

# Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation

par **Jean-François LAPRAY**

Ingénieur de l'École Nationale Supérieure d'Hydraulique et de Mécanique de Grenoble (ENSHMG)

Chef du service technique hydraulique GEC-ALSTHOM BERGERON

<b>1. Effets de la cavitation</b> .....	B 4 313 - 2
1.1 Conséquences de la cavitation .....	— 2
1.2 Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes.....	— 3
<b>2. Zone de pression minimale dans une pompe</b> .....	— 3
<b>3. Détermination expérimentale des courbes de cavitation</b> .....	— 4
3.1 Mode opératoire .....	— 5
3.2 Principaux états de cavitation.....	— 5
3.3 Différents aspects de la cavitation dans une roue de pompe.....	— 7
3.4 Cavitations autres que celles de l'œillard.....	— 7
3.5 Influence des caractéristiques du liquide pompé .....	— 9
<b>4. Similitude de la cavitation</b> .....	— 10
4.1 Coefficients de similitude.....	— 10
4.2 Valeurs du nombre $S$ .....	— 10
4.3 Condition de similitude vis-à-vis de la cavitation .....	— 11
4.4 Validité de la similitude de la cavitation .....	— 11
<b>5. Cas industriels</b> .....	— 12
5.1 Cahier des charges industriel .....	— 12
5.2 Calcul pratique du $(NPSH)_{disp}$ .....	— 12
5.3 Choix du type de pompe.....	— 14
5.4 Choix des critères de cavitation .....	— 14
5.5 Hauteur maximale d'aspiration d'une pompe .....	— 14
5.6 Exemple numérique .....	— 15
<b>6. Réduction des effets de cavitation</b> .....	— 15
<b>7. Études actuelles</b> .....	— 17
<b>Pour en savoir plus</b> .....	Doc. B 4 315

**L**a cavitation reste, aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour qui s'intéresse aux pompes rotodynamiques, qu'il soit utilisateur, installateur ou bien entendu constructeur. L'évolution rapide de l'industrie des pompes, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension des nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rendent nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet. Cet article a pour but de fournir au lecteur des explications et des éléments directement exploitables sur le plan pratique, tout en essayant de mettre en évidence la multiplicité et la complexité des nombreux éléments à prendre en compte.

Le coût d'une station de pompage est directement fonction de deux paramètres qui sont la **vitesse de rotation des groupes de pompage retenus** et le **niveau du radier de la station** eu égard au niveau minimal du fluide à pomper à l'aspiration. Ces deux paramètres font référence à la hauteur de charge nette à l'aspiration universellement dénommée **Net Positive Suction Head ou NPSH** :

$(NPSH)_{req}$  de la pompe et  $(NPSH)_{disp}$  lié à l'installation ; c'est dans la valeur de la marge de sécurité à prendre entre  $(NPSH)_{req}$  et  $(NPSH)_{disp}$  pour assurer à l'utilisateur un fonctionnement satisfaisant vis-à-vis de la cavitation que réside une part importante du coût de la station de pompage.

Une grande partie de l'article a pour objet de définir les divers aspects de la cavitation dans les pompes et de donner des indications pour calculer le  $(NPSH)_{disp}$  lié aux installations. Ces définitions de base permettent de faire les choix techniques les plus judicieux.

Une petite partie a été consacrée au bruit généré par la cavitation, car ce sujet d'une extrême importance dans certaines applications sera traité dans un article plus général consacré au bruit des turbomachines. Il apparaît plus cohérent de regrouper tous les éléments consacrés au bruit, tant il est délicat de traiter séparément la part du bruit incombant à la cavitation des autres sources de bruit généré par les groupes motopompes.

Compte tenu de la pratique industrielle courante, le NPSH a été exprimé en mètres de colonne de liquide alors que, sur le plan scientifique, il eut été plus judicieux d'utiliser l'expression  $NPSE = g(NPSH)$ , énergie massique d'aspiration (en J/kg).

## 1. Effets de la cavitation

La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles, poches, tourbillons ou torches de vapeur. Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Sous l'action du gradient de pression, elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des microjets et des surpressions (onde de choc) qui peuvent atteindre plusieurs centaines, voire milliers de bar.

### 1.1 Conséquences de la cavitation

#### ■ Érosion de cavitation

Lorsque certaines conditions de fonctionnement de la pompe sont réunies, comme, par exemple :

- marche à régime partiel ;
- pompage à très grande hauteur [ $H > 100$  m] ;
- pression de service à l'aspiration faible ;
- nature du liquide véhiculé et du matériau constitutif de la roue, etc. ;

les implosions répétées des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure cristalline dans le cas des alliages métalliques ou les matériaux d'autres natures (plastiques) et peuvent détruire très rapidement les aubes de la roue : c'est le *phénomène d'érosion par cavitation* (figure 1). Mais avant d'en arriver à ce cas extrême, qui doit bien entendu être évité, la cavitation peut avoir d'autres conséquences néfastes pour le bon fonctionnement des groupes de pompage.



Figure 1 – Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge (doc. EDF-DER)

#### ■ Bruit de cavitation

La première manifestation d'une pompe qui cavite est le bruit, qui révèle la présence de microbulles dans l'écoulement. Ce bruit hydraulique généré par la cavitation excite ensuite les parois de la pompe et des tuyauteries proches de celle-ci. Les tuyauteries, à leur tour, rayonnent ce bruit dans le milieu aérien ambiant. De cette façon, lorsqu'une pompe cavite de manière importante, on enregistre un bruit caractéristique de crépitements et claquements quelquefois assimilé au bruit d'*agrégats dans une bétonnière* ou de *concasseur*. Pour des machines de grande taille ou tournant très vite, le bruit aérien généré par la cavitation peut être gênant pour l'utilisateur ou l'environnement. Cependant, la part du bruit qui incombe directement à la cavitation ne représente qu'une faible partie du bruit rayonné par les pompes.

■ Pertes de performances

Pour des poches de vapeur encore plus développées, les pompes subissent des chutes de leurs performances (hauteur totale d'élevation, rendement, puissance) qui les rendent inutilisables ; ce phénomène est souvent décrit comme *la chute de caractéristiques* ou improprement comme le  $(NPSH)_{req}$  de la pompe.

■ Vibrations

Lorsque les poches de vapeur à l'entrée de la pompe atteignent une dimension importante vis-à-vis de la taille de la pompe, du niveau de pression ou du  $(NPSH)_{disp}$  à l'entrée de la roue, une augmentation du niveau vibratoire due à la cavitation peut se rencontrer. Parfois, on peut également avoir des interactions entre la pompe en régime de cavitation et le circuit sur laquelle elle débite.

### 1.2 Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes

Comme décrit dans les paragraphes suivants, c'est dans le **choix du développement de la cavitation acceptable dans les pompes** pour leur assurer une marche fiable sans les inconvénients mentionnés ci-dessus que réside l'économie d'un projet d'installation de pompe.

Les données de départ à considérer sont :

- la définition des *conditions d'exploitation* et la *plage hauteur/débit* dans laquelle la pompe doit fonctionner ;
- les *conditions du fluide à véhiculer* : température, masse volumique, caractéristiques thermodynamiques, viscosité, tension de vapeur ;
- des *indications sur l'installation et le type d'aspiration* (pompe en charge, aspiration en fosse, en cuve, marnage des niveaux à l'aspiration, etc.).

Le choix de la pompe répondant aux spécifications (type, vitesse maximale, nature des matériaux, etc.) se fait principalement sur les critères de cavitation ; c'est entre la confrontation des exigences de l'utilisation et les performances en cavitation de la pompe proposée que l'on peut assurer un bon compromis entre la fiabilité de fonctionnement eu égard aux effets néfastes de la cavitation et un coût d'investissement optimal de la pompe. Compte tenu des connaissances acquises aujourd'hui, il est possible d'éviter la plupart des difficultés dues au phénomène de cavitation dans les pompes. Cela ne peut se faire qu'avec un bon échange d'informations techniques entre l'utilisateur et le constructeur.

## 2. Zone de pression minimale dans une pompe

Considérons l'évolution de la pression moyenne dans une pompe (figure 2a). La pression moyenne la plus faible, soit  $p_1$ , règne évidemment à l'entrée de la roue, lorsqu'aucune énergie n'a encore été transmise au fluide. La pression  $p_1$  n'est cependant pas la pression locale minimale dans la pompe. On sait en effet que, du fait de la transmission d'énergie par les aubes de la roue, les pressions évoluent différemment sur les deux faces de ces aubages et qu'en particulier, il existe une zone en forte dépression sur la face vue au voisinage du bord d'entrée. C'est au niveau de cette zone que se situe la pression minimale et que, par conséquent, il y a risque de voir naître la cavitation.

Considérons la figure 2b où est reproduite l'allure des variations de pression sur les deux faces d'une aube de roue comparée à celle de la pression moyenne régnant au sein d'un canal d'écoulement. Soit  $1'$  l'indice caractérisant la zone de pression minimale et  $p_{min}$  cette pression. La formule de Bernoulli en mouvement relatif entre l'entrée du rotor et la zone de pression minimale s'écrit :

$$\begin{aligned} (\rho_1 / \rho) + (w_1^2 / 2) - (u_1^2 / 2) + gz_1 \\ = (\rho_{min} / \rho) + (w_{1'}^2 / 2) - (u_{1'}^2 / 2) + gz_{1'} + \Delta H_1' \end{aligned}$$

- avec  $g$  accélération due à la pesanteur,
- $u$  vitesse d'entraînement,
- $w$  vitesse relative par rapport à la roue,
- $z$  altitude,
- $\rho$  masse volumique,
- $\Delta H$  perte de charge massique.

La zone de dépression étant située fort près de la section d'entrée, on peut sans inconvénient négliger les variations de  $u$  et  $gz$  ainsi que les pertes. En désignant par  $\Delta p$  la chute de pression d'entrée ( $p_1 - p_{min}$ ), la relation précédente se réduit alors à :

$$\Delta p / \rho = (w_{1'}^2 - w_1^2) / 2 = \lambda w_1^2 / 2$$

- avec  $\lambda$  coefficient de dépression d'entrée, qui vaut par définition  $[(w_{1'} / w_1)^2 - 1]$ .

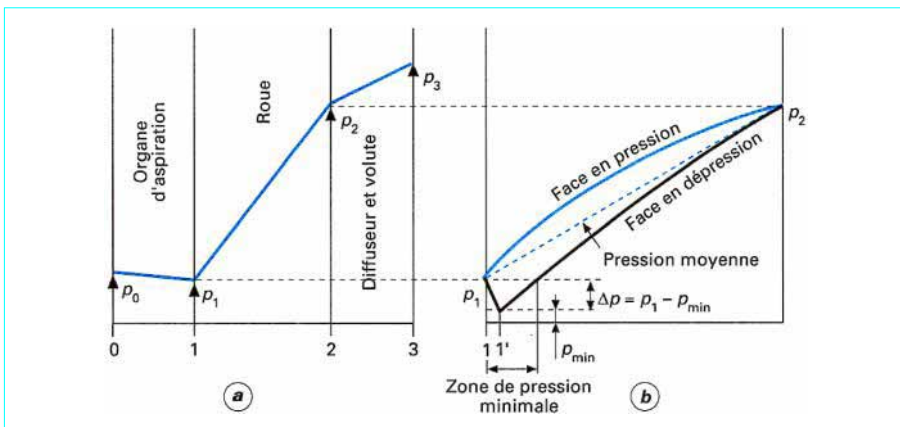


Figure 2 - Zone de pression minimale dans une pompe

Du fait de la relation entre  $\Delta p$  et NPSH, certains auteurs proposent d'exprimer le  $(NPSH)_C$  correspondant à une chute de 3 % de la hauteur totale d'élevation par une relation de la forme :

$$(NPSH)_C = \frac{c_1^2 + \lambda_d w_1^2}{2g}$$

avec  $c_1$  vitesse débitante,

$\lambda_d$  coefficient de dépression dynamique.

Les résultats expérimentaux donnent des valeurs de  $\lambda_d$  qui varient de 0,16 à 0,21. Pour certaines pompes axiales, ce coefficient peut être encore plus élevé. Cette méthode de calcul n'est applicable que dans la zone du débit de calcul de l'entrée de la roue.

### 3. Détermination expérimentale des courbes de cavitation

**Les courbes de cavitation d'une pompe ne peuvent être obtenues, aujourd'hui encore, qu'exclusivement par la voie expérimentale, conformément aux recommandations et exigences des normes en vigueur** (cf. *Pour en savoir plus* [Doc. B 4 315]).

Les installations d'essais sont conçues de façon que le  $(NPSH)_{disp}$  à l'entrée de la pompe puisse varier, en maintenant le débit constant, depuis des valeurs élevées qui garantissent un fonctionnement exempt de toute cavitation jusqu'aux valeurs minimales nécessaires pour faire caviter la pompe et atteindre le  $(NPSH)_G$  qui correspond à une chute très importante des performances de la pompe, pouvant dépasser 10 % voire 30 % de la hauteur totale d'élevation.

Les installations sur lesquelles on effectue ce type d'essais se divisent schématiquement en deux catégories : les boucles en circuit fermé et les boucles en circuit ouvert.

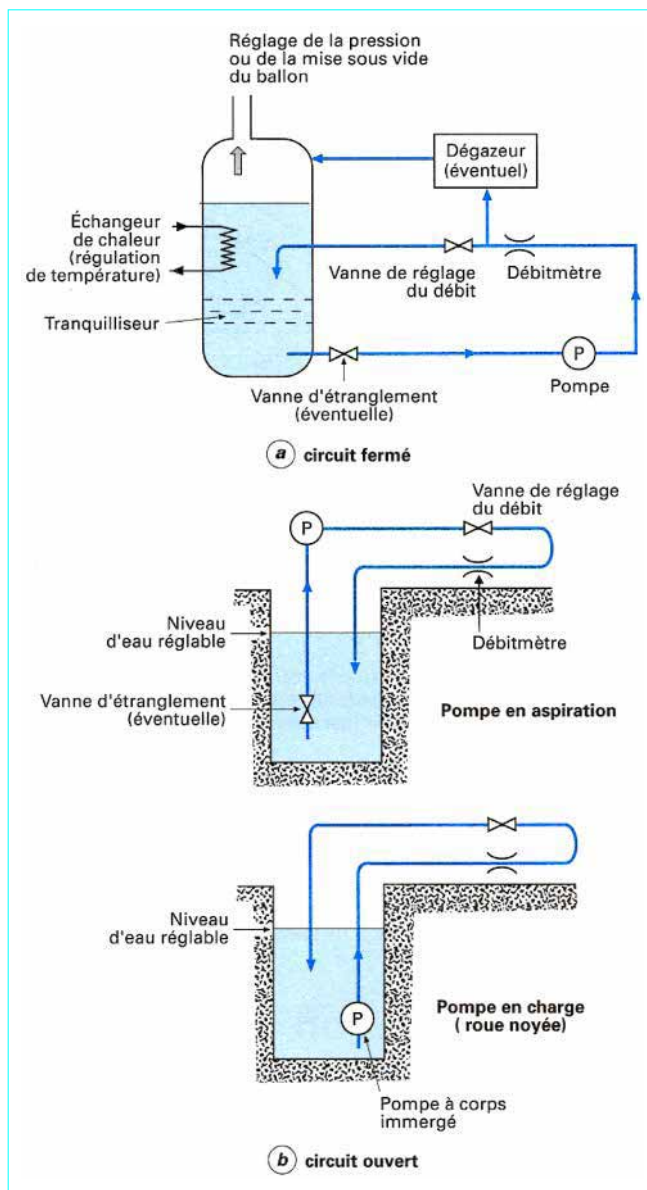
Dans le schéma en **circuit fermé** (figure 3a), la pompe aspire dans un ballon qui peut être pressurisé ou mis sous vide. Des valeurs de  $(NPSH)_{disp}$  de 50 à 1 m sont couramment atteintes, les débits généralement limités à 5 000 m<sup>3</sup>/h. Au-delà, la taille des ballons de mise sous vide devient importante et le coût des installations très élevé. Au refoulement des pompes, un système de vannes de régulation permet d'ajuster et de maintenir constant le débit pendant les opérations de baisse du  $(NPSH)_{disp}$  à l'aspiration.

