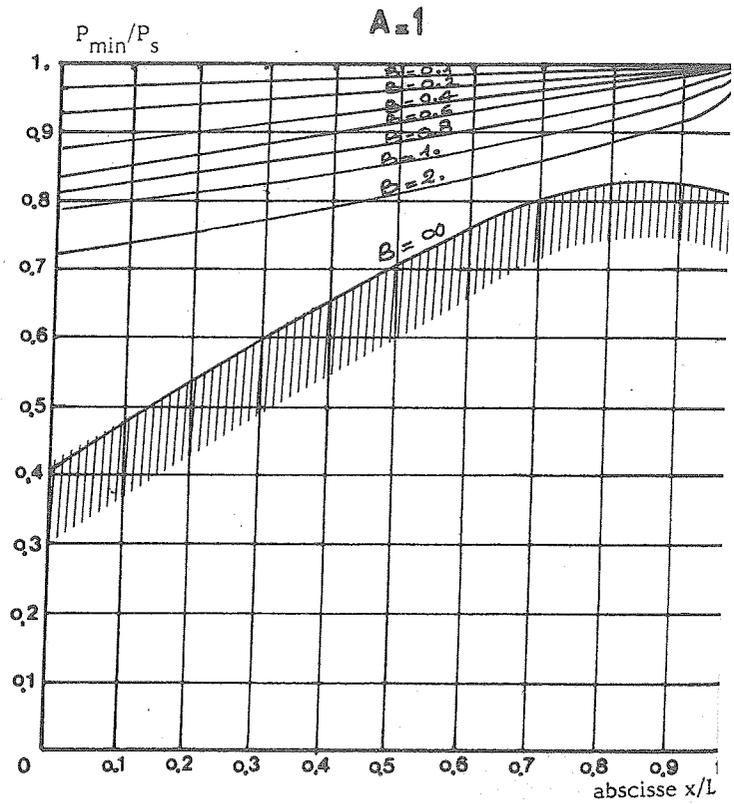
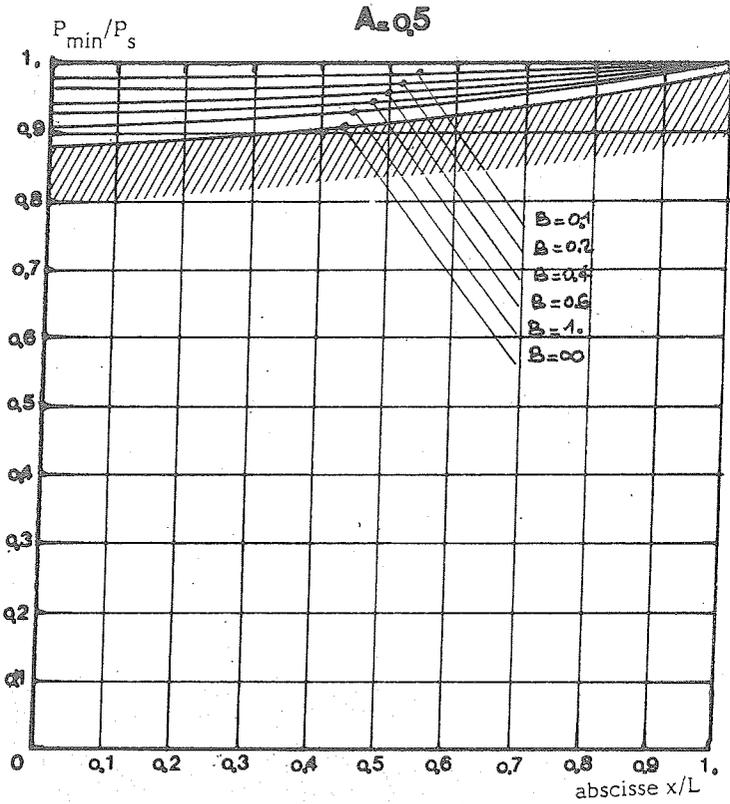
$K = 1.5$



DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES DEPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT B  
 (Définissant le volume d'air initial dans le ballon)

