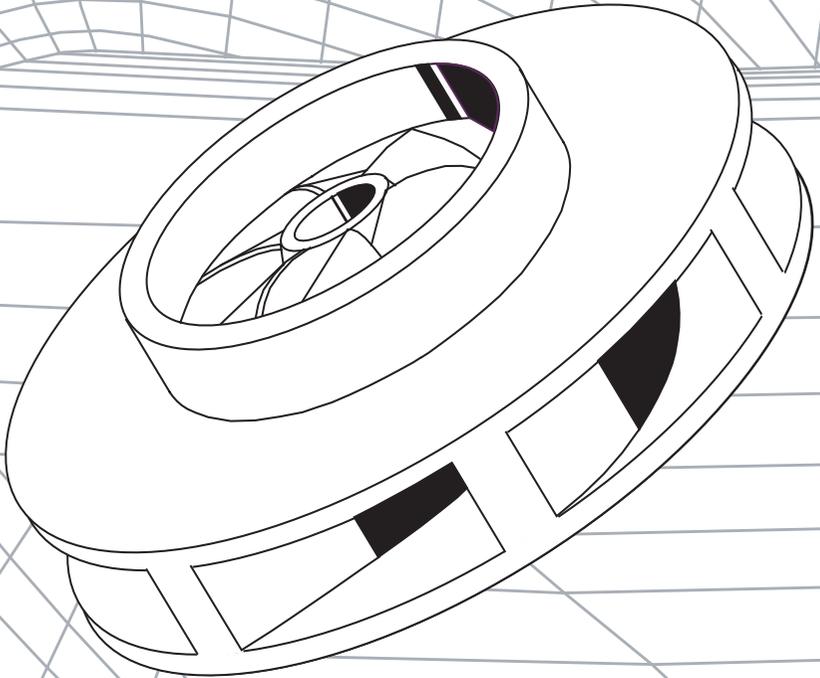




**Jean-Pierre FAYEULLE**

Auteur indépendant

# LES POMPES ROTODYNAMIQUES



**Principes et applications**



# Table des matières

<b>Chapitre 1</b>	<b>Classification des pompes</b>	<b>15</b>
	Turbomachines	15
	Pompes rotodynamiques	15
	Pompes centrifuges	15
	Lecture d'une courbe d'une pompe centrifuge	17
	Pompes volumétriques	18
	Tableau de classification par principes	19
<b>Chapitre 2</b>	<b>Théorie des pompes centrifuges</b>	<b>21</b>
	Théorème de Vashy-Buckingham	21
	Application aux turbomachines	29
	Relation débit hauteur	23
	Relation débit puissance	23
	Relation débit rendement	23
	Relation débit NPSH	24
	Vitesse spécifique (Ns)	24
	Formes des Roues en fonction du Ns	25
	Formes de la courbe de pompe en fonction du Ns	26
	Vitesse spécifique d'aspiration (Nss)	28
	Diamètre spécifique (Ds)	29
	Rendement théorique	30
<b>Chapitre 3</b>	<b>De la théorie à la pratique</b>	<b>33</b>
	Détermination théorique d'une pompe optimale	33
	Ns des pompes de série	36
	Ns théorique des pompes normalisées	36
	Ns réel des pompes normalisées	37
<b>Chapitre 4</b>	<b>Éléments constitutifs</b>	<b>39</b>
	Roue	39
	Corps	44
	Enveloppe de corps	47

## Table des matières

Pattes de fixation	48	
Plan de joint	49	
Arbre	50	
Dispositif d'équilibrage axial	51	
Étanchéité d'arbre	54	
Paliers et butées	65	
Châssis	67	
Transmission	67	
Motorisation	68	
<b>Chapitre 5</b>	<b>Types de pompes centrifuges par marché</b>	<b>71</b>
Marché "Grand public"	71	
Marché "Habitat collectif"	73	
Marché "Adduction d'eau potable"	77	
Marché "Assainissement"	80	
Marché "Protection incendie"	83	
Marché "Irrigation"	85	
Marché "Chantiers et travaux publics"	88	
Marché "Mines et carrières"	89	
Marché "Services généraux industriels"	92	
Marché "Process industriels"	96	
Marché "Extraction, transport et raffinage pétrolier"	99	
Marché "Cryogénie"	104	
Marché "Production d'énergie fossile"	105	
Marché "Production d'énergie nucléaire"	108	
Marché "Production d'énergie hydraulique"	109	
Marché "Dessalement d'eau de mer"	110	
Marché "Marine"	111	
Marché "Aérospacial"	111	
Marché "Process hygiéniques"	113	
Marché "OEM"	114	
<b>Chapitre 6</b>	<b>Autres pompes rotodynamiques</b>	<b>115</b>
Pompe à effet vortex	115	
Pompe à roue hélicoïdale	116	
Pompe à disques	116	