Les boucles sont équipées de dispositifs normalisés de mesure du débit, de la pression différentielle de la pompe, du couple sur l'arbre de la pompe, etc.

Les installations récentes utilisées pour la Recherche et Développement des laboratoires des constructeurs et des organismes de recherche possèdent des dispositifs plus complexes, capables d'assurer le dégazage en air occlus et dissous contenu dans l'eau et de contrôler ainsi le taux d'oxygène dissous durant les essais de cavitation. Dans certains cas, des appareils contrôlent et mesurent le taux de germes contenus dans l'eau, paramètre important dans certains types de cavitation sous faible incidence des aubages.

Dans les schémas en **circuit ouvert** (figure 3b), la pompe aspire dans un bassin à surface libre. Selon que le niveau de l'axe de la roue se situe au-dessus ou au-dessous de la surface du plan d'eau, la pompe est dite *en aspiration* ou *en charge*. Au refoulement de la pompe, on retrouve les mêmes dispositifs que dans le schéma en circuit fermé : vannes de réglage du débit, mesure de débit, de pression, de couple, etc.

Le  $(NPSH)_{disp}$  de la pompe varie en faisant baisser le niveau d'eau dans le bassin à surface libre, ou par l'intermédiaire d'une vanne d'étranglement installée sur la conduite d'aspiration, qui crée une perte de charge variable et fait baisser le  $(NPSH)_{disp}$ . La combinaison des deux procédés se rencontre aussi dans certaines installations.



**Figure 3 – Essais de cavitation en circuit fermé ou ouvert : schémas de principe**

La solution pompe en charge est adoptée notamment pour les pompes verticales à corps immergé dont les débits peuvent atteindre jusqu'à 50 000 m<sup>3</sup>/h. Dans ce type d'installation, la teneur en air occlus et le taux d'oxygène dissous dans l'eau ne peuvent pas être facilement contrôlés, et la qualité de l'eau utilisée pendant les essais peut avoir une influence importante sur les performances en NPSH de la pompe.

**Remarque :** dans ces deux types de circuit, l'utilisation de vannes installées sur les tuyauteries d'aspiration pour créer une perte de charge et faire diminuer le NPSH est une procédure qui peut perturber l'écoulement qui alimente la pompe et fausser le NPSH. Ces vannes ont également un effet secondaire néfaste, car elles font caviter l'eau avant son passage dans la pompe, d'où une sursaturation en germes de cavitation et de grandes difficultés pour éliminer l'air occlus ou dissous qui peuvent également fausser les performances en NPSH de la pompe. *L'utilisation de vannes d'étranglement doit être faite avec beaucoup de précautions pour éviter des déboires.*

Pour des essais avec des liquides particuliers, sensibles à la température, on utilise des circuits spécifiques où l'on peut contrôler la température du fluide conformément aux indications des normes d'essais.

### 3.1 Mode opératoire

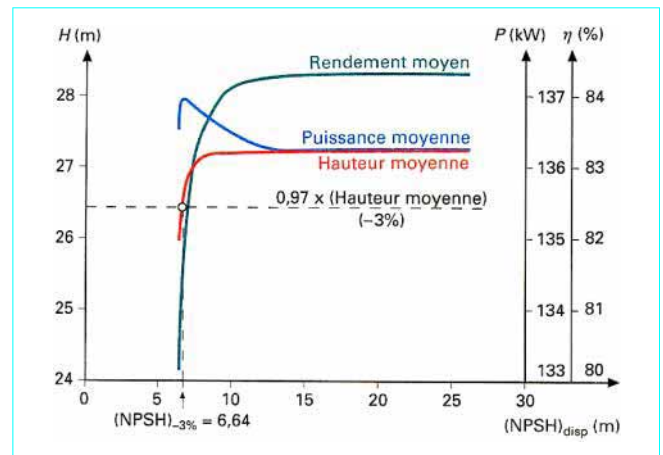
Les caractéristiques en NPSH s'obtiennent principalement des deux façons suivantes :

— le débit  $q_V$  est fixé à une valeur donnée qui est maintenue constante pendant tout l'essai. Le NPSH est d'abord réglé à une valeur suffisamment élevée dans le ballon, pour les boucles en circuit fermé, ou par élévation du plan d'eau, dans le cas des boucles en circuit ouvert, pour qu'il n'y ait aucune cavitation à l'entrée de la pompe. En faisant décroître (en conservant le débit  $q_V$  constant) par paliers successifs la pression à l'aspiration de la pompe et en relevant, pour chacun de ces paliers, les valeurs du NPSH et de la hauteur totale d'élévation de la pompe, on obtient, pour le débit considéré  $q_V$  et la vitesse d'essai  $N$ , la caractéristique représentée schématiquement sur la figure 4. En répétant l'opération pour différents débits, on détermine l'ensemble des courbes de cavitation de la pompe ;

— dans les installations de plus grandes tailles, avec une variation du NPSH obtenue par la baisse du niveau du plan d'eau dans le bassin d'aspiration de la pompe, la procédure précédente est longue et onéreuse en eau consommée si celle-ci est rejetée à l'égoût pour chaque point de NPSH recherché. Dans ce cas, on règle le plan d'eau à une valeur suffisamment élevée pour que la pompe soit exempte de cavitation. Le débit est fixé successivement aux valeurs souhaitées et les valeurs des NPSH correspondant à chaque valeur de débit sont mesurées. Le plan d'eau est ensuite abaissé d'une nouvelle quantité et on recommence l'opération de relevé des caractéristiques aux divers débits ; on obtient ainsi en parallèle les courbes de cavitation de la pompe avec une seule vidange du bassin d'aspiration. Il faut bien entendu disposer d'une installation d'essai conçue pour offrir un réglage précis du débit et espacer suffisamment les temps de mesure pour que les divers points de fonctionnement de la pompe soient stabilisés conformément aux prescriptions des codes et normes d'essai (cf. *Pour en savoir plus* [Doc. B 4 315]). On doit veiller également à ce que la qualité de l'eau et sa température ne varient pas trop durant les essais (écarts de 10 à 20 °C admissibles).

### 3.2 Principaux états de cavitation

Lors du mode opératoire décrit précédemment, avec une pompe modèle réduit bien instrumentée et dotée à l'aspiration de hublots de visualisation en plexiglas éclairés en lumière stroboscopée à la fréquence de rotation de la pompe, si l'on observe le comportement de la cavitation sur les aubes de roue lorsque le NPSH décroît à débit et vitesse de rotation maintenus constants, on peut définir les différents stades suivants dans l'évolution de la cavitation correspondant aux NPSH définis ci-après.



**Figure 4 – Détermination du  $(NPSH)_{req}$  d'une pompe hélico-centrifuge, à  $N = 1\,480$  tr/min en eau froide et au débit moyen  $q_V = 429,8$  L/s (doc. GEC-Alsthom Bergeron)**

$(NPSH)_F$  : valeur du NPSH correspondant à l'apparition des premières Figures de cavitation de dimensions significatives (volumes occupés par les cavités de vapeur dans les zones en dépression à l'entrée des aubes de la roue).

Au voisinage du débit d'adaptation  $q_N$  de l'œillard (entrée) de la pompe, l'arête d'entrée des aubes des roues centrifuges est souvent le siège de cavitation attachée en forme de lame (figure 5a). Une définition du  $(NPSH)_F$  correspond à une lame, visible à l'œil nu, avec une longueur développée dans le sens de l'écoulement de l'ordre du millimètre. Cette cavitation est jugée non dangereuse industriellement et ne présente pas de risque d'érosion par cavitation.

$(NPSH)_B$  : valeur du NPSH correspondant à un niveau de Bruit caractéristique défini à l'avance. Par exemple, un accroissement conventionnel du niveau mesuré hors cavitation, dans diverses bandes de fréquence du spectre du signal de bruit.

$(NPSH)_F$  : valeur du NPSH correspondant à une figure de cavitation devenue instable et susceptible d'entraîner des risques d'érosion du fait des lâchers de cavités de vapeur dans l'écoulement. Ce risque dépend en outre des conditions locales de pression et de vitesse, liées au débit de la pompe et à sa vitesse de rotation, ainsi que de la nature du matériau et du liquide (figure 5b).

$(NPSH)_E$  : valeur du NPSH correspondant à un débit de risque d'Érosion (figure 5c). Cette valeur est généralement inférieure au  $(NPSH)_F$ . Cependant, dans le cas de pompes très poussées, avec des grandes vitesses relatives d'écoulement, cette valeur  $(NPSH)_E$  peut être comprise entre  $(NPSH)_F$  et  $(NPSH)_F$ .

$(NPSH)_V$  : valeur du NPSH correspondant à un niveau significatif des Vibrations ou des fluctuations de pression. Comme pour le  $(NPSH)_B$ , cette valeur peut être caractérisée par un accroissement conventionnel du niveau au-dessus des valeurs mesurées hors cavitation.

$(NPSH)_D$  : valeur du NPSH correspondant au Début d'affectation de la hauteur totale d'élévation. Cette valeur, largement utilisée dans la pratique, correspond à des figures de cavitation déjà développées. Pour un fonctionnement inférieur au débit de calcul de l'entrée de la roue (souvent appelé œillard), la partie visible de la face de l'aube est recouverte d'une poche de cavitation qui s'étend depuis l'arête d'entrée jusqu'à l'entrée du canal proprement dit.

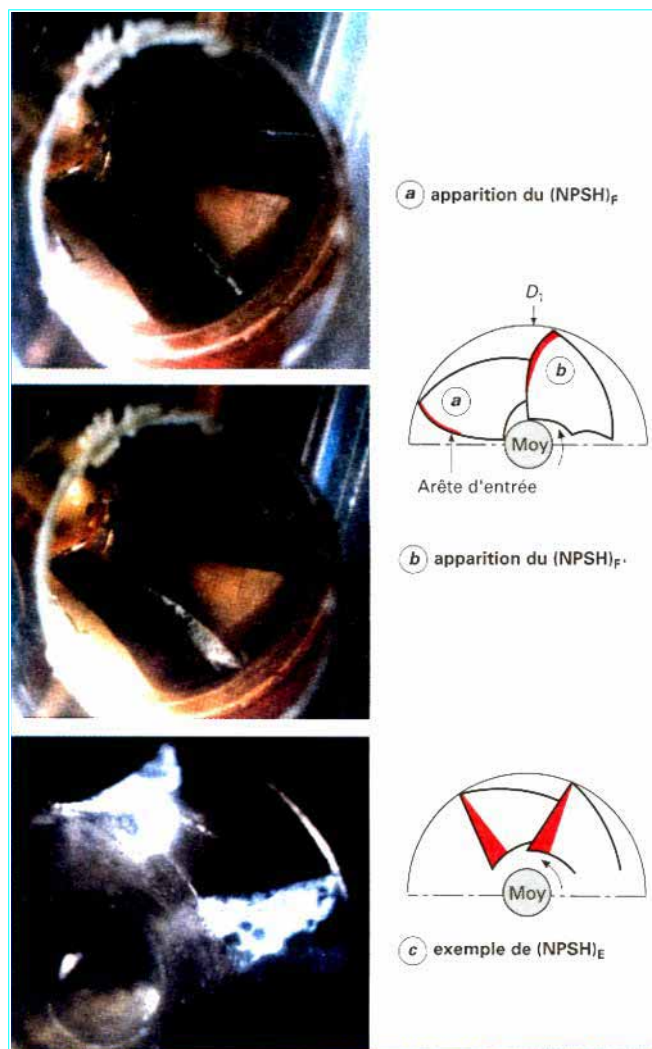


Figure 5 – Photos correspondant à différents états de la cavitation dans une roue centrifuge (doc. GEC-Alsthom Bergeron)

$(NPSH)_C$  : valeur critique du NPSH correspondant à une Chute arbitraire de 3 % de la hauteur totale d'élévation. C'est la valeur utilisée pour les pompes industrielles et qui figure sur les catalogues des courbes caractéristiques des constructeurs. En conséquence, une marge doit toujours être prise en compte entre le  $(NPSH)_{disp}$  lié aux caractéristiques de l'installation et le  $(NPSH)_C$  lié à la pompe. Cette marge est fonction de la zone d'utilisation de la pompe, des vitesses de rotation, de la nature du fluide pompé et du matériau constitutif de la roue.

$(NPSH)_G$  : valeur du NPSH correspondant à une chute Globale (quasi totale) de la hauteur totale d'élévation. Dans la pratique, une chute de 10 à 15 % peut être choisie.

Ces caractéristiques ainsi définies pour des valeurs successives du débit, dans le plan  $NPSH/q_V$ , on peut tracer une courbe pour chacun des NPSH particuliers.

La figure 6 donne l'allure des huit courbes correspondant aux huit critères retenus. Ces courbes ont des formes qui varient en fonction

de la vitesse spécifique de la pompe, du tracé de l'œillard, mais conservent toujours deux propriétés essentielles :

- une allure en V avec un minimum très net correspondant au débit optimal de tracé de l'œillard de la roue. À ce débit, il y a une bonne concordance entre les angles du squelette des aubes et des filets fluides ; ce débit ne correspond pas toujours au débit optimal de la pompe, il lui est souvent légèrement supérieur (5 à 15 %). La branche de droite de ces courbes en V correspond à une cavitation sur le côté face en pression des aubes et celle de gauche à une cavitation sur le côté face en dépression dite *face vue* quand on regarde l'entrée des aubes, lorsque la pompe fonctionne à des débits inférieurs au débit nominal ;

- ces mêmes courbes présentent également un maximum pour le débit dit de recirculation d'entrée  $(q_V)_k$ . Ce débit critique marque une modification brutale de l'écoulement à l'entrée de la roue : une partie du fluide ressort de la roue dans la zone des grands diamètres de l'entrée (figure 7), tandis que l'écoulement se réorganise et redevient plus stable dans la zone du moyeu. Ces phénomènes s'accroissent au fur et à mesure que le débit diminue. À débit presque nul, l'écoulement de recirculation qui ressort de la roue envahit presque la totalité de l'œillard et communique une forte prérotation au noyau central de fluide qui alimente la roue. Tous ces écoulements très complexes présentent en outre un caractère fortement instationnaire. Cette prérotation de l'écoulement à faible débit de la pompe fausse la mesure de pression dans le conduit d'aspiration ; des corrections doivent être effectuées selon les prescriptions des codes d'essai (NF X 10-602).

### 3.3 Différents aspects de la cavitation dans une roue de pompe

#### ■ Apparition et développement des figures de cavitation

Selon le régime de fonctionnement, la cavitation prend naissance à des endroits différents dans la pompe et peut également présenter des aspects et des comportements très divers comme indiqué sur la figure 8. L'importance des figures de cavitation varie de façon sensible avec la vitesse spécifique de la pompe considérée ainsi qu'avec la qualité de l'écoulement en amont de la roue, délivré par le circuit qui alimente la pompe ou par les organes d'aspiration liés à la pompe (coude, culotte d'aspiration, convergent d'entrée, etc.).