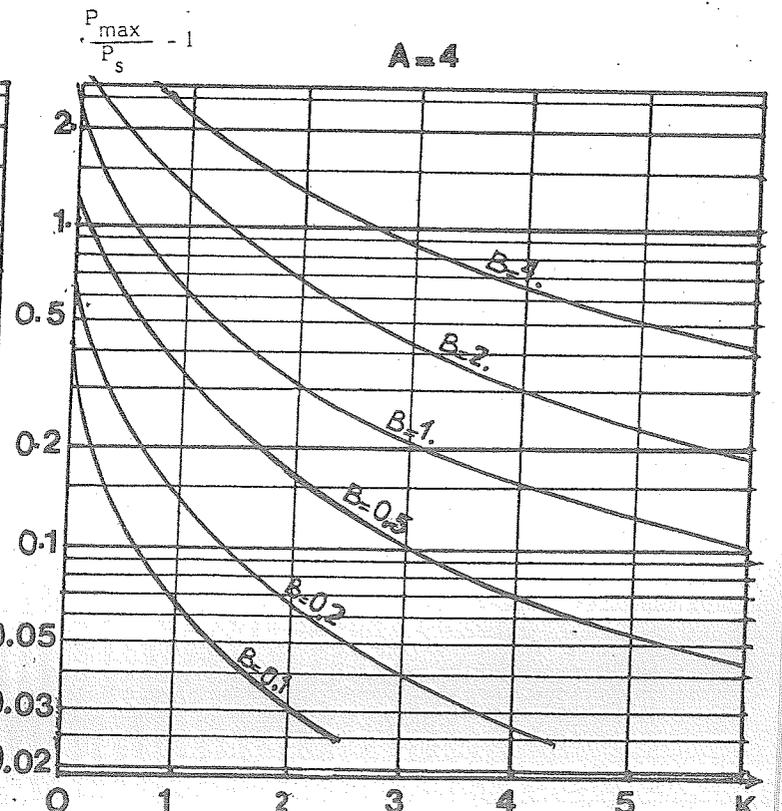
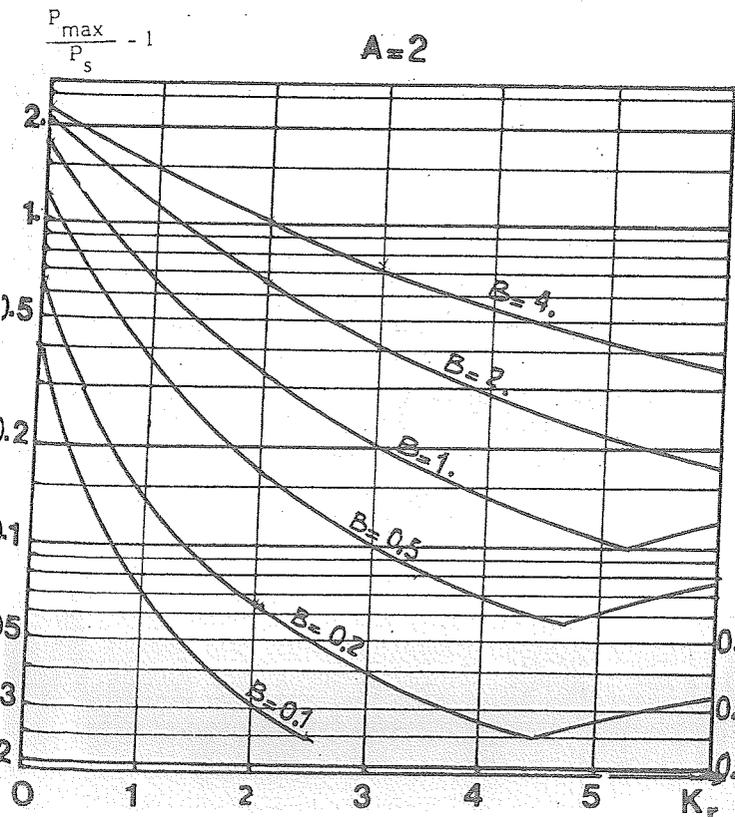
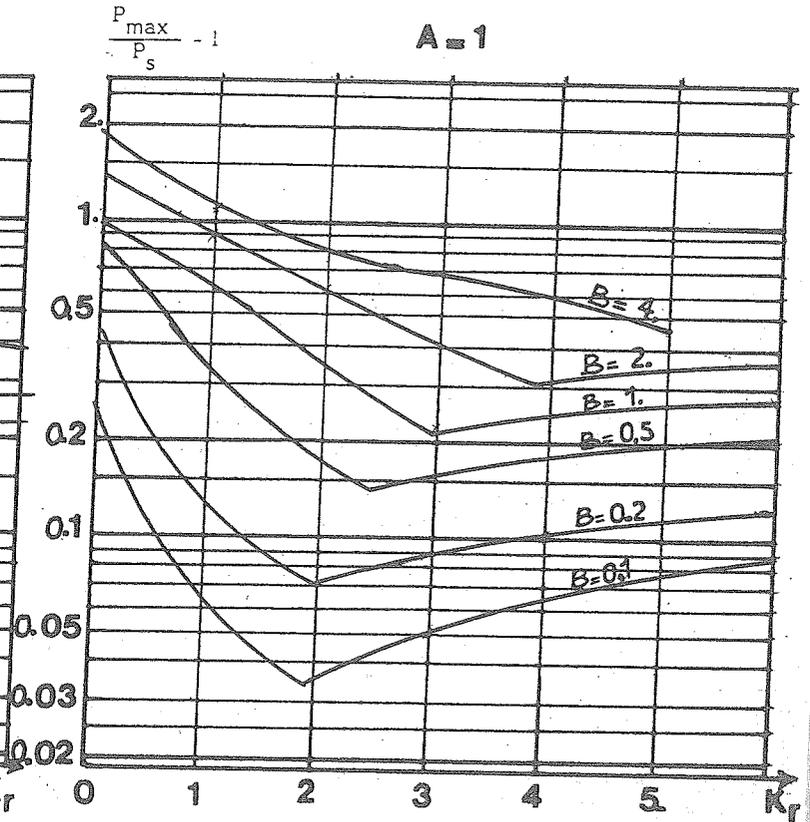
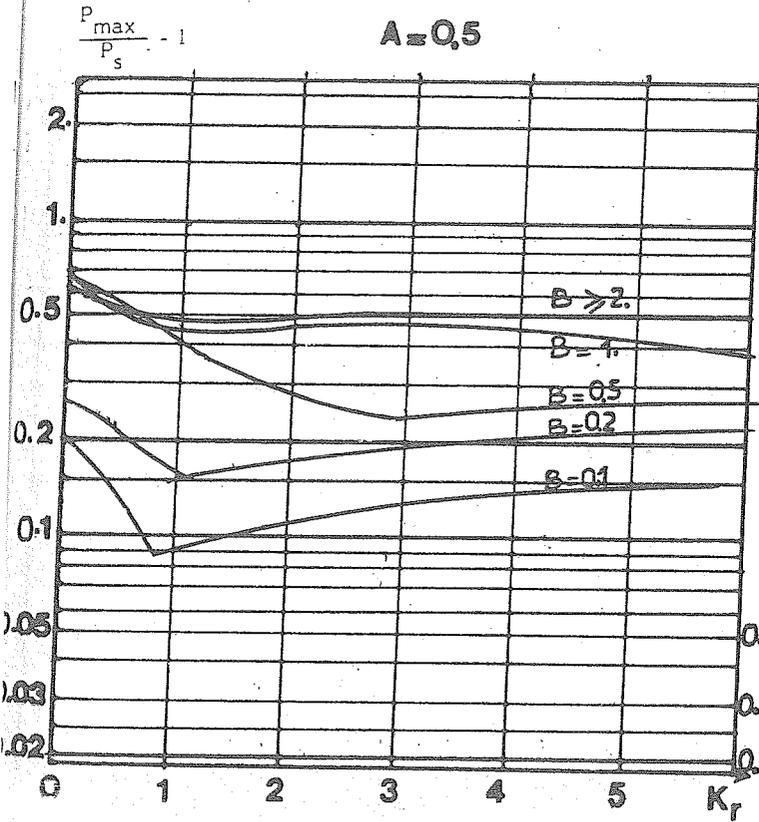
$K = 2$



DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES SURPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT  $K_r$   
 (Perte de charge singulière au remplissage du ballon)

$K = 0$

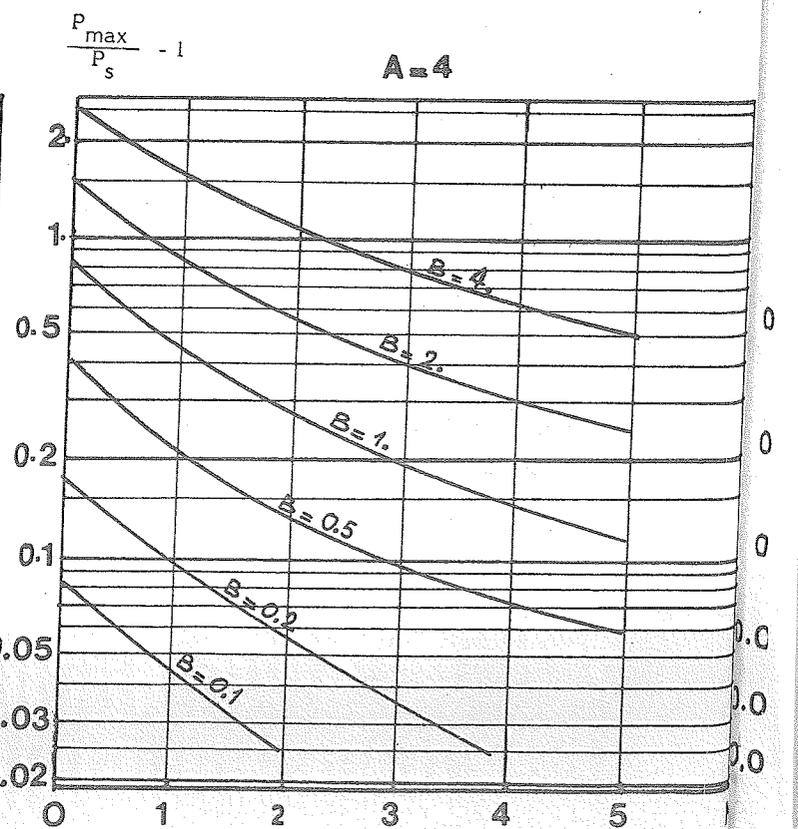
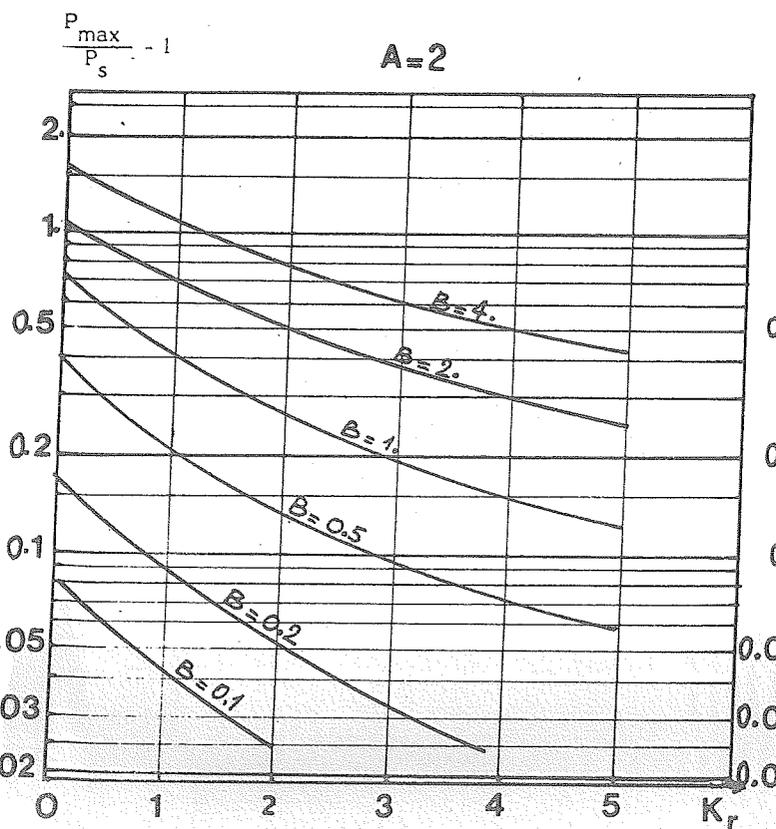
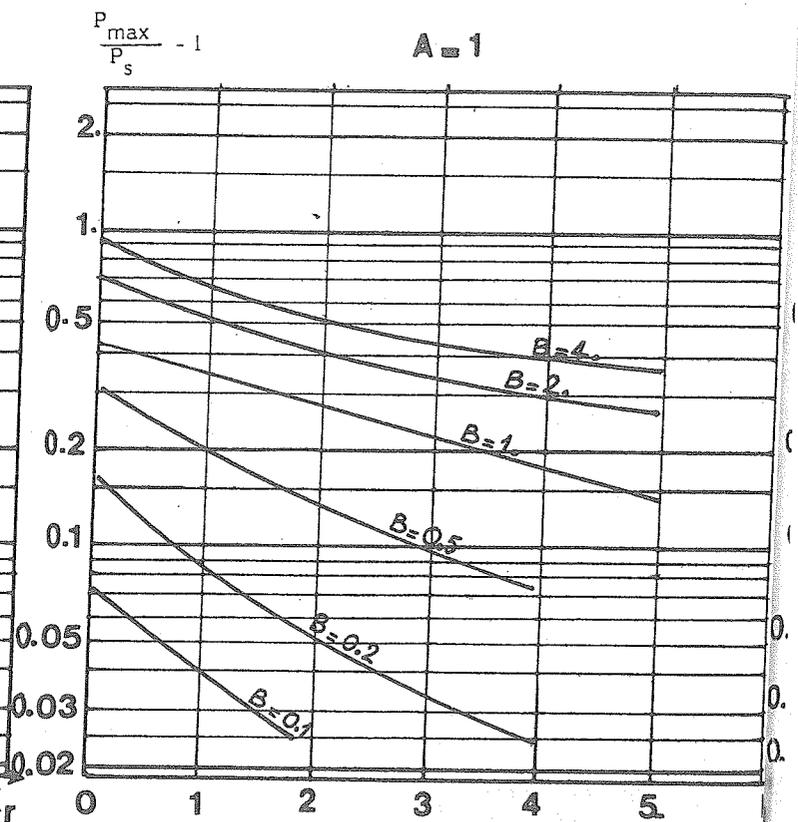
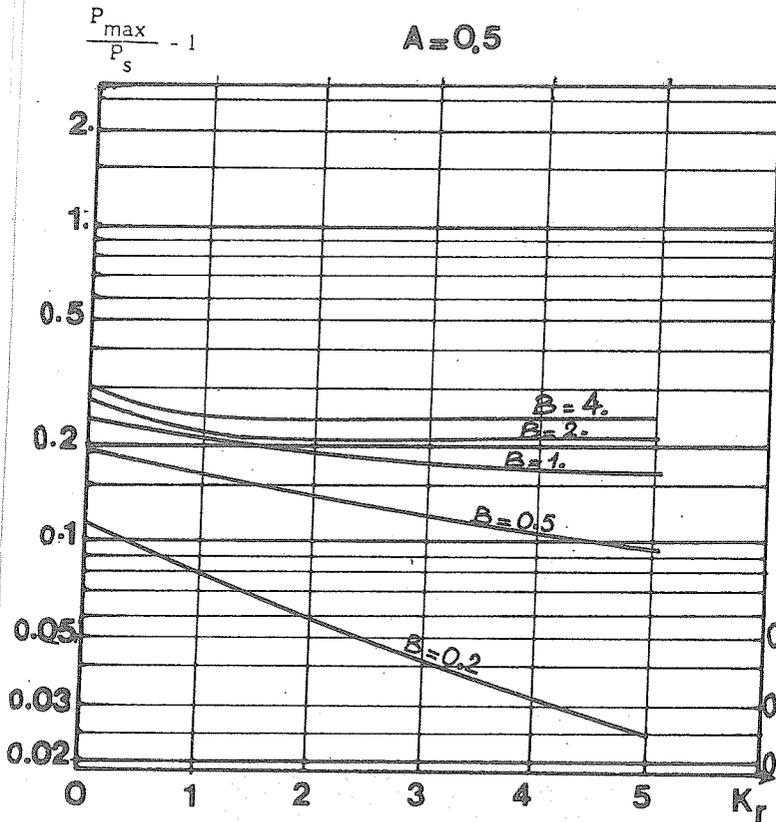


DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
 PROTECTION CONTRE LES SURPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT  $K_r$

(Perte de charge singulière au remplissage du ballon)

$K = 0.5$

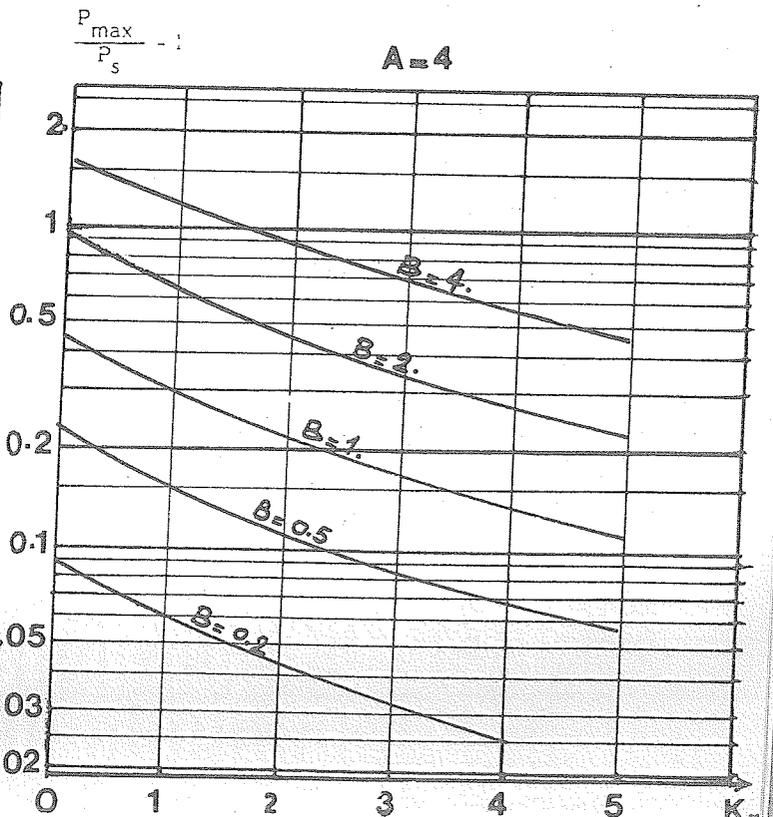
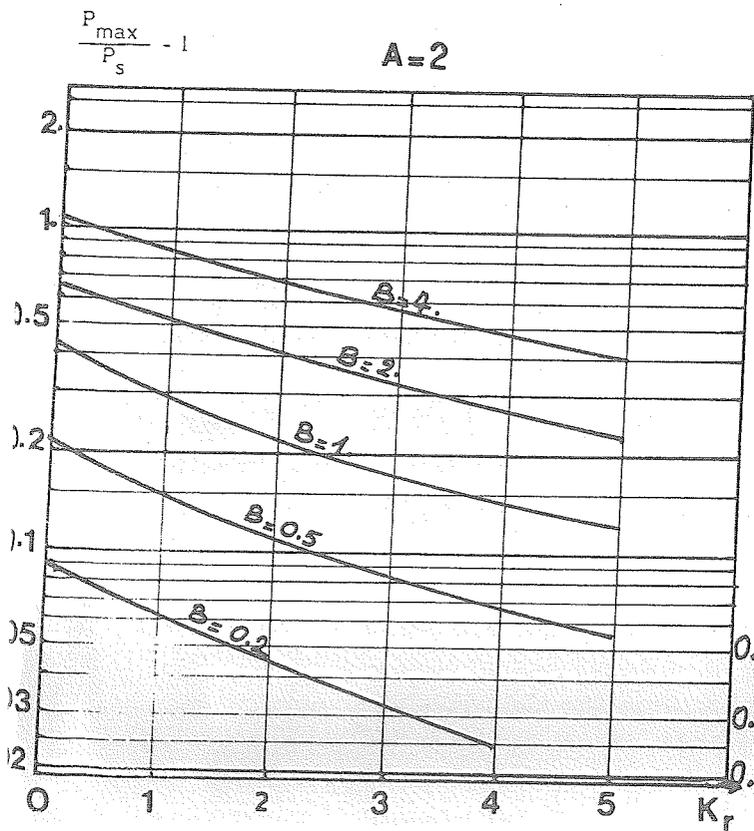
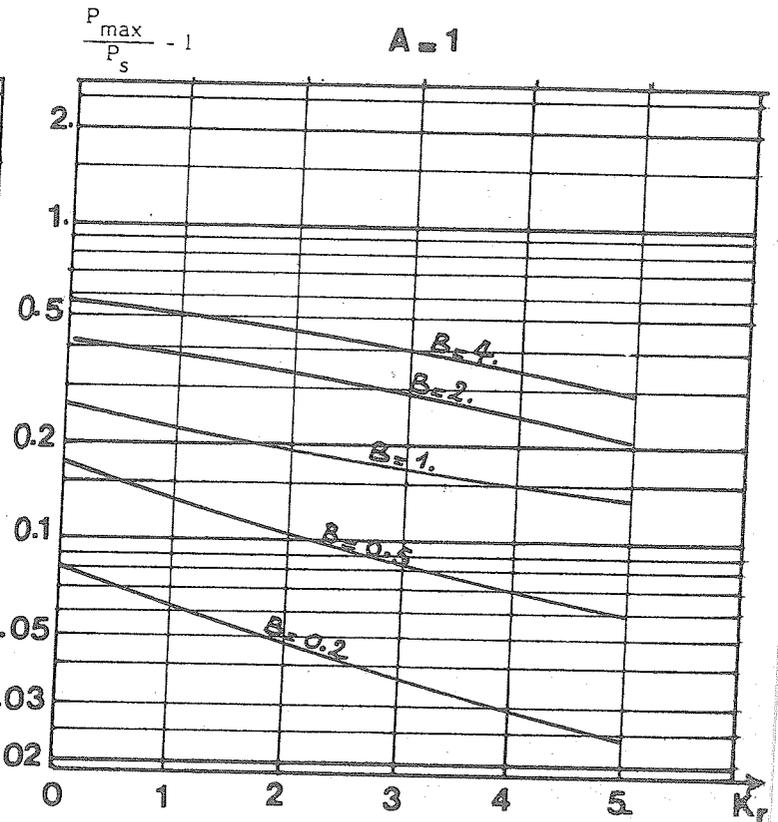
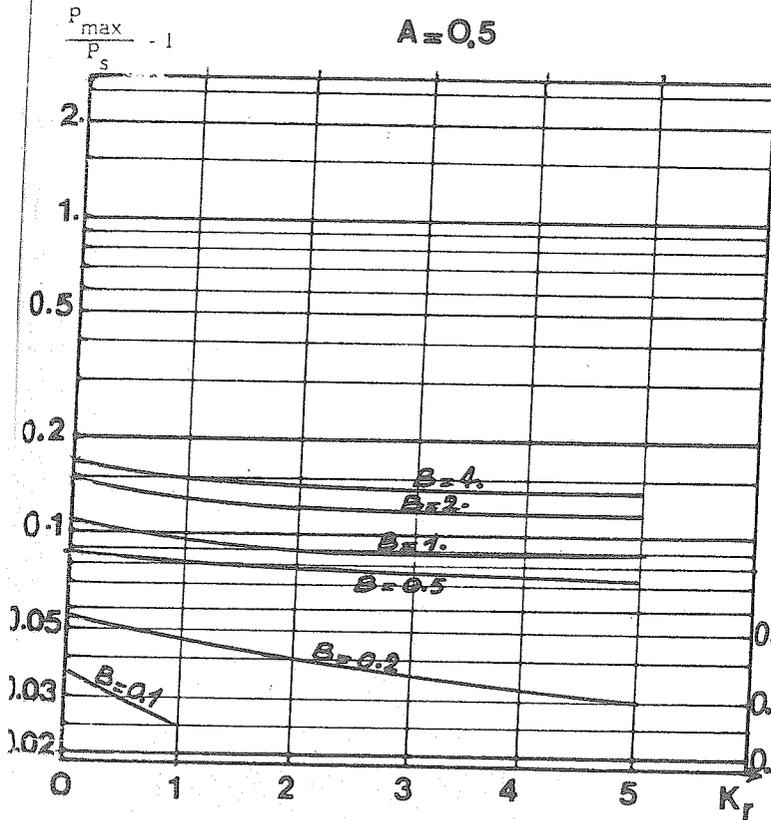


DIMENSIONNEMENT DE BALLONS ANTI-BELIER  
PROTECTION CONTRE LES SURPRESSIONS

DETERMINATION DU COEFFICIENT  $K_r$

(Perte de charge singulière au remplissage du ballon)

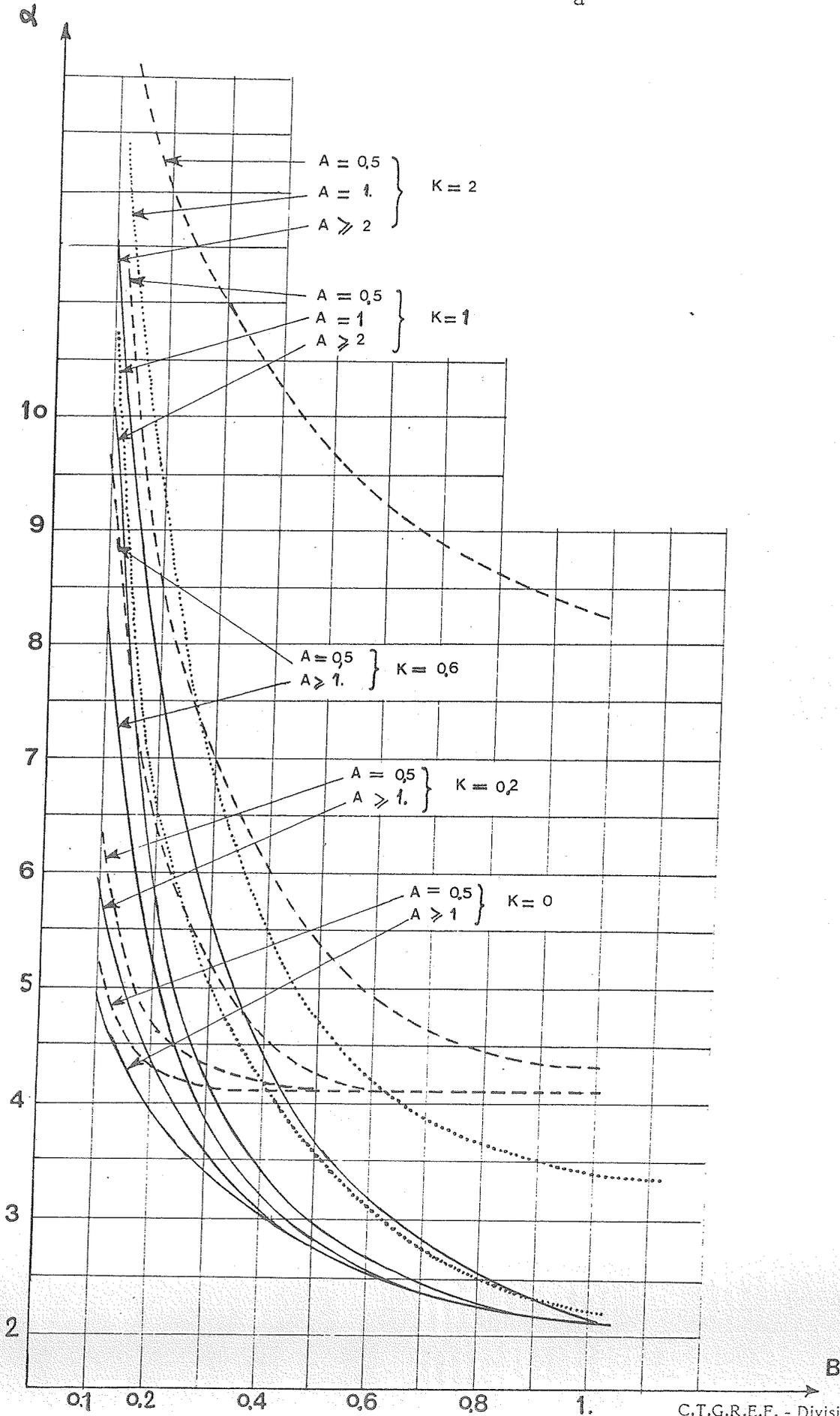
$K = 1$

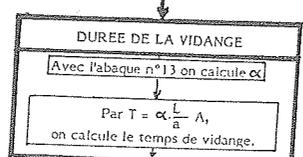
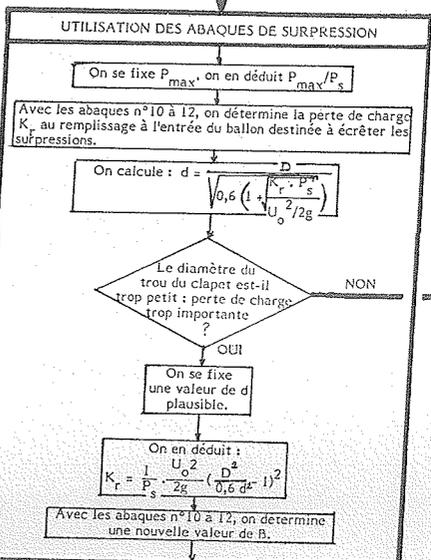
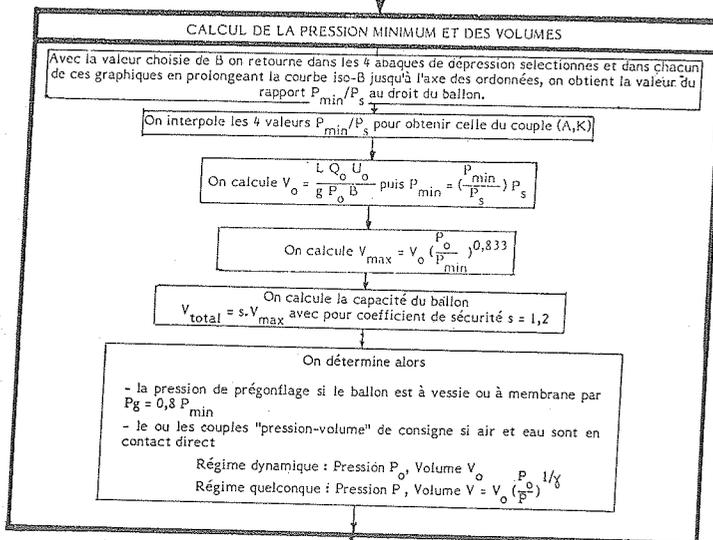
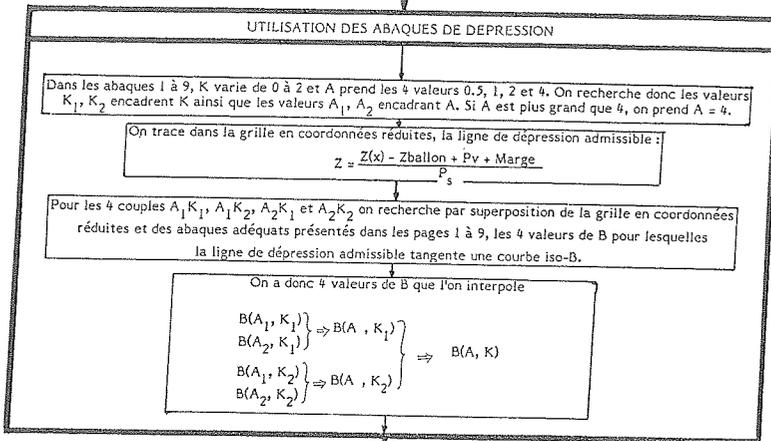
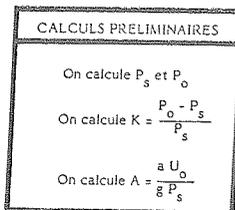