#### ■ Apparition et évolution du bruit

Le bruit hydraulique (niveau de fluctuation de pression) qui est généré par la pompe en phase de cavitation est lié à la structure de l'écoulement cavitant dans la turbomachine et aux implosions de bulles de vapeur qui modifient le bruit hydraulique déjà produit en dehors de toute cavitation. Il peut être mesuré à l'aide d'hydrophones ou de capteurs de pression piézoélectriques ou piézorésistifs installés sur les tuyauteries d'aspiration ou au refoulement de la pompe. Un traitement associé du signal (FFT *Fast Fourier Transform*) permet de détecter l'apparition des premières manifestations de la cavitation : formation des premières cavités et signature hydroacoustique de leur implosion.

Ce bruit évolue en fonction de débit et du NPSH, et dépend beaucoup de la qualité du liquide (teneur en gaz dissous, en germes) et de l'environnement amont de la roue.

Le spectre du bruit doit être étudié finement dans une large bande de fréquence pouvant aller jusqu'à 200 kHz. L'analyse des mesures et leur interprétation sont délicates et réservées à des spécialistes qualifiés.

#### ■ Altération des caractéristiques de la pompe (hauteur totale d'élévation, rendement)

C'est la manifestation la plus connue de l'influence de la cavitation dans les pompes. Les figures, lorsqu'elles atteignent une taille

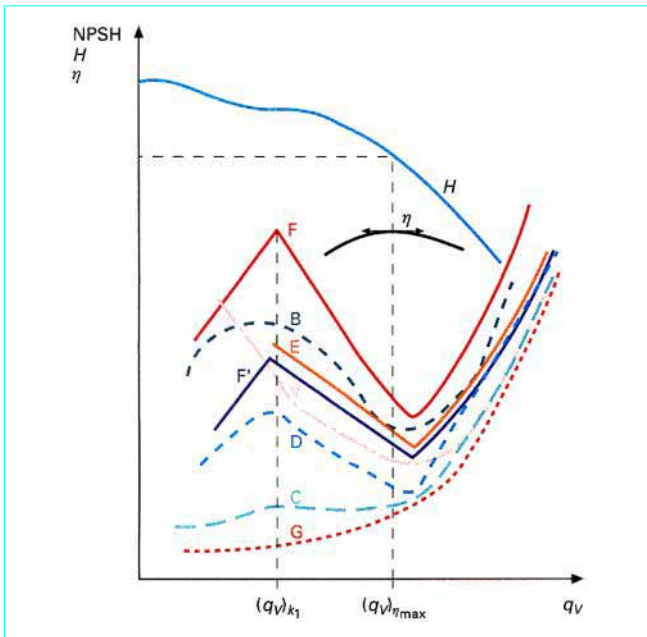


Figure 6 – Courbes des NPSH d’une pompe

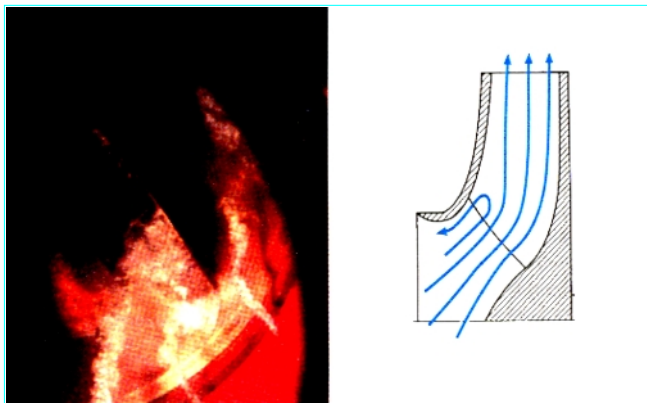


Figure 7 – Recirculation à l’œillard d’une pompe  
(doc. GEC-Alsthom Bergeron)

suffisante, modifient profondément l’écoulement dans le canal, ce qui altère les caractéristiques de la pompe et fait chuter la hauteur totale d’élévation, la puissance absorbée et le rendement. Ces caractéristiques ne peuvent actuellement être atteintes que par la voie expérimentale.

■ Érosion de cavitation

Elle survient, dans certains cas, bien avant la chute des caractéristiques (figure 1). Industriellement, la meilleure solution consiste soit à fournir à la pompe le  $(NPSH)_{disp}$  suffisant qui évitera tout risque d’érosion lors du fonctionnement de la pompe, soit à limiter, lorsque cela est possible, la zone d’utilisation de la pompe : variation de vitesse, régulation, utilisation de pompes en parallèle, etc. L’usage de matériaux résistants à l’érosion de cavitation (acier inoxydable, bronze d’aluminium) est un facteur également important pour lutter contre ce fléau.

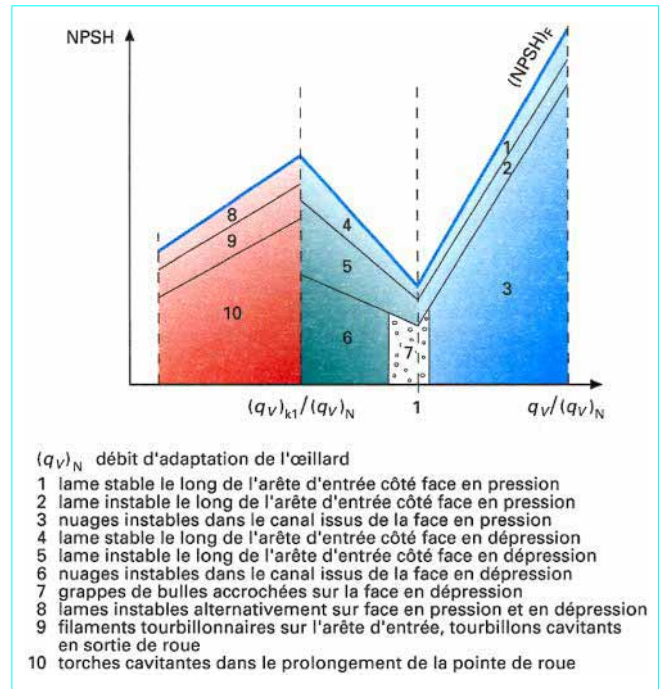


Figure 8 – Évolution de la cavitation dans une roue de pompe en fonction du débit et du NPSH

Cependant, les critères qui permettent d’apprécier le risque d’érosion dépendent d’un grand nombre de paramètres tels que : vitesse de la pompe, qualité du tracé de l’entrée de la pompe (œillard), plage de fonctionnement en débit, écarts géométriques des aubes par rapport au tracé hydraulique de base dus au procédé de fabrication, nature et température du fluide pompé, matériau constitutif de la roue, état de surface des aubes et flasques internes de la roue, qualité de l’écoulement délivré par l’installation à l’entrée de la pompe et couplage éventuel pompe/circuit.

Il est souvent difficile d’établir des règles générales quant à la tenue à l’érosion de cavitation et chaque cas particulier doit être étudié avec soin.

3.4 Cavitations autres que celles de l’œillard

■ Cavitation marginale des roues axiales et des roues ouvertes

Elle est liée à la fuite marginale entre intrados et extrados des pales (figure 9a). L’importance de cette cavitation est liée à la valeur du jeu constructif entre pale et stator ainsi qu’au dessin des aubes proprement dites. Cette cavitation dans les pompes engendre parfois des érosions de la ceinture fixe ou de l’extrémité des pales.

Dans certaines applications particulières, comme la propulsion navale, lorsque l’on est amené à utiliser des pompes axiales à grande vitesse, cette cavitation devient gênante ; des dispositions particulières dans la géométrie locale de l’aube (arrondi, chanfrein, becquet, etc.) permettent de réduire considérablement ces inconvénients.

■ Cavitation à l’entrée de la roue

On observe des cavitations de la fuite marginale provenant de la bague d’étanchéité d’aspiration de la pompe (figure 9b). Cette cavitation peut être à l’origine de bruit, mais elle est rarement érosive,

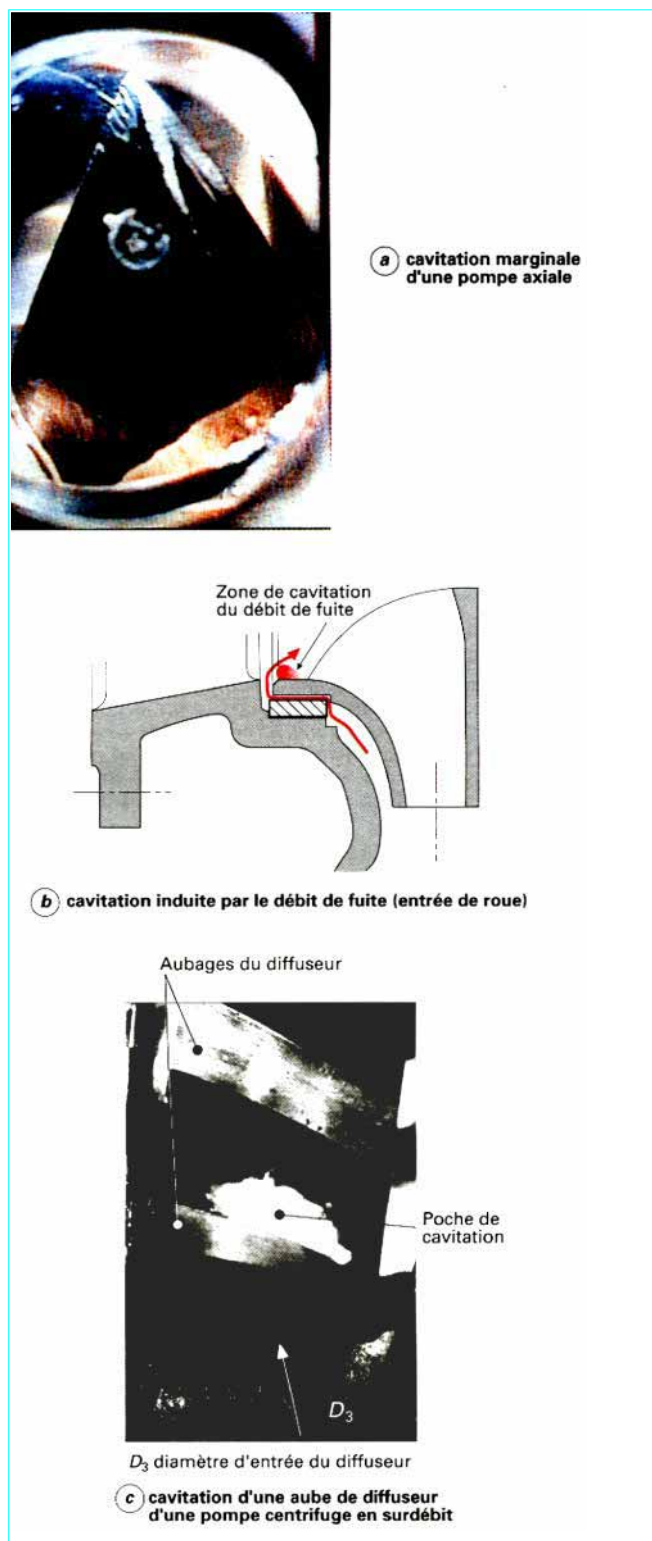


Figure 9 – Exemples d'autres types de cavitation  
(doc. GEC-Alsthom Bergeron)

car ces cavités implosent dans la zone de basse pression à l'entrée de la pompe.

Une autre manifestation de la cavitation s'observe en surdébit dans la zone de l'arrondi du flasque intérieur de la roue, juste avant l'entrée dans le canal inter-aube. Comme précédemment, cette cavitation ne présente pas généralement de conséquences fâcheuses pour la roue.

■ Cavitation dans les parties situées à l'amont de la roue

Dans les zones de fonctionnement à débit réduit [au-dessous de  $0,7 (q_V)_N$ ], des écoulements de recirculation provenant de la roue remontent à l'amont. Pour des valeurs de NPSH très basses, on peut parfois observer des effondrements de ces cavités qui engendrent toujours bruits et vibrations. Dans certains cas, des érosions par cavitation se produisent sur les composants amont de la pompe.

■ Cavitation dans les diffuseurs (pompes centrifuges)

Cette cavitation s'observe principalement lorsque la pompe fonctionne au-dessus du débit d'adaptation des canaux du diffuseur. La figure 9c montre le type de cavitation que l'on peut rencontrer dans cette configuration. Comme les pompes à diffuseur sont utilisées pour des grandes hauteurs d'élévation, les gradients de pression dans les canaux des diffuseurs, alors alimentés par un fluide avec une forte surincidence, sont élevés et les effondrements des poches de cavitation provoquent des érosions souvent très fortes et rapides. Ces cavitations sont encore aggravées dans les cas où le constructeur est amené à utiliser le diffuseur comme un organe de réglage de la courbe hauteur/débit, en « désadaptant » son point de calcul vers les faibles débits, pour respecter des formes particulières de courbes caractéristiques que des cas particuliers de fonctionnement de la pompe rendent nécessaires.

Les remèdes à ces cavitations érosives sont alors très difficiles à mettre en œuvre. Pour éviter d'utiliser le col d'entrée du diffuseur comme paramètre de réglage des courbes hauteur/débit en surdébit, il vaut mieux associer un organe de réglage non intégré dans la pompe et étudié pour résister à l'érosion (vanne à jets multiples par exemple) monté sur la tuyauterie au refoulement de la pompe.

Dans certains cas, des cavitations dans l'entrefer roue/diffuseur peuvent se rencontrer à débit partiel. Elles sont dues à des recirculations en provenance du diffuseur qui créent localement des zones de dépression. Leur gravité est fonction des grands gradients de pression qui règnent dans l'entrefer et des écoulements très instationnaires et fluctuants à débit partiel. Les remèdes à ces cavitations sont particulièrement délicats à mettre en œuvre.

■ Cavitation dans les pompes multicellulaires

Dans une pompe multicellulaire, on peut rencontrer un régime de cavitation complet du premier étage, lorsque le réseau impose un fonctionnement en surdébit de la pompe. Le débit qui traverse la douille inter-étage au droit du passage d'arbre peut caviter, ainsi que celui qui passe dans les bagues d'étanchéité de la première roue. Il peut y avoir risques de grippage et d'avaries mécaniques, en plus des inconvénients habituels provoqués par la cavitation.



### 3.5 Influence des caractéristiques du liquide pompé

**Rappel théorique** : sans entrer dans l'étude fondamentale de la naissance de la cavitation, du développement des poches puis de leur implosion dans les zones de plus forte pression, il faut mentionner quelques aspects importants dans les mécanismes de formation et de développement du phénomène :

- la cavitation ne peut naître et se développer que grâce aux noyaux de cavitation appelés aussi germes, contenus dans l'eau (impuretés, petites bulles de gaz, gaz captif dans les parois, etc.). Une eau chimiquement pure et exempte de germes ne caverait pas ;
- la formation et le développement des poches de cavitation se font avec changement de phase, donc avec échange local de chaleur dans l'écoulement entre la phase liquide et la phase vapeur. La température du fluide pompé et ses propriétés thermodynamiques ont une très grande importance sur le phénomène ;
- la teneur en air occlus et/ou en gaz dissous a une influence considérable sur les propriétés thermodynamiques du fluide pompé ainsi que sur le mécanisme de formation de la cavitation et par voie de conséquence sur les courbes caractéristiques et le NPSH de la pompe.

Les principaux paramètres physiques à considérer dans ces phénomènes sont la température, le taux d'oxygène et/ou d'air occlus et le taux de germes contenus dans l'eau ; d'autres caractéristiques comme la tension superficielle, la viscosité et autres caractéristiques thermodynamiques sont prises en compte indirectement.