DUREE DE LA VIDANGE

(Connaissant A B et K on détermine  $\alpha$ )

puis  $T = \alpha \cdot \frac{L}{a} \cdot A$



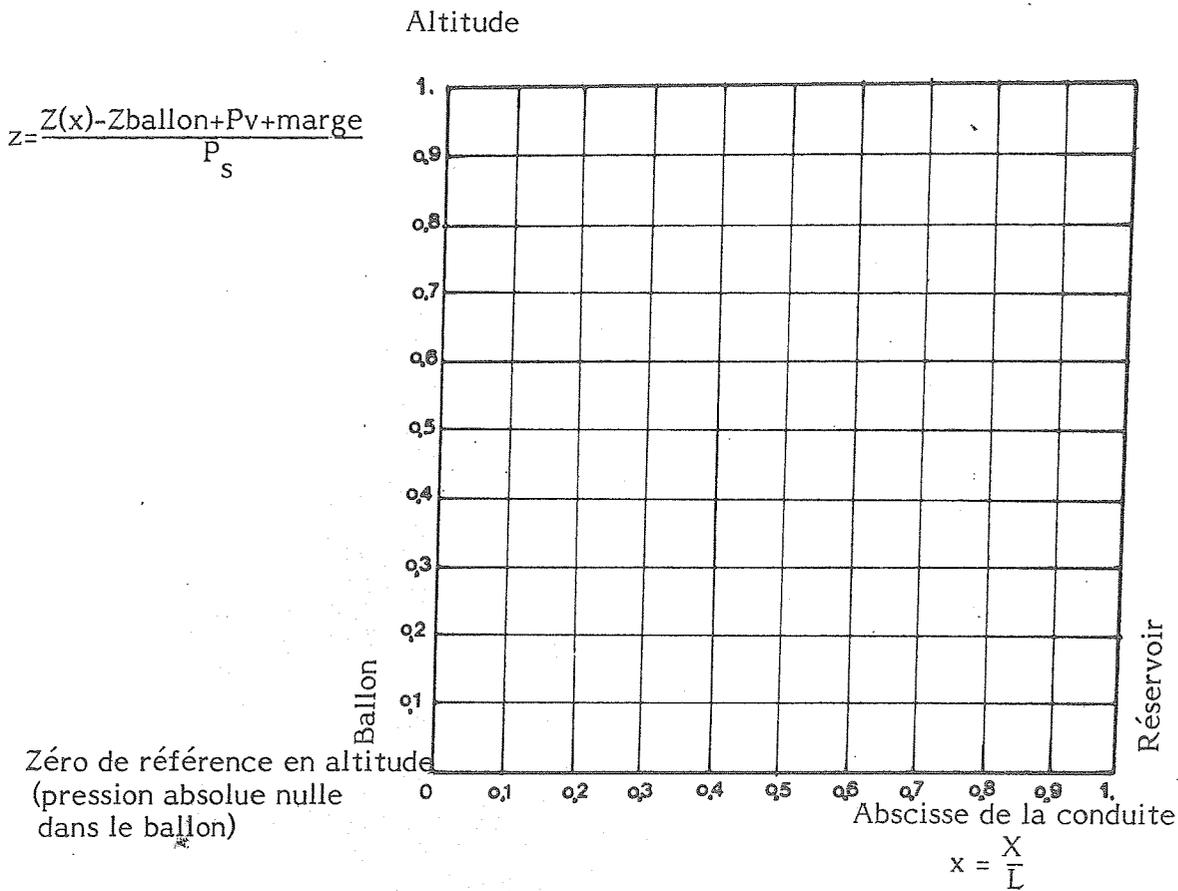


FIN



SUPPORT DE LA LIGNE DE DEPRESSION ADMISSIBLE  
EN COORDONNEES REDUITES

GRILLE DESTINEE A ETRE SUPERPOSEE  
A CELLES DES ABAQUES 1 à 9.



Notations :

$Z(x)$  = altitude du profil en long à l'abscisse  $x$

$Z_{\text{ballon}}$  = altitude du plan d'eau dans le ballon (abscisse=0)

$Z_{\text{réservoir}}$  = altitude du réservoir d'extrémité (abscisse=1)

$P_v$  = tension de vapeur d'eau à la température ambiante  
( $\approx 0,25$  mCE à  $20^\circ\text{C}$ )

Marge = marge de sécurité désirée par rapport à la cavitation (de 0 à 10 m)

$P_s$  = pression statique absolue au niveau du ballon c'est-à-dire =  
 $Z_{\text{réservoir}} - Z_{\text{ballon}} + 10,33$  m

Remarque : Les pressions sont mesurées en hauteur d'eau.