**■ Température**

Considérons une pompe centrifuge de caractéristique énergétique connue (figure 10) et faisons fonctionner cette pompe sur un circuit d'aspiration caractérisé par un  $(NPSH)_{disp}$  engendrant la cavitation pour un débit  $(q_V)_A$ .

On constate expérimentalement que l'allure de la branche de cavitation ainsi obtenue dépend de la température et de la nature du liquide pompé. Pour de l'eau froide par exemple, la branche de cavitation se détache franchement de la caractéristique hauteur/débit normale dès le débit  $(q_V)_A$ . Au fur et à mesure que la température de l'eau augmente, en revanche, la chute brutale de la hauteur totale d'élévation est progressivement retardée. Il en résulte que, à critère expérimental d'apparition de la cavitation constant, par exemple  $(NPSH)_{-3\%}$ , l'énergie massique requise à l'aspiration d'une pompe est plus faible lorsque la température augmente. Autrement dit, le relevé expérimental de NPSH en eau froide fournit une marge de sécurité supplémentaire à l'utilisateur d'une pompe en eau chaude [Lecoffre].

**Pompage d'hydrocarbures** : dans le cas du pompage d'hydrocarbures, on constate, par rapport au cas de l'eau froide, un effet analogue à une augmentation de température du liquide pompé, l'énergie massique requise à l'aspiration étant aussi réduite, toutes autres choses égales par ailleurs.

**■ Influence de l'air occlus**

Cette influence sur les courbes de NPSH varie d'une pompe à l'autre en fonction des paramètres géométriques de tracé, de la vitesse spécifique et de la vitesse de rotation. Il n'existe pas de lois générales extrapolables à toutes les pompes. Cependant, des essais de grande qualité, effectués avec tout le soin nécessaire, permettent de quantifier ces effets comme le montre la figure 11. L'influence de l'air occlus pour des taux allant jusqu'à 5 % en volume à l'aspiration, sur le  $(NPSH)_{-3\%}$  de la pompe ( $D_1 = 278$  mm et 6 aubes), est bien mise en évidence : par exemple, au débit nominal  $(q_V)_N$ , le NPSH passe de 4 à 8,50 m quand le taux d'air occlus passe de 0 à 3,5 %.

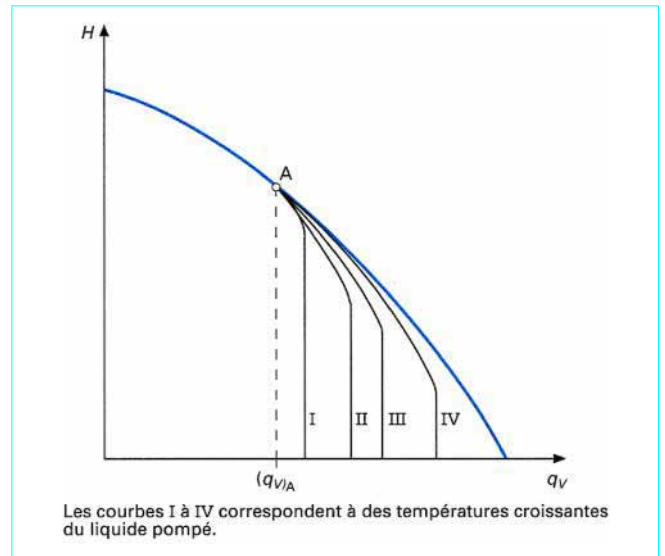


Figure 10 – Influence de la température du liquide sur la cavitation

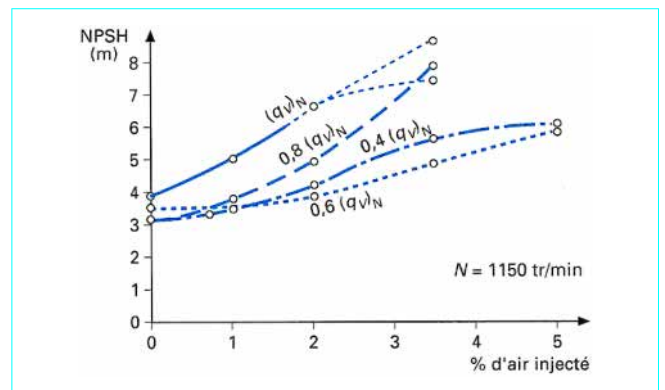


Figure 11 – Influence de l'air occlus sur les courbes de  $(NPSH)_{-3\%}$  d'une pompe NS80 (doc. CETIM Nantes)

Les valeurs relevées montrent l'extrême importance de l'air occlus sur les courbes de cavitation et l'intérêt industriel de bien définir la qualité du fluide pompé et plus particulièrement le taux d'air occlus (pression, concentration volumique).

**■ Influence du gaz dissous**

La figure 12 donne la variation du NPSH de cette même pompe quand le taux d'oxygène dissous varie de la valeur de saturation dans les conditions normales jusqu'à des valeurs faibles correspondant à une eau presque totalement dégazée.

Le graphique montre que, au débit nominal  $(q_V)_N$ , le NPSH diminue de 3,95 à 3,4 m, soit de 16 %, lorsque le taux d'oxygène dissous baisse de 10,5 à 2 ppm. Pour les valeurs obtenues en sur-débit, l'influence est plus faible, ce qui est dû à la nature physique de la cavitation en surcidence davantage liée à un décollement qu'à une poche de cavitation et, de ce fait, moins influencée par la qualité du fluide. Expérimentalement cela est souvent vérifié, les gros écarts parfois constatés entre des machines homothétiques ou identiques sont plus importants au-dessous du débit nominal.

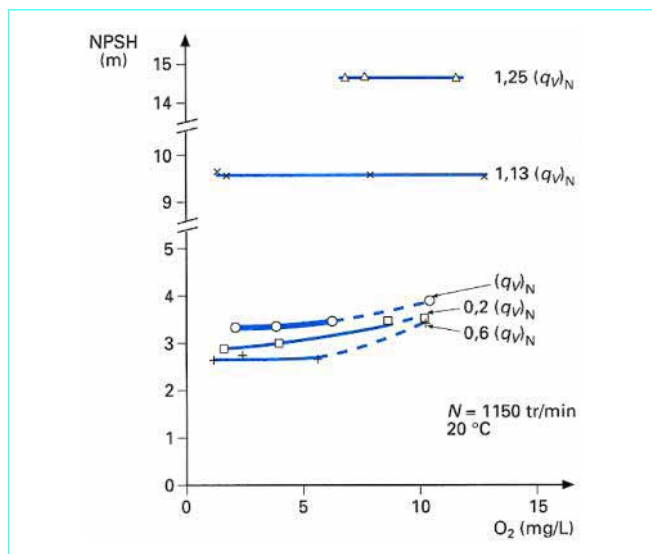


Figure 12 – Influence de l’oxygène dissous sur les courbes de (NPSH)<sub>-3 %</sub> d’une pompe NS80 (doc. CETIM Nantes)

## 4. Similitude de la cavitation

### 4.1 Coefficients de similitude

Le (NPSH)<sub>req</sub> d’une pompe est justiciable des mêmes lois de similitude que la hauteur totale d’élévation  $H$ . Comme pour cette dernière, on pourra définir des coefficients adimensionnels restant constants pour des pompes géométriquement semblables fonctionnant en similitude.

Le développement des figures de cavitation peut également être considéré comme suivant les lois classiques de l’hydrodynamique. Les lois de similitude des turbomachines peuvent être appliquées dans la confrontation entre modèles réduits et prototypes.

Deux nombres adimensionnels caractérisent le (NPSH)<sub>req</sub>, soit :

— le **coefficient de Thoma**, désigné par  $\sigma$  et défini par le rapport de l’énergie massique requise à l’aspiration à l’énergie massique utile  $gH$  :

$$\sigma = (\text{NPSH})_{\text{req}} / H$$

— le **coefficient de vitesse requis à l’aspiration**, analogue au coefficient de vitesse spécifique  $\Omega_s$ , que nous désignons par  $\Omega_{\text{req}}$  et qui vaut par définition :

$$\Omega_{\text{req}} = \omega q_V^{1/2} / [g(\text{NPSH})_{\text{req}}]^{3/4}$$

avec  $\omega$  exprimé en (s<sup>-1</sup>),  $q_V$  en (m<sup>3</sup>/s) et (NPSH)<sub>req</sub> en (m).

Dans la pratique industrielle courante, la notion de vitesse spécifique d’aspiration  $S$  est encore largement usitée :

$$S = \frac{N q_V^{1/2}}{(\text{NPSH})_{\text{req}}^{3/4}}$$

avec  $N$  (tr/min) vitesse de rotation,

et  $\Omega_{\text{req}} = 0,0189 S$ .

Pour des pompes géométriquement semblables, pour autant que les effets secondaires puissent être négligés,  $\sigma$  et  $\Omega_{\text{req}}$  ne sont fonction que du coefficient de débit  $\delta$  :

$$\sigma = f(\delta) \text{ et } \Omega_{\text{req}} = f'(\delta)$$

Tout comme pour le coefficient de vitesse spécifique  $\Omega_s$  cependant, l’utilisation de  $\sigma$  et  $\Omega_{\text{req}}$  est le plus souvent limitée au voisinage du point d’adaptation des pompes.

Pour conclure, on remarquera que les notions de  $\sigma$ ,  $\Omega_{\text{req}}$  et  $\Omega_s$  sont liées entre elles :

$$\sigma = (\Omega_s / \Omega_{\text{req}})^{4/3} \quad (1)$$

### 4.2 Valeurs du nombre S

Il est possible d’estimer la valeur de  $S$  d’une pompe au voisinage de son point d’adaptation, si l’on est à même de calculer avec une précision suffisante le coefficient  $\lambda_d$ . Celui-ci dépend de tous les paramètres géométriques qui définissent l’œillard de la roue.

Comme certains de ces paramètres sont peu liés entre eux, il y a une très grande diversité dans les capacités d’aspiration des pompes industrielles liée au savoir-faire des constructeurs et il est très difficile de dégager des règles générales. La figure 13 montre la répartition des valeurs de  $S$  d’un grand nombre de pompes de toutes tailles, mesurées sur la plate-forme d’essai du CETIM à Nantes ; les valeurs de  $S$  varient de 50 à plus de 300.

### 4.3 Condition de similitude vis-à-vis de la cavitation

Lorsque le phénomène de cavitation doit être pris en compte, la condition  $\delta = Cte$  ne suffit plus à elle seule à établir la similitude de fonctionnement. En effet si, tout en gardant  $\delta$  constant, on fait croître la hauteur d’aspiration d’une pompe, la cavitation apparaît et les caractéristiques de fonctionnement sont modifiées. *La cavitation introduit donc une condition de similitude supplémentaire dans laquelle doit nécessairement intervenir un paramètre lié aux conditions d’aspiration.*

Nous savons que, du point de vue de l’apparition de la cavitation, les conditions d’aspiration d’une pompe sont entièrement déterminées par le (NPSH)<sub>disp</sub> à l’aspiration. Il est logique d’associer à cette grandeur un **coefficient de Thoma d’installation** que nous désignons par  $\sigma'$  et qui vaut :

$$\sigma' = (\text{NPSH})_{\text{disp}} / H$$

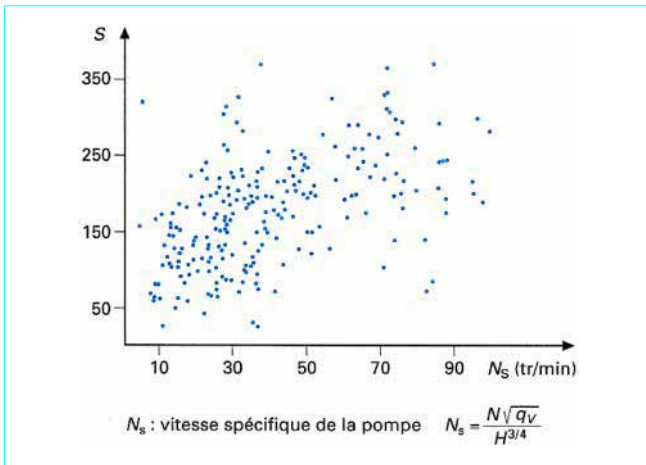
Dès lors, la condition de non-cavitation valable pour une pompe donnée peut être étendue à toutes les pompes d’une même famille sous une des formes suivantes :

$$\sigma' > \sigma \text{ ou } \sigma' - \sigma > 0$$

*Nous dirons que deux pompes d’une même famille fonctionnant en similitude sont également en similitude eu égard à la cavitation lorsqu’elles présentent la même sécurité vis-à-vis de l’apparition de cette cavitation. Cette sécurité étant marquée par l’écart ( $\sigma' - \sigma$ ), la condition de similitude supplémentaire s’écrira, puisque pour deux pompes fonctionnant en similitude  $\sigma$  lui-même est déjà une constante :*

$$\sigma' = Cte \quad (2)$$

Dans la pratique, lorsque l’on étudie le comportement d’une pompe au banc d’essai avec modèle réduit, il est impératif de respecter les conditions (2) pour obtenir des essais représentatifs du comportement de la pompe industrielle sur site vis-à-vis de la cavitation.



**Figure 13 – Pompes toutes puissances confondues : valeurs de S en fonction de N<sub>s</sub> pour le point de rendement maximal**  
(doc. CETIM Nantes)

**Application numérique** : considérons une pompe devant aspirer de l'eau chaude à 150 °C fournie en charge par une bache où règne la tension de vapeur saturante (figure 14a). La hauteur d'aspiration négative z<sub>a</sub> de la pompe a été choisie de manière telle que (NPSH)<sub>disp</sub> soit égal à 2 m. Pour les essais envisagés, la pompe est alimentée en eau froide à 20 °C à partir d'un réservoir à la pression atmosphérique (figure 14b).

Pour être dans les mêmes conditions vis-à-vis de la cavitation en cours d'essai et en fonctionnement projeté :

- le débit et la vitesse de rotation doivent être les mêmes ;
- la hauteur d'aspiration d'essai z<sub>a</sub> doit être choisie de manière à respecter la condition (2) qui se réduit ici, puisque c'est la pompe destinée au projet qui est elle-même expérimentée, à la constante de (NPSH)<sub>disp</sub>.

Si (ΔH<sub>A</sub><sup>0</sup>)' désigne la perte de charge du circuit d'aspiration expérimental, calculable par les formules d'hydraulique classique, on peut donc écrire :

$$\frac{(p_A - p_v)}{\rho g} - z'_a - (\Delta H_A^0)' = 2 \text{ m}$$

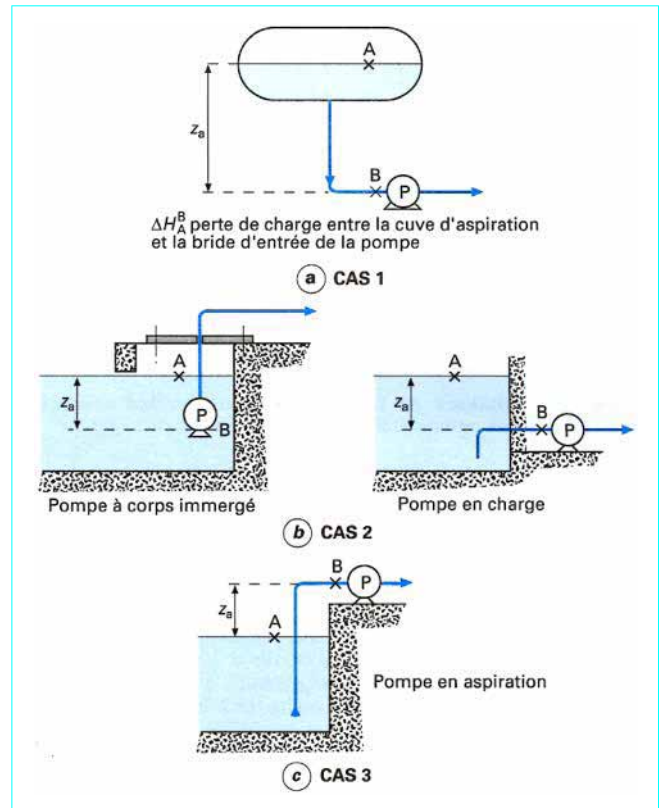
Comme p<sub>A</sub> vaut 1,013 bar et que la tension de vapeur saturante de l'eau à 20 °C est égale à 0,023 5 bar, on en déduit :

$$z'_a = 8,05 - (\Delta H_A^0)'$$

Si, au cours des essais réalisés avec z'<sub>a</sub>, la pompe ne cavite pas, l'installation de pompage aura été bien conçue. Si, en revanche, la cavitation se produit, c'est que le (NPSH)<sub>disp</sub> choisi pour le projet n'est pas suffisant ; dans ce cas, le projet doit être modifié, par exemple en accentuant la mise sous charge de la pompe, c'est-à-dire en surélevant la bache par rapport à la pompe.

### 4.4 Validité de la similitude de la cavitation

Les formules simplifiées explicitées au paragraphe 2 qui s'appliquent à un écoulement en fluide parfait, montrent que, pour une pompe donnée, le NPSH est proportionnel au carré des vitesses, ce qui revient à dire que les figures de cavitation restent les mêmes à σ donné, indépendamment de la vitesse. Pour deux pompes A et



**Figure 14 – (NPSH)<sub>disp</sub> dans trois cas différents : aspiration d'une pompe dans une bache (cas 1), pompe à corps immergé ou en charge (cas 2) ou pompe montée en aspiration au-dessus du bassin (cas 3)**

B géométriquement semblables fonctionnant à la même vitesse, les lois de la similitude donnent la relation :

$$\frac{(NPSH)_{reqA}}{(NPSH)_{reqB}} = \left(\frac{D_A}{D_B}\right)^2$$

D étant le diamètre d'entrée de la roue.

Cette hypothèse est en général bien vérifiée pour les développements limités des figures de cavitation correspondant aux (NPSH)<sub>F</sub> et (NPSH)<sub>F</sub>. Pour les poches plus développées, cette hypothèse conduit à négliger les effets visqueux qui jouent sur la position du détachement des cavités ; de plus, elle ne tient pas compte des temps caractéristiques de séjour des bulles dans l'écoulement.

Comme indiqué sur la figure 10, l'influence des propriétés thermodynamiques du fluide pompé n'est pas prise en compte dans les lois de similitude classique.

Il convient donc d'appliquer avec prudence les lois de similitude en cavitation. Outre les quelques causes théoriques d'écart évoquées ci-dessus, il faut également prendre en compte l'influence des paramètres suivants :

- variabilité de la qualité du fluide d'essai entre deux machines semblables (taux d'oxygène dissous, air occlus, germes de cavitation, température, etc.) ;
- non-respect de la similitude géométrique entre deux machines semblables (écart d'affûtage, d'angle de profil, écart de rugosité des canaux) ;

— conditions d'alimentation et d'installation des pompes : la qualité de l'écoulement qui alimente la pompe (profil des vitesses en entrée de roue, prérotation, taux de turbulence) a une influence directe sur le comportement en cavitation et peut être à l'origine d'écarts importants par rapport aux valeurs déduites des lois théoriques.

L'application de la similitude de la cavitation doit se faire avec la plus grande prudence. Il vaut mieux considérer que les valeurs de  $(NPSH)_C$  que l'on peut en déduire fournissent des indications plus que des valeurs sûres. Pour les pompes autres que d'usage industriel courant, des études expérimentales très précises doivent permettre de lever les incertitudes évoquées ci-dessus.

## 5. Cas industriels

### 5.1 Cahier des charges industriel

Dans un projet de pompe et de station de pompage, le choix du  $(NPSH)_{disp}$  à l'entrée de la pompe conditionne l'économie globale de la station et/ou de la pompe. Le  $(NPSH)_{disp}$  est lié à l'installation et non à la pompe.

Le **choix d'une pompe** nécessite de définir le cahier des charges technique simplifié suivant :

- la zone de débit de fonctionnement de la pompe ;
- l'architecture du groupe motopompe (vertical/horizontal, en aspiration, en charge, etc.) ;
- la durée d'utilisation prévue avec fréquence d'utilisation dans chaque zone ;
- la nature du fluide pompé (composition physico-chimique, température, degré de pollution, etc.) ;
- le type d'exploitation prévue (pompes en série, fonctionnement à 1, 2, ..., n pompes en parallèle) ;
- le mode prévisionnel d'arrêts et de démarrages des groupes (normaux et/ou accidentels) ;
- le type d'entraînement requis : moteur électrique à attaque directe, moteur électrique + réducteur, Diesel turbine à vapeur ou à gaz, coupleur hydraulique, variation de vitesse (moteur à courant continu ou moteur asynchrone alimenté par des courants à fréquence variable) ;
- le  $(NPSH)_{disp}$  préalablement déterminé.

L'optimisation du choix des groupes de pompage se fait en choisissant la pompe ayant la **plus grande vitesse de rotation possible**, compte tenu des critères de fiabilité choisis pour assurer un fonctionnement évitant les risques de cavitation, ces critères de fiabilité doivent prendre en compte tous les paramètres définis ci-dessus.

Le **critère de fiabilité** se mesure par l'écart entre  $(NPSH)_{disp}$  et  $(NPSH)_{pompe}$ .

Le  $(NPSH)_{pompe}$  correspond à l'un des différents états caractéristiques définis au paragraphe 3.2. Par exemple, si l'on veut assurer un fonctionnement sans perte de rendement de la pompe, on s'assurera que l'on a  $(NPSH)_{disp} \geq (NPSH)_D$  dans toute la zone de fonctionnement prévue. Pour une pompe marine destinée à équiper un bâtiment pour lequel on recherche une discrétion acoustique de haute qualité, on utilisera le critère  $(NPSH)_{disp} > (NPSH)_B$ .

*Il est évidemment absurde de rechercher des critères de fiabilité qui sont sans rapport avec l'objectif technico-économique fixé, ce qui conduit à surdimensionner inutilement les installations qui seraient alors trop coûteuses. Inversement, des marges trop faibles peuvent conduire à des troubles générateurs d'avarie et des pertes de disponibilité des équipements.*

### 5.2 Calcul pratique du $(NPSH)_{disp}$

#### ■ CAS 1 : pompage dans une cuve sous pression ou sous vide avec pompe située sous la cuve (figure 14a)

Le  $(NPSH)_{disp}$  pour un débit considéré, exprimé en mètres, est égal à :

$$(NPSH)_{disp} = \frac{p}{\rho g} + z_a - \Delta H_A^B - \frac{p_v}{\rho g}$$

- avec  $p$  (Pa) pression absolue du gaz au-dessus du liquide,  
 $g$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) masse volumique du liquide,  
 $\Delta H_A^B$  (m) perte de charge entre la cuve et l'entrée de la pompe,  
 $z_a$  (m) dénivelée entre la surface libre dans la cuve et l'entrée de la pompe,  
 $p_v$  (Pa) tension de vapeur du liquide à sa température.

Dans le cas où la cuve est une bache dégazante avec  $p = p_v$ , le  $(NPSH)_{disp}$  se réduit à l'expression :

$$(NPSH)_{disp} = z_a - \Delta H_A^B$$

#### ■ CAS 2 : pompe dite en charge (figure 14b)

C'est le cas des pompes à corps immergé dont la roue est toujours au-dessous du plan d'eau ou des pompes dont la roue est toujours noyée.

Le  $(NPSH)_{disp}$  à l'entrée de la roue s'exprime alors par la relation :

$$(NPSH)_{disp} = \frac{p_{at}}{\rho g} + z_a - \Delta H_A^B - \frac{p_v}{\rho g}$$

avec  $p_{at}$  (Pa) pression atmosphérique.

Pour l'eau, aux conditions de température et de pression normales (20 °C et 1,013 bar), on a :

$$\frac{p_{at}}{\rho g} \approx 10,2 \text{ m et } \frac{p_v}{\rho g} \approx 0,2 \text{ m}$$

d'où  $\frac{p_{at}}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} \approx 10 \text{ m}$

$$(NPSH)_{disp} = 10 + z_a - \Delta H_A^B$$

Le  $(NPSH)_{disp}$  à l'entrée de la roue pour ce type d'installation est donc toujours supérieur à 10 m.

#### ■ CAS 3 : pompe installée au-dessus du plan d'eau, dite en aspiration (figure 14c), d'où :

$$(NPSH)_{disp} = \frac{p_{at}}{\rho g} - z_a - \Delta H_A^B - \frac{p_v}{\rho g}$$

Le  $(NPSH)_{disp}$  étant positif, une pompe ne peut pas aspirer en théorie dans un plan d'eau situé à plus de 10 m au-dessus de son axe. Dans la pratique, compte tenu des pertes de charge et des capacités d'aspiration des pompes, le  $(NPSH)_{disp}$  descend rarement au-dessous de 3 à 4 m environ. Des valeurs plus faibles nécessitent l'utilisation de pompes à inducteur (hélice de gavage) ou de pompes industrielles tournant à des vitesses très lentes, donc plus chères.

#### ■ Influence de la variation du niveau à l'aspiration

Dans les trois cas considérés, la cote  $z_a$  peut varier, selon les conditions d'utilisation, entre des valeurs minimale et maximale qui font partie des données de base et qui doivent être clairement définies dès l'origine du projet. Le  $(NPSH)_{disp}$  varie alors entre les valeurs maximale et minimale suivantes :

- dans les cas 1 et 2,
- pour un débit maximal,

$$(NPSH)_{disp \text{ max}} = \frac{p}{\rho g} + z_{a \text{ max}} - \Delta H_A^B - \frac{p_v}{\rho g}$$

- pour un débit minimal,

$$(NPSH)_{disp \min} = \frac{p}{\rho g} + z_{a \min} - \Delta H_A^B - \frac{p_v}{\rho g}$$

Nota :  $p_{at}$  doit remplacer  $p$  pour le cas 2 ;

— lorsque la pompe refoule entre deux réservoirs dont les niveaux varient simultanément, le cas 4 doit être considéré (figure 15a) :

$$(NPSH)_{disp \max} = \frac{p_{at}}{\rho g} - z_{a \min} - \Delta H_A^B - \frac{p_v}{\rho g}$$

$$(NPSH)_{disp \min} = \frac{p_{at}}{\rho g} - z_{a \max} - \Delta H_A^B - \frac{p_v}{\rho g}$$

extrêmes A et B indiqués sur la courbe caractéristique qui correspondent respectivement aux hauteurs géométriques maximales et minimales entre les deux réservoirs (figure 15b) :

- point A  $H_{géo. \max} = z_{2 \max} - z_{1 \min}$

- point B  $H_{géo. \min} = z_{2 \min} - z_{1 \max}$

Sur la courbe, il est intéressant de noter deux autres points, C et D :

- le point C correspond au fonctionnement avec  $z_{2 \max}$  et  $z_{1 \max}$  ;
- le point D correspond au fonctionnement avec  $z_{2 \min}$  et  $z_{1 \min}$  .

Les  $(NPSH)_{disp}$  sont les suivants :

- pour A :  $(NPSH)_{disp} = \frac{p_{at}}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - (\Delta H)_{asp_A} + z_{1 \min}$

- pour D :  $(NPSH)_{disp} = \frac{p_{at}}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - (\Delta H)_{asp_D} + z_{1 \min}$

Les valeurs de  $(NPSH)_{disp}$  pour les points A et D ne diffèrent que de la valeur des pertes de charge à l'aspiration des pompes correspondant à un débit pompé tel que :  $(\Delta H)_A < (\Delta H)_D$  .

Les valeurs de  $(NPSH)_{disp}$  pour les points C et B se calculent de la même façon en changeant  $z_{1 \min}$  par  $z_{1 \max}$  et en recalculant les pertes de charges  $\Delta H$  dans la conduite d'aspiration pour les débits  $(q_v)_C$  et  $(q_v)_B$  .

Le  $(NPSH)_{disp}$  à l'entrée de la pompe, dans ce cas de fonctionnement, se trouve situé à l'intérieur du pseudo-parallélogramme représenté sur la figure 15b. Les points A'C'B'D' représentent, dans le plan NPSH/débit, les valeurs de  $(NPSH)_{disp}$  qui correspondent aux points de fonctionnement A, B, C, D de la pompe débitant sur son circuit.

La courbe de NPSH de la pompe retenue pour le projet devra se trouver au-dessous du parallélogramme. La courbe de NPSH à considérer sera choisie en fonction du critère retenu pour assurer la fiabilité du projet.

### 5.3 Choix du type de pompe

Après la définition des paramètres suivants :

- architecture hydraulique du groupe motopompe du projet ;
  - débit nominal ;
  - plage de fonctionnement en débit de la pompe compte tenu des conditions d'exploitation ;
  - $(NPSH)_{disp}$  en fonction des relations définies ci-dessus,
- on choisit la pompe optimale pour le projet.

**En général, ce sera celle qui offre la vitesse la plus élevée (a priori la moins coûteuse) tout en satisfaisant les critères de fiabilité retenus pour le projet.** Certains codes ou standards limitent la vitesse des groupes en fonction du débit et du  $(NPSH)_{disp}$  .

Cette pratique, en apparence sécurisante pour l'utilisateur, peut cependant conduire à des solutions onéreuses : pompes avec une vitesse de rotation trop faible et encombrement excessif de la station de pompage. Les progrès effectués par les constructeurs dans la conception de leurs pompes permettent, dans bien des cas, de s'affranchir de ces limitations.

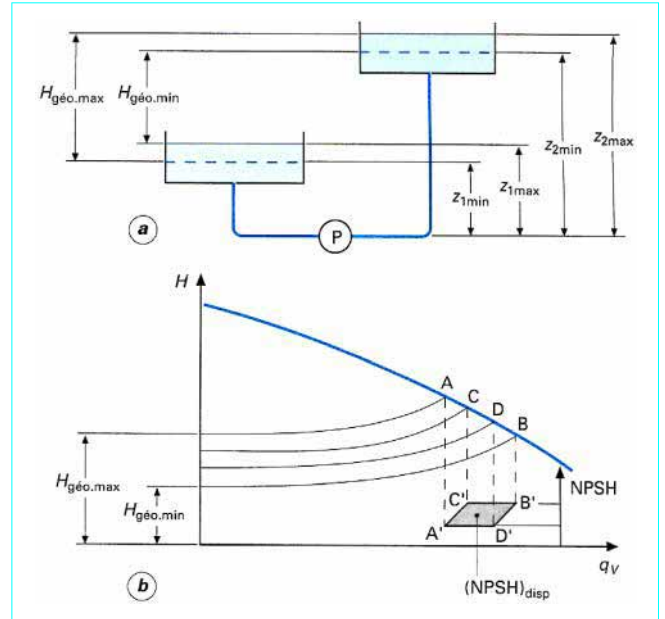


Figure 15 - Diagramme de fonctionnement de la pompe, cas 4 : pompe refoulant entre deux réservoirs dont les niveaux peuvent varier

### 5.4 Choix des critères de cavitation

#### ■ Pompes industrielles

Elles comprennent la plupart des pompes définies sur les catalogues de constructeurs et dont les débits ne dépassent pas 2 000 m<sup>3</sup>/h pour des vitesses allant jusqu'à 3 000 ou 3 600 tr/min.

Les vitesses à l'entrée de la roue  $u_1$  sont souvent inférieures à 22-23 m/s. Le meilleur critère à considérer est le  $(NPSH)_D$  qui correspond au début d'altération des caractéristiques et ce dans toute la zone d'utilisation de la pompe. Pour des pompes qui fonctionnent seules, au voisinage de leur optimum, il est possible de réduire encore la marge, mais cela doit toujours se faire en liaison avec le constructeur.

Des critères, encore usités aujourd'hui, consistent à prendre une marge de 0,5 m par exemple sur la courbe de  $(NPSH)_{-3\%}$  indiquée dans les catalogues des constructeurs, ou à imposer une marge arbitraire entre  $(NPSH)_{-3\%}$  ou  $(NPSH)_D$  et  $(NPSH)_{disp}$ . **Ces pratiques sont souvent utilisées à mauvais escient s'avèrent néfastes** et génératrice d'incidents d'exploitation. **Il faut les éliminer.** Le critère de fiabilité doit être établi, pour chaque cas, à la suite d'un échange d'information entre constructeur et utilisateur.

Nota : les pompes destinées à la production d'énergie et utilisées dans les centrales traditionnelles ou nucléaires, toutes les pompes spéciales et certaines pompes pour l'industrie chimique et pétrochimique n'entrent pas dans ce cadre.

#### ■ Pompes spéciales

Lorsque les vitesses  $u_1$  atteignent ou dépassent 27 à 28 m/s, il devient important d'étudier avec soin le choix de chaque type de pompe et de retenir des critères plus sévères que ceux dévolus aux pompes industrielles à savoir :

$$(NPSH)_{disp} > (NPSH)_E \text{ ou } (NPSH)_{F'} \text{ dans toute la zone d'utilisation de la pompe.}$$

Cela implique que les constructeurs soient en mesure de disposer de ces valeurs de  $(NPSH)_E$  ou  $(NPSH)_{F'}$ , qui ne peuvent être obtenues que grâce à des essais particuliers sur des modèles spécialement étudiés pour faire de telles investigations.

Dans le cas de *pompes alimentaires de chaudières* ou de pompes tournant à grande vitesse, lorsque les vitesses périphériques à l'entrée de la roue dépassent 60 à 70 m/s, il convient parfois de ne tolérer qu'un développement très limité des figures de cavitation, voire de les éviter entièrement. Cela conduit à dimensionner les pompes de *gavage* (ou préalimentaires) des pompes principales en conséquence et à faire des efforts particuliers de développement pour limiter le NPSH correspondant à l'apparition des premières bulles de cavitation.

Pour certaines applications (*pompes de sous-marin, pompes domestiques*), les critères de discrétion acoustique deviennent prépondérants et conduisent à adopter des dispositions constructives très particulières pour limiter le bruit hydraulique émis et rayonné par la pompe. Des études spéciales, tant théoriques qu'expérimentales, sont alors nécessaires pour mener à bien ces développements et mesurer sur des bancs d'essais spécialement étudiés le comportement hydroacoustique de ces matériels.

### 5.5 Hauteur maximale d'aspiration d'une pompe

Considérons une pompe en aspiration (figure 14c) et fonctionnant en son point d'adaptation. Le phénomène de cavitation limite la hauteur d'aspiration  $z_a$  puisque à une augmentation de cette hauteur correspond une diminution de  $(NPSH)_{disp}$ .

On définit la **hauteur maximale d'aspiration d'une pompe** comme celle à partir de laquelle la cavitation apparaît au point d'adaptation :

$$z_{a \max} = \frac{P_{at} - P_v}{\rho g} - (NPSH)_{req} - \Delta H_A^B$$

On constate que *le concept de hauteur maximale d'aspiration n'est pas une caractéristique intrinsèque d'une pompe*, puisqu'il combine des grandeurs se rapportant non seulement à la pompe mais aussi aux conditions d'aspiration.

On déduit des relations précédentes que la hauteur maximale d'aspiration d'une pompe est d'autant plus faible que :

- la pression  $p_A$  dans le réservoir d'aspiration est faible ; ainsi, à titre d'exemple, les pompes d'extraction de condenseurs, dans lesquels par essence la pression  $p_A$  est égale à la tension de vapeur  $p_v$  du liquide pompé, ont des hauteurs maximales d'aspiration négatives et doivent donc être placées en charge ;
- la tension de vapeur  $p_v$  et donc la température du liquide pompé sont élevées ; ainsi, pour de l'eau aspirée à la pression atmosphérique, on peut considérer que la hauteur maximale s'annule vers 70 °C ; les pompes alimentaires des centrales électriques, par exemple sont toujours placées en charge ;
- la perte de charge du circuit d'aspiration  $\Delta H_A^B$  est forte ; ces circuits doivent donc être conçus largement et, en particulier, ne comporter aucun organe de réglage ou autre appareil déprimogène ;
- le  $(NPSH)_{req}$  de la pompe est faible, ce qui dépend aussi de la définition du NPSH choisi pour assurer le bon fonctionnement de la pompe :  $(NPSH)_F$ ,  $(NPSH)_D$ ,  $(NPSH)_C$ , etc.

### 5.6 Exemple numérique

Une pompe centrifuge a donné au banc les résultats d'essais suivants, obtenus à la vitesse de 1 480 tr/min. Le débit d'adaptation est de 180 L/s. Le diamètre d'entrée  $D_1$  de la roue vaut 205 mm et le diamètre de sortie  $D_2$  475 mm.

Tableau des résultats d'essai :

Débit (L/s)	Hauteur (m)	(NPSH) <sub>-3%</sub> (m)	(NPSH) <sub>D</sub> (m)	(NPSH) <sub>F</sub> (m)
90	65	4,6	8,0	14,0
100	63	3,8	7,2	14,4
125	60	2,6	4,0	15,1
150	56	2,4	3,0	13,0
180	50	3,0	3,8	9,5
200	45	4,0	4,8	—
220	41	5,6	6,4	—

On se propose d'utiliser ce type de pompe dans trois applications industrielles concernant de l'eau brute à 20 °C, avec une tension de vapeur saturante  $p_v$  de 0,2 m. Cette eau brute est disponible dans un réservoir à surface libre dont le niveau est maintenu constant.

- CAS 1 : le débit de fonctionnement est constant et limité au débit nominal de la pompe. Le critère choisi est d'assurer une marge de 1 m entre le  $(NPSH)_{disp}$  et le  $(NPSH)_{-3\%}$  de la pompe.
- CAS 2 : la pompe doit pouvoir fonctionner entre 100 et 200 L/s sans perte de hauteur totale d'élévation.
- CAS 3 : on désire assurer une fiabilité maximale vis-à-vis de l'érosion par cavitation et on impose que  $(NPSH)_{disp}$  soit supérieur à  $(NPSH)_F$  dans toute la zone d'utilisation de la pompe comprise entre 90 et 220 L/s.

#### ■ Calcul du $(NPSH)_{disp}$

- CAS 1 : au débit de 180 L/s, le  $(NPSH)_{-3\%}$  de la pompe est de 3 m. Avec une marge de 1 m, il faut un  $(NPSH)_{disp}$  de 4 m.
- CAS 2 : dans la zone d'utilisation entre 100 et 200 L/s, la valeur maximale du  $(NPSH)_D$  est de 7,2 m. Il faut un  $(NPSH)_{disp}$  de 8 m pour éviter toute chute de caractéristique dans la zone d'utilisation.
- CAS 3 : dans ce cas, il faut assurer un  $(NPSH)_{disp}$  de 15,1 m, valeur qui correspond au maximum de la courbe  $(NPSH)_F$  dans la zone d'utilisation.

#### ■ Détermination de la cote d'implantation $z_a$ de la pompe

On supposera pour simplifier une perte de charge maximale de 0,5 m entre le réservoir et l'entrée de la pompe pour chacun des trois cas, quel que soit le débit considéré.

La pompe aspirant dans une bache à surface libre à l'atmosphère, le  $(NPSH)_{disp}$  étant inférieur à 10 m dans les CAS 1 et 2, la pompe pourra être montée en aspiration (au-dessus du plan d'eau). Un dispositif d'amorçage devra être installé pour assurer le démarrage.

La cote  $z_a$  pour les CAS 1 et 2 se calcule d'après la relation :

$$(NPSH)_{disp} = \frac{P_{at}}{\rho g} - z_a - \Delta H_A^B - \frac{P_v}{\rho g}$$

avec  $\frac{P_{at}}{\rho g} = 10,2$  m,  $\Delta H_A^B = 0,5$  m et  $\frac{P_v}{\rho g} = 0,2$  m

avec  $(NPSH)_{disp} = 4$  m pour le CAS 1, on a  $z_a = 5,5$  m  
 $(NPSH)_{disp} = 7,2$  m pour le CAS 2, on a  $z_a = 2,3$  m

Pour le CAS 3, le  $(NPSH)_{disp}$  étant supérieur à la pression atmosphérique, on utilise la relation :

$$(NPSH)_{disp} = \frac{P_{at}}{\rho g} + z_a - \Delta H_A^B - \frac{P_v}{\rho g}$$

d'où pour un  $(NPSH)_{disp} = 15,1$  m, on a  $z_a = 4,6$  m.

Dans ce cas, l'axe pompe doit se trouver à 4,6 m au-dessous du plan d'eau de la bache d'aspiration.

■ Cet exemple montre que l'axe d'implantation de la pompe peut varier de + 5,5 m au-dessus du plan d'eau à 4,6 m au-dessous, soit un écart de 10,1 m, en fonction du seul critère de fiabilité recherché, eu égard aux plages de variation de débit. L'incidence sur le groupe motopompe est en général faible, mais les conséquences sur le génie civil peuvent être considérables. Il s'agit donc de **choisir judicieusement le critère de fiabilité de la pompe**. Cela ne peut être fait qu'après une étude approfondie du projet et un indispensable dialogue entre installateur et constructeur.

## 6. Réduction des effets de cavitation

Pour limiter les effets nocifs de la cavitation et/ou améliorer les plages d'utilisation des pompes, on peut agir de plusieurs façons :

- diminuer le NPSH des pompes en agissant au niveau du dessin de la roue et des organes d'alimentation ;
- limiter les conséquences de la cavitation (bruit, érosion, vibrations) par une conception mécanique et un choix de matériaux adéquats ;
- dans certains cas, utiliser un inducteur ou hélice de gavage installé à l'amont de la roue, principalement dans les pompes centrifuges.

### ■ Amélioration du NPSH des pompes

En jouant sur les principaux paramètres géométriques des aubes à l'entrée de la roue, on peut concevoir des pompes dont les performances en cavitation peuvent varier dans une très large gamme.

Les principaux paramètres géométriques à faire varier sont les suivants :  $D_1$  diamètre de roue,  $\beta_1$  angle d'entrée de l'aube,  $z_1$  nombre d'aubes,  $e_1$  épaisseur de l'aube, forme de l'aube à l'entrée de la roue (figure 16), etc.

Les roues aspiratrices, à grand  $D_1$  et faible  $\beta_1$ , peuvent avoir des vitesses spécifiques d'aspiration  $S$  très élevées supérieures à 300, mais peuvent présenter des conditions d'utilisation plus délicates à faible débit. Le diagramme de la figure 13 montre la grande diversité de valeurs de vitesses spécifiques d'aspiration des pompes centrifuges. Dans la pratique, les deux types de roue ont leur application spécifique : par exemple, les roues à capacité d'aspiration limitée se rencontrent dans les pompes multicellulaires et les roues à capacité d'aspiration élevée dans les pompes d'extraction d'eau condensée.

### ■ Protection des pompes

#### ● Réduction du bruit et des vibrations

Lors de la conception de la pompe, il est possible de réduire les effets de la cavitation en agissant sur la conception mécanique pour minimiser les risques de vibration et/ou réduire le bruit généré par la cavitation :

- dimensionnement de l'arbre et des organes mécaniques ;
- choix des matériaux (épaisseur, nature) ;
- capotage antibruit ;
- scellement du groupe ;
- liaison avec les tuyauteries de raccordement.

#### ● Limitation du risque d'érosion

C'est principalement par un choix judicieux du matériau constitutif de la roue que l'on peut prétendre réduire les risques d'érosion par cavitation. Les aciers inoxydables présentent une excellente tenue à l'érosion de cavitation. De très nombreux travaux expérimentaux ont permis d'établir un classement relatif des matériaux vis-à-vis de leur résistance à la cavitation, comme le montrent les diagrammes de la figure 17. La qualité de la réalisation : absence de discontinuités, respect des géométries de définition des aubes, rugosité, etc., est aussi à prendre en considération lorsque l'on veut se prémunir contre d'éventuels risques d'érosion.

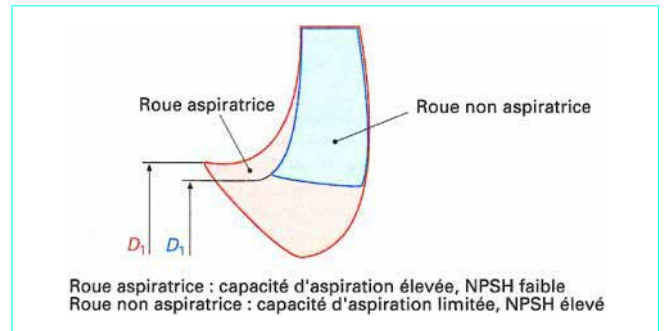


Figure 16 – Forme de l'aube à l'entrée de la roue de pompe centrifuge

#### ● Conditions d'installation et d'utilisation des pompes

Comme indiqué précédemment, **même une pompe bien étudiée pour résister à la cavitation pourra subir très rapidement des dommages importants si elle est mal installée, et/ou si elle est utilisée dans des plages de fonctionnement inadaptées ou non prises en compte au moment du projet.**

Les conditions d'installation doivent être telles que le  $(NPSH)_{disp}$  soit supérieur au  $(NPSH)_{req}$  choisi pour assurer la fiabilité dans toute la plage d'utilisation de la pompe, il faut aussi assurer un écoulement satisfaisant à l'entrée de la pompe.

Les critères que doit réunir un bon écoulement à l'entrée d'une pompe pour réduire les risques dus à la cavitation sont au minimum les suivants :

- déviation maximale de l'angle moyen de l'écoulement par rapport à la direction principale de  $\pm 5^\circ$  ;
- distorsion maximale du profil de vitesse de  $\pm 10\%$  par rapport à la vitesse moyenne débitante ( $q_v/S$ ), et cela dans toute la section débitante située à l'entrée de la pompe ;
- fluctuation temporelle de la vitesse en tout point de la section débitante  $< \pm 10\%$  par rapport à la vitesse moyenne mesurée au dit point.

Enfin, durant l'exploitation, la pompe doit toujours opérer dans la plage de débit fixée par le constructeur.

Le respect de ces règles élémentaires et un dialogue installateur/constructeur de la pompe au moment du projet permettent de se prémunir dans la grande majorité des cas contre des avaries graves dues à la cavitation.

#### ● Utilisation d'un inducteur

Pour augmenter les capacités des pompes centrifuges qui sont limitées à des valeurs de vitesse spécifique d'aspiration légèrement supérieures à 300 pour les roues centrifuges dites aspiratrices, on utilise des pompes avec inducteur.

L'inducteur ou hélice de gavage est une roue de pompe axiale placée devant l'œillard d'une roue de pompe centrifuge ou hélico-centrifuge de conception tout à fait classique (figure 18a). Les deux rotors sont montés sur le même axe, ils sont entraînés à la même vitesse et fonctionnent en série. L'élévation de pression générée par l'inducteur permet à la roue centrifuge de fonctionner sans cavitation, cela même avec des  $(NPSH)_{disp}$  d'entrée très inférieurs au  $(NPSH)_{-3\%}$  de la pompe centrifuge.

La figure 18b montre les courbes de  $(NPSH)_{-3\%}$  d'un inducteur équipant une pompe de 240 m<sup>3</sup>/h et tournant à 2 980 tr/min. Au débit nominal, le NPSH passe de 5,5 à 2,4 m avec inducteur, ce qui signifie que la même pompe équipée de cet accessoire pourrait pomper des liquides avec des niveaux abaissés de 3 m par rapport aux performances de la machine de base sans inducteur.

L'inducteur lui-même est soumis à la cavitation, mais les faibles gradients de pression qui règnent dans les canaux de l'inducteur limitent les risques d'érosion par cavitation, la pression générée par l'inducteur représente environ 10 % de la pression totale faite par l'ensemble inducteur-roue centrifuge.

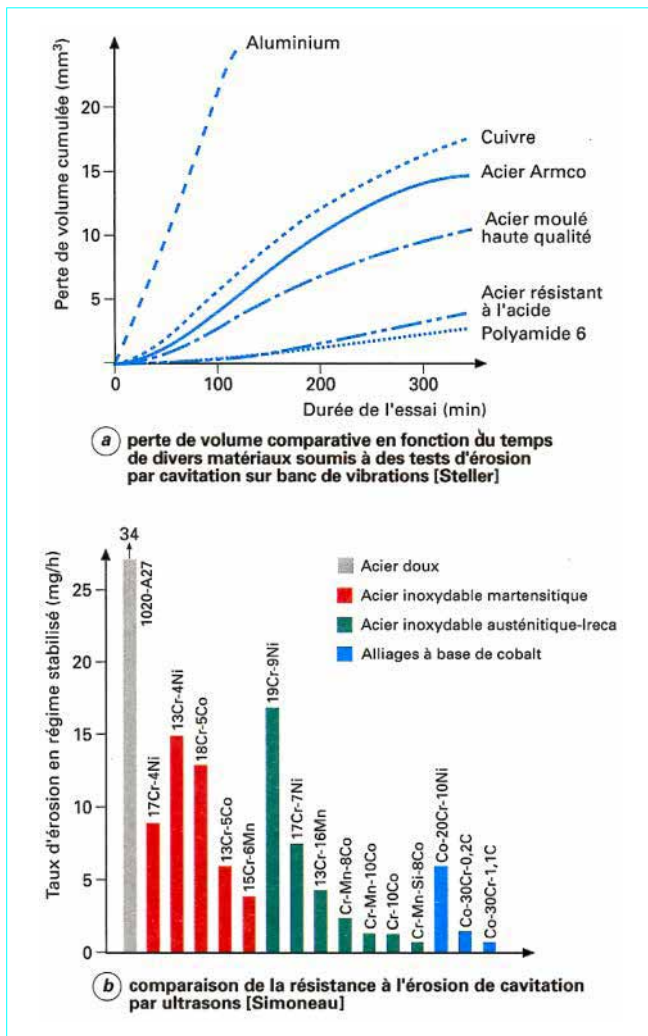


Figure 17 – Résistance comparative à l'érosion par cavitation de divers types d'alliages et de matériaux

Aujourd'hui, l'inducteur est d'un usage répandu, jusqu'à des tailles de 500 à 600 mm, dans certaines applications industrielles (pompes de sûreté de centrales nucléaires, pompes pour l'industrie chimique, le gaz naturel liquéfié, l'hydrogène et l'oxygène liquides, etc.). Les grandes vitesses de rotation autorisées par le bas  $(NPSH)_{req}$  fourni par l'inducteur rendent les pompes plus compactes.

Son utilisation est économiquement intéressante lorsque la pompe est verticale en cuve, les bonnes capacités d'aspiration d'une pompe équipée d'un inducteur limitent les longueurs de cuve et le coût du génie civil. Il trouve également son application quand il faut vidanger des liquides dans des réservoirs sous vide, les pompes ont alors un  $(NPSH)_{disp}$  presque nul lorsque le niveau du liquide atteint le fond du réservoir en fin de vidange.

L'utilisation des inducteurs doit cependant se faire avec prudence car la présence de poches de cavitation dans les canaux de l'inducteur conduit souvent à des couplages pompe/circuit et à des instabilités de fonctionnement qui peuvent empêcher toute exploitation de l'appareil, principalement dans les zones de fonctionnement à débit partiel :  $q_v < 0,8 (q_v)_N$ .

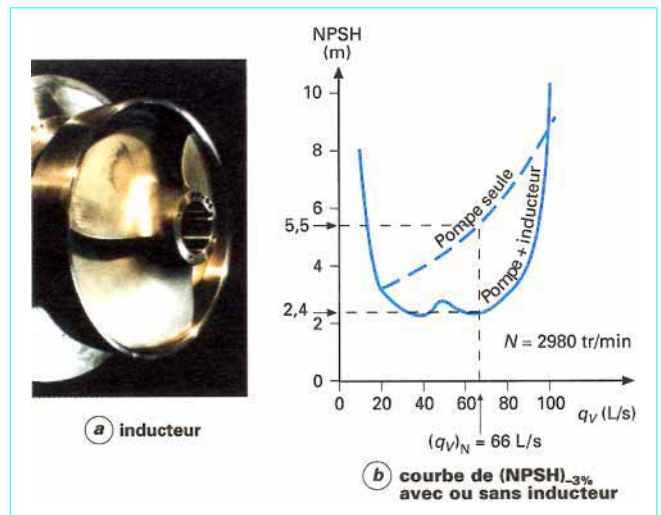


Figure 18 – Utilisation d'un inducteur : courbes de  $(NPSH)_{-3\%}$  (doc. GEC-Alsthom Bergeron)

## 7. Études actuelles

L'étude de la cavitation continue à mobiliser l'énergie de nombreux chercheurs et les milliers de publications disponibles couvrent tous les aspects du phénomène : aspect moléculaire, aspect thermodynamique, hydrodynamique des écoulements avec bulles de cavitation, mécanique, hydroacoustique, comportement des matériaux, etc.

En ce qui concerne les pompes, on peut classer en trois catégories les efforts menés aujourd'hui :

- **études fondamentales** : elles touchent de nombreux domaines qui vont de la physique moléculaire jusqu'à l'étude du comportement des matériaux soumis à l'implosion des cavités de vapeur, y compris l'étude de l'hydrodynamique des écoulements avec poches et bulles de vapeur. En ce qui concerne plus particulièrement les turbomachines, des efforts sont faits pour le calcul de la cavitation et la prévision de son développement sur les aubes des roues. Ces programmes de calcul seront utilisés soit au stade de la conception des rotors pour les optimiser, soit comme outils d'analyse en cas de cavitations néfastes ;

- **études appliquées** : elles concernent principalement les modèles de prédiction de l'érosion par cavitation. Dans l'état actuel des connaissances, seuls des essais en vraie grandeur dans les conditions réelles de fonctionnement permettent de s'assurer que le produit sera exempt de toute érosion. À l'évidence, ces essais sont longs et très coûteux et ne sont pas, en général, réalisables dans des conditions économiques satisfaisantes. Des modèles prédictifs de simulation accélérée d'érosion par cavitation sont en cours de développement. D'autres recherches, avec le même objectif, utilisent une corrélation entre le bruit hydraulique et/ou solide et l'érosion de cavitation. Les études pour analyser le phénomène de l'érosion des matériaux ont pour but l'amélioration de la résistance des alliages à l'érosion par cavitation. Enfin, il faut rappeler les recherches qui concernent la réduction du bruit de cavitation pour des pompes plus silencieuses, application marine en particulier ;

- **études de base chez les constructeurs** : la plupart des constructeurs ont entrepris des travaux de développement expérimentaux sur des bancs d'essais spécifiques dotés d'équipement qui leur ont permis d'établir les diverses courbes de cavitation de leurs roues de pompes. Associé à la confrontation des résultats en exploitation industrielle du comportement en cavitation de leurs équipements, ce développement contribue à améliorer les tracés des roues et à limiter les dommages causés par la cavitation.



# Pompes rotodynamiques

par **Jean POULAIN**

Ingénieur de l'École supérieure d'électricité

Ancien élève de l'Institut Von Karman

Conseiller scientifique de l'Association française des constructeurs de pompes

## Références bibliographiques

### Informations statistiques

- [1] *Alliance Handbook of Loss Prevention*. VDI Verlag (1987).
- [2] FLORJANCIC et SIMON. – *Feed Pump Availability and Appropriate Retrofits*. Sulzer Brothers Limited Pump Division (1990).
- [3] GOOLDING (E.G.). – *Pumps Problems and Piping Participation*.
- [4] *Maintenance and downtime costs of centrifugal pumps in Finnish industry*. World Pump, juin 1993.
- [5] DUCROZ et VACHER. – *Fiabilité des pompes en exploitation*. Enquête de Rhône-Poulenc publiée dans *Disponibilité des machines tournantes*. CETIM (1993).

### B 4302 Fonctionnement

- [6] SENOO ISHIDA. – *Deterioration of compressor Performance due to tip clearance of centrifugal impellers*. Journal of turbomachinery. ASME, janv. 1987.
- [7] STODOLA. – *Dampfturbinen*. Berlin, J. Springer.
- [8] ECKERT. – *Axial Compressoren und radial Compressoren*. Springer, Berlin (1953).
- [9] PFLEIDERER. – *Die Kreiselpumpen*. Springer, Berlin (1955).
- [10] BALJÉ. – *A Contribution to the problem of Designing Radial Turbomachines*. Transactions of the ASME 5 (1952).
- [11] FRIBERG. – *Approche théorique et calcul pratique des diffuseurs*. L.A.J.F (1996).
- [12] SÉDILLE. – *Turbomachines hydrauliques et thermiques*. (Tome II) Masson et Cie (1967).
- [13] *Study of internal recirculation in rotodynamic pumps operating at partial capacity*. Brite Contract N R11B-0238-C(AM) P 2023 (1993).
- [14] TOUSSAINT. – *Contribution à l'étude des recirculations dans les pompes rotodynamiques*. Thèse de doctorat, Université Paris VI (1993).
- [15] PAULON, FRADIN, POULAIN. – *Amélioration des performances hors adaptation d'une pompe axiale*. Revue française de Mécanique, 1985-4 (1985).

### B 4304 Projet d'une pompe

- [16] STRUB, BONCIANI, BORER, CASEY, COLE, COOK, KOTZUR, SIMON, STRITE. – *Influence of the Reynolds number on the performance of centrifugal compressors*. Transactions of the ASME, Journal of turbo-machinery, oct. 1987.
- [17] *Aerodynamic design of axial-flow compressors*. NASA SP 36 (1965).

### B 4306 Problèmes mécaniques particuliers

- [18] CHILDS. – *Dynamic Analysis of turbulent Annular Seals Based on Hirs' Lubrication Equation*. Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, juin 1983.
- [19] CHILDS. – *Finite-Lenght Solutions for Rotodynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals*. Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, juil. 1983.
- [20] ADKINS et BRENNEN. – *Analyses of Hydrodynamic Radial Forces on Centrifugal Pump Impellers*. Transactions of the ASME, Journal for fluid Engineering, mars 1988.
- [21] STEPANOFF. – *Pompes Centrifuges et Pompes Hélices*. Dunod (1961).
- [22] LOBANOFF, ROSS. – *Centrifugal Pumps Design and Application*. Gulf Publishing Company (1985).
- [23] JAUMOTTE, DECOCK. – *Techniques de l'Ingénieur B 472* (1981).
- [24] SÉDILLE. – *Turbomachines Hydrauliques et Thermiques*. Masson et Cie (1967).

### B 4308 Exploitation

- [25] SWANSON. – *Complete Characteristics Circle Diagram for Turbo-Machinery*. Trans. ASME, 75 (1953).
- [26] KARASSIK. – *Centrifugal Pump Clinic*. Indian Pumps, déc. 1990.
- [27] SIDAHMED, WATREMETZ, CARREAU. – *Maintenance Prédictive des Pompes et des Ventilateurs*. Étude COREM, Publication CETIM, déc. 1994.

### B 4313 Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation

- [28] GREIN (H.). – *De la cavitation : vue d'ensemble*. Division Escher Wyss, Zurich, Numéro de recherches Sulzer (1974).
- [29] LABORDE (R.) et RETAILLEAU (A.). – *ACB-CERG. Cavitation d'entrefer dans les machines hydrauliques SHF*. 2<sup>ème</sup> Journée cavitation, Paris, 18-20 mars 1992.
- [30] SCHIELLE (O.), HERGT (P.) et MOLLENKOPF (G.). – *KSB. Some views on the different cavitation criteria of a pump*. Paper C 166/74, IME, Londres (1974).
- [31] Mc NULTY (J.J.) et PEARSALL (I.S.). – *Cavitation Inception in Pumps*. Journal of fluids engineering, Vol. 104/88, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Scotland, mars 1982.
- [32] HAMMITT (F.G.). – *Detailed cavitating flow regimes for centrifugal pumps, and head VS. NPSH curves*. University of Michigan, College of Engineering, Mechanical Engineering Department, Cavitation and multiphase flow laboratory, Report n° UMICH 01357-32-1.
- [33] PEARSALL (I.S), Mc NULTY (P.J.) et PETERS (J.). – *Cavitation scale effects in centrifugal pumps*. Paper n° 3.5, Fluids mechanics silver jubilee conference, Nel East Kilbridge Glasgow, 27-29 nov. 1979.
- [34] GULICH (J.). – *Grandeurs caractéristiques de la similitude pour la capacité d'aspiration et l'extension des bulles dans les pompes*. Revue technique, Sulzer 2/1980.
- [35] La houille blanche. Cavitation. Numéro 7/8 (1988).
- [36] SHF. 2<sup>ème</sup> journée cavitation, Paris, 18-20 mars 1992.
- [37] LE FUR (B.), PECOT (D.) et DAVID (J.F.). – *Cavitation des pompes II. Influence de la teneur en air occlus et du taux d'oxygène dissous sur le comportement en cavitation de 2 pompes de NS 20 et 80*. Cetim, Nantes (1988).
- [38] EPRI. – *Guidelines for prevention of cavitation in centrifugal feedpumps*. EPRI GS 6398, Final report, nov. 1989.
- [39] CANAVELIS (R.), LAPRAY (J.F.) et REY (R.). – *Étude d'un critère de fiabilité vis-à-vis de l'érosion par cavitation dans les pompes*. Symposium airh Montreal (1986).

## Statistiques de maintenance

### Causes d'arrêt et de défaillance des pompes utilisées dans les centrales thermiques

#### Pompes alimentaires

##### ■ Causes d'arrêt [1]

Les arrêts constatés (tableau A) sont imputables à :

- la conception de la pompe (37 %) ;
- la conduite de la centrale ou la qualité de la maintenance (32 %) ;
- des causes extérieures à la centrale (6 %) ;
- autres causes (25 %).

**Tableau A – Causes d'arrêt des pompes alimentaires [1]**

Localisation du dommage ou cause de l'arrêt (%)	Arrêt motivé par (%)
Rotors ..... 37	Blocage du rotor ..... 25
Piston d'équilibrage..... 13	Niveau vibratoire élevé ..... 17
Joints d'étanchéité..... 13	Problèmes au niveau du rotor ..... 10
Paliers radiaux, butées... 10	Érosion par cavitation, corrosion ..... 7
Carter, stator ..... 4	Fonctionnement sans eau ..... 5
Équipement de contrôle. 3	Système de protection défaillant..... 4
Vannes, clapets ..... 4	Manque de lubrification ..... 4
Autres ..... 16	Autres..... 28

##### ■ Causes de défaillance [2]

Les principales causes de **défaillance** des pompes alimentaires (source d'information EPRI CS-3158 citée dans [2]) sont :

- la cavitation ;
- la stabilité hydraulique ;
- la dynamique des rotors ;
- les déformations thermiques.

#### Pompes des circuits de refroidissement

Le lecteur pourra se reporter en bibliographie à la référence [1].

Le tableau B donne les causes d'arrêt pour ces pompes.

Cette statistique est basée sur l'analyse de 343 sinistres.

**Tableau B – Causes d'arrêt des pompes des circuits de refroidissement (%)**

Paliers ..... 29	Aubages directeurs ..... 6
Arbre, rotor..... 22	Fixations..... 4
Aubes du rotor (roues) ..... 21	Vannes, filtres ..... 2
(Total rotor) ..... (43)	Équipement de protection ..... 1
Carter, stator ..... 7	Autres..... 8

Les causes de **défaillance** sont imputables :

- au produit (61 %) ;
- à l'exploitation (20 %) ;
- à d'autres causes (19 %).

### Causes d'arrêt des pompes utilisées dans l'industrie chimique ou pétrochimique

L'étude, dont les résultats sont donnés tableau C, a été menée en Espagne et porte sur 178 pompes centrifuges [3].

On remarquera la très grande participation des systèmes d'étanchéité (93 soit 65 %) et des paliers (22, soit 16 %). Réunis, ils représentent 115 causes d'arrêt, soit plus de 80 % du total. Nous retrouverons cette tendance dans d'autres enquêtes.

**Tableau C – Causes d'arrêt des pompes utilisées dans l'industrie chimique ou pétrochimique [3]**

Cause de l'arrêt ou localisation du dommage	Nombre brut	Valeur en pour-cent
Garnitures mécaniques.....	78	54
Autres joints.....	15	11
Paliers à roulements.....	15	11
Paliers fluides.....	7	5
Accouplement.....	7	5
Problème d'arbre, désalignement.	7	5
Impulseurs (roues).....	2	1
Autres.....	12	8
Total.....	143	100

### Coûts de maintenance

#### Pompes appartenant à plusieurs domaines d'activité

L'étude, dont les résultats sont donnés tableau D, a été menée en Finlande (1992) dans 20 centres industriels représentant différents secteurs d'activité. Les statistiques ont été faites sur 1 690 pompes, ayant une moyenne d'âge de 12 ans et faisant partie d'un parc total de 6 340 pompes [4].

**Tableau D – Coûts de maintenance de pompes appartenant à divers domaines d'activité**

Localisation du dommage ou raison de l'arrêt	Coût de la maintenance (%)	Coût de l'indisponibilité (%)
Fuite aux joints.....	18	24
Vitesse incorrecte, impulseur mal dimensionné.....	6	2
Mauvais montage de l'impulseur, usure.....	10	11,5
Impuretés dans le fluide, obstruction d'un conduit.....	17	10,5
Air dans le fluide, niveau de pression anormal, cavitation.....	7	8
Paliers.....	12	10
Balourds, flexion d'arbre, désalignement.....	17	24
Accouplement, moteur, mauvais montage pompe.....	13	10

Cette étude diffère des précédentes en ce sens que la statistique ne porte pas sur le nombre des incidents, mais sur le coût qu'ils ont généré, tant en maintenance qu'en indisponibilité de l'installation.

Les coûts d'indisponibilité sont 1,6 fois supérieurs aux coûts de la maintenance et représentent la dépense principale (coût de l'indisponibilité 240 millions de FIM – monnaie finlandaise – par an, contre 150 millions de FIM par an pour la maintenance).

On notera qu'il n'y a pas de proportionnalité entre les dépenses de maintenance et les coûts d'immobilisation. La même notion ressort de plusieurs autres études et les coûts d'indisponibilité y sont toujours supérieurs aux coûts de la maintenance.

On remarquera que les joints sont encore responsables du plus grand coût de maintenance et du plus grand coût d'indisponibilité.

#### Industrie chimique et pharmaceutique

Ce qui suit est extrait d'une étude effectuée par Rhône-Poulenc et publiée dans la référence [5].

Les pompes représentent en moyenne 9 % d'un budget d'entretien, à l'intérieur d'une fourchette allant de 4 à 21 % selon les unités.

Selon une statistique portant sur plusieurs années, il y a un peu moins d'une intervention par pompe et par an (1 275 interventions en 1989 sur un parc de 1 698 pompes). Le coût moyen d'une intervention est de 13 kF.

Le **coût de maintenance moyen** annuel d'une pompe représente le 1/4 de son prix d'achat. En quatre ans, le coût de l'entretien est égal au coût de l'investissement ; cela est aussi lié au prix d'achat relativement faible des pompes, pour lesquelles l'investissement ne représente que 1,3 % de l'investissement total d'une unité de production.

Le coût de maintenance n'est pas réparti sur l'ensemble du parc :

- 20 % des pompes vont coûter 70 % de la maintenance et vont subir entre 2 et 10 interventions par an ;
- au contraire, 50 % des pompes ne subiront aucune intervention dans l'année.

Le **coût de l'indisponibilité** représente environ 1,2 fois le coût de la maintenance. Ce chiffre est à rapprocher de celui de l'enquête finlandaise qui donnait un coût d'indisponibilité égal à 1,6 fois celui de la maintenance.

Dans 75 % des cas on constate que la pompe a été arrêtée parce que l'étanchéité d'arbre a été détériorée ou fuit. Les 25 % de causes d'arrêt restants sont dus à une défaillance des roulements, puis à un perçage de volute, puis à un bouchage...

## Normalisation

### Normes françaises

#### (E) Normes traduites en anglais

#### Partie I – Vocabulaire

NF E 44-001	10-1979	Pompes hydrauliques. Classification. Termes et définitions. Lexique multilingue (E).
E 44-002	05-1982	Pompes hydrauliques. Coupes schématiques et nomenclatures des pompes centrifuges, hélicocentrifuges et hélices, et de leurs éléments. Lexique multilingue.

#### Partie II – Dimensions

NF E 44-111	04-1986	Pompes rotodynamiques. Pompes centrifuges monocellulaires, ISO PN 10, à aspiration axiale, à support sous corps de pompe, pour eau. Désignation, point de fonctionnement nominal, dimensions et tolérances.
NF E 44-111 - NF EN 733	08-1995	Révision de la norme d'avril 1986. Elle en diffère par au moins un aspect majeur ; elle ne concerne plus seulement les pompes pour eau.
NF E 44-121	04-1986	Pompes rotodynamiques. Pompes centrifuges monocellulaires, ISO PN 16, à aspiration axiale, à support sous corps de pompe. Désignation, point de fonctionnement nominal, dimensions et tolérances.
NF E 44-121 - NF EN 22858	06-1993	Révision de la norme d'avril 1986.
NF E 44-131	04-1986	Pompes rotodynamiques. Pompes centrifuges à aspiration axiale. Dimensions et tolérances relatives aux socles et à l'installation.
NF E 44-131 - NF EN 23661	12-1993	Révision dans le cadre européen de la norme publiée en avril 1986.
NF E 44-141	04-1986	Pompes rotodynamiques. Tolérances pour cotes sans indication de tolérances pour les pompes et les socles correspondants.
NF E 29-991	12-1986	Garnitures mécaniques d'étanchéité. Garnitures mécaniques simples. Dimensions principales de montage.

#### Partie III – Spécifications

NF E 44-052	06-1986	Pompes. Marquage.
NF E 44-150	03-1977	Pompes centrifuges. Feuilles de spécifications (E).
NF E 44-151 - NF EN 25199	01-1993	Pompes industrielles. Spécifications techniques pour pompes centrifuges. Classe II.
NF ISO 5199 - E 44-151	09-1986	Pompes industrielles. Spécifications techniques pour pompes centrifuges. Classe II.

A 32-072	11-1981	Spécifications générales applicables à la fabrication et au contrôle des pièces en acier moulé de toutes nuances destinées aux pompes, à la robinetterie et aux pièces similaires d'usage général (E).
E 44-155	10-1982	Pompes hydrauliques. Spécification des caractéristiques et des contrôles pour pièces moulées en fonte pour pompes hydrauliques (E).
E 44-156	10-1982	Pompes hydrauliques. Spécification des caractéristiques et des contrôles pour pièces moulées en fonte pour pompes hydrauliques (E).
E 44-157	09-1984	Pompes hydrauliques. Spécification des caractéristiques et des contrôles pour pièces moulées en cupro-aluminium.
E 44-158	09-1984	Pompes hydrauliques. Modèle de fiche technique d'approvisionnement de pièces moulées en bronze.
NF E 44-301	10-1984	Pompes pour liquides de coupe. Spécifications (E).
P 52-101	12-1982	Circulateurs de chauffage central. Spécifications techniques (E).
P 52-102	12-1982	Circulateurs de chauffage central. Prescriptions techniques d'installation et d'utilisation (E).

#### Partie IV – Essais

NF E 44-051	02-1985	Pompes. Pression d'essai hydraulique.
NF S 63-125	09-1990	Matériels de secours et de lutte contre l'incendie. Pompes centrifuges. Méthodes d'essai.
NF X 10-601	08-1974	Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélicoïdes. Code d'essais de réception. Classe C.
NF X 10-602	07-1977	Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et à hélice. Code d'essais de réception. Classe B (E).
NF X 10-603	07-1982	Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et à hélice. Code d'essais de fonctionnement hydraulique. Classe de précision A.

#### Partie V – Installation

NF E 44-145	11-1988	Pompes rotodynamiques. Forces et moments applicables aux brides. Pompes centrifuges et hélico-centrifuges à axe horizontal.
NF E 44-146	12-1988	Pompes rotodynamiques. Forces et moments applicables aux brides. Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices à axe vertical.

**POMPES ROTODYNAMIQUES**

NF E 44-190	05-1975	Pompes. Notice de montage et d'installation (E).
NF E 44-201	06-1984	Pompes. Prescriptions de raccordement par convergent et divergent (E).
E 44-202	07-1986	Pompes industrielles. Raccordements des tuyauteries d'aspiration et de refoulement. Prescription de conception.
NF E 44-221	07-1976	Pompes. Distance entre bouts d'arbres pour montage de l'accouplement (E).
NF E 44-290	10-1975	Pompes. Accouplements avec ou sans pièce d'espacement. But et montage (E).

**Partie VI – Sécurité. Hygiène**

E 44-091	10-1985	Pompes. Guides de conception pour le bon fonctionnement et la prévention des accidents.
E 44-092	10-1985	Pompes. Guide d'exploitation pour le bon fonctionnement et la prévention des accidents.
NF E 44-165	07-1990	Pompes industrielles. Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices. Niveau de vibrations mécaniques acceptable.
NF U 61-060	04-1994	Matériel agro-alimentaire. Pompes. Règles de construction pour assurer l'hygiène à l'utilisation.

**Normes européennes et ISO**

**Normes européennes publiées**

— élaborées par SC 4

EN 25199	01-1993	Technical specifications for centrifugal pumps. Class II (ISO/TC 115/SCI/WGL).
EN 22858	06-1993	End-suction centrifugal pumps (rating 16 bar). Designation, nominal duty point and dimensions (WI 1) (ISO/TC 115/SCI).
EN 23661	12-1993	End-suction centrifugal pumps. Base-plate and installation dimensions (WI 2).
EN 733	08-1995	End-suction centrifugal pumps PN 10 with bearing bracket. Designation, nominal duty point, main dimensions (WI 22).
EN 734	08-1995	Side channel pumps PN 40. Designation, nominal duty point, main dimensions (WI 23).
EN 735	08-1995	Centrifugal pumps and units. Overall dimensions. Tolerances (WI 24).

— déduites ou inspirées des British Standards

ISO 2548	1973	Centrifugal, mixed flow and axial pumps. Code for acceptance tests Class C.
ISO 2858	1975	End suction centrifugal pumps (16 bar). Designation, nominal duty point and dimensions.
ISO 3069	1974	End suction centrifugal pumps. Dimensions of cavities for mechanical seals and soft packing.
ISO 3354	1988	Measurement of fluid flow in closed conduits. Velocity area method, etc.
ISO 3555	1977	Centrifugal mixed flow and axial pumps; Code for acceptance tests. Class B.

ISO 9905	1994	Spécification technique pour pompes centrifuges. Classe 1.
ISO 9908	1993	Spécification technique pour pompes centrifuges. Classe 3.
ISO 5199	1986	Spécification technique pour pompes centrifuges. Classe 2.
ISO 3661	1977	End suction centrifugal pumps. Base plates and installation dimension.
ISO 5198	1987	Centrifugal, mixed flow and axial pumps. Code for hydraulic performance tests. Precision class.

**Normes européennes ISO/CEN, concernant les pompes rotodynamiques, en cours d'élaboration, dont la publication est prévue en 1997/1998**

Les valeurs alphanumériques entre [ ] correspondent à l'indice de classement dans la normalisation française. Celles qui sont en tête de ligne correspondent à la référence dans la normalisation ISO/CEN. **Les valeurs numériques entre ( ) correspondent à la date probable de publication.**

EN 809 ou [E44-090]	(09-1997)	Pompes et groupes motopompes pour liquides. Prescriptions communes de sécurité.
EN 12262 ou [E44-005]	(06-1998)	Pompes rotodynamiques. Documents techniques. Terminologie. Étendue de la fourniture, présentation.
EN ISO 5198 ou [E44-402]	(12-1997)	Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices. Codes d'essai des performances hydrauliques. Classe de précision. (06-1998)Essais hydrostatiques des pompes.
EN 12162 ou [E44 – 051]		
EN 12483 ou [E44 – 403]	(12-1998)	Essais de groupes de pompage entraînés par variateurs de vitesse.
EN ISO 9905 ou [E44 – 152]	(12-1998)	Spécifications techniques des pompes centrifuges. Classe 1.
EN ISO 9908 ou [E44 – 154]	(12-1998)	Spécifications techniques des pompes centrifuges. Classe 3
EN 1151 ou [P52–101]	(12-1997)	Circulateurs de puissance n'excédant pas 200 kW destinés au chauffage central, et à la distribution d'eau chaude sanitaire. Exigences. Essais. Marquage.
ISO/TC115	(06-1998)	Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices.
DIS 9906 ou [E44 – 401]		Code d'essai de réception. Classes industrielles 1 et 2.

**Normes étrangères**

**Normes américaines**

HIS Hydraulic Institute Standards : 14<sup>e</sup> Edition. 1983.  
 HIS Hydraulic Institute Test Standards 1988 : centrifugal pumps 1 – 6.  
 American Petroleum Institute :  
 API Standard 610 : 7<sup>e</sup> Edition Février 1989 Centrifugal pumps for general refinery services.

**Normes allemandes**

DIN 1944 Acceptance Tests on Centrifugal Pumps. 10-1968 (VDI Rules for centrifugal pumps).

**Normes internationales**

CEI 198 Code international concernant les essais de réception sur place des pompes d'accumulation. 1966.  
 CEI 497 Code international concernant les essais de réception sur modèle réduit des pompes d'accumulation. 1976.  
 Europump : NSPH. Importance. Méthodes de calcul. Méthodes et essai.1974.