Pompe à tube de Pitot	117
Pompe régénérative périphérique	117
Pompe régénérative à canal latéral	118
Pompe à émission partielle ou de Barske	120
<b>Chapitre 7 La cavitation</b>	<b>123</b>
Pression absolue et pression relative	123
Expérience de Torricelli	124
Produits biphasiques	125
Les NPSH (Net Positive Suction Head)	125
Paramètre de Thoma	128
Forme des NPSH en fonction du $N_s$	129
Effets de la cavitation	130
Choix des matériaux en fonction du $N_s$	131
Cavitation avec liquides différents de l'eau	133
Pseudo-cavitation des produits biphasiques	134
<b>Chapitre 8 Débits minimum et maximum</b>	<b>137</b>
Débit minimum en fonction de la température	137
Débit minimum en fonction du NPSH	140
Débit minimum en fonction de la poussée axiale	140
Débit minimum en fonction de la poussée radiale	140
Débit minimum en fonction des vibrations	141
Débit minimum en fonction de la forme de la courbe	141
Débit minimum induit par la motorisation	141
Débit minimum en fonction de la charge du produit	141
Débit maximum en fonction du NPSH	142
Débit maximum en fonction de la poussée axiale	142
Débit maximum en fonction de la poussée radiale	142
Débit maximum en fonction des vibrations	143
Débit maximum en fonction de la vitesse à l'entrée	143
<b>Chapitre 9 La corrosion</b>	<b>145</b>
Corrosion globale	145
Corrosion en piqûres	146
Corrosion sous tension	146

## Table des matières

Corrosion intergranulaire	147
Corrosion en couteau	147
Corrosion électrolytique	147
Corrosion microbiologique	148
Métaux couramment utilisés pour les pièces moulées	149
Isocorrosion 0,1 mm /an de produits courants	152
<b>Chapitre 10 L'abrasion</b>	<b>159</b>
Matériaux mous	159
Matériaux durs	160
Association "dur sur mou"	160
Abrasion et corrosion combinées	161
Fretting	161
Protections contre l'abrasion	162
<b>Chapitre 11 Choix des matériaux</b>	<b>165</b>
Tables de corrosion : métaux, plastiques et élastomères	166-299
<b>Chapitre 12 La viscosité</b>	<b>301</b>
Viscosité dynamique ou absolue ( $\mu$ )	301
Viscosité cinématique ou relative ( $\nu$ )	301
Éléments faisant varier la viscosité	302
Taux de cisaillement	303
Fluide Newtonien	303
Fluide rhéofluidisant	303
Fluide rhéoépaississant	304
Fluide de Bingham	304
Fluide thixotropique	304
Fluide mixte	305
Pompage des fluides visqueux	305
Courbes avec liquide visqueux Newtonien	306
Courbes avec pâtes à papier	308
<b>Chapitre 13 Exigences qualitatives.</b>	<b>311</b>
Certificat d'assurance-qualité	311
Certificats hygiéniques	311

Agrément incendie	312
Certificat de conformité matière	312
Notes de calculs et d'études	313
Certificats de contrôles en cours de fabrication	313
Certificat d'épreuve hydrostatique	313
Certificat d'équilibrage	313
Tests hydrauliques sur banc d'essai en usine	314
Essais vibratoires sur banc de test	318
Essais sonores sur banc de test	318
String Test	319
Certificat ATEX	319
Certificat CE	319
Documentation contractuelle	319
Certificat de conformité à la commande	320
Essais sur site	320
Garanties spécifiques	320
<b>Chapitre 14 Installation des pompes</b>	<b>323</b>
Fondations	323
Conception des ouvrages d'aspiration	326
Raccordements de la pompe aux tuyauteries	331
Raccordement de la motorisation	335
Amorçage de l'installation	336
Régulation de pression	341
Premier démarrage	343
<b>Chapitre 15 Relations pompes - réseaux</b>	<b>345</b>
Hauteur géométrique	345
Pertes de charge	345
Pression dynamique différentielle	346
Hauteur manométrique totale	347
Courbe de réseau	347
Écoulement dans une conduite sans pompe	348
Écoulement dans une conduite avec pompe	349
Courbe de NPSH disponible	349
Piézométrie	350

## Table des matières

Détermination de la hauteur géométrique réelle	353
Réseaux complexes et maillés	355
Réseau à hauteur géométrique variable	356
Réseaux en série	357
Virtualisation d'une pompe	358
Réseaux en parallèle avec hauteurs égales	359
Réseaux en parallèle et hauteurs différentes	360
Réseaux en série avec réseaux en parallèle	361
Pompes identiques en série	362
Pompes différentes en série	363
Pompes identiques en parallèle	363
Pompes différentes en parallèle	364
Pompes en parallèles en différents points	366
Pompes en série en différents points	367
Réseaux complexes ou maillés et plusieurs pompes	367
<b>Chapitre 16 Utilisation des pompes dans les 4 quadrants</b>	<b>371</b>
Diagramme de Thoma et de Knapp	371
Collines de Suter	378
Pompes utilisées en turbine	380
Exemple de calcul	384
Applications	387
<b>Chapitre 17 Régimes transitoires</b>	<b>391</b>
Démarrage des pompes centrifuges	391
Démarrage d'une pompe sur réseau plein et $H_{géo} = 0$	392
Démarrage d'une pompe sur réseau plein et $H_{géo} > 0$	393
Démarrage d'une pompe sur réseau vide	394
Démarrage d'une pompe sur réseau de forte inertie	397
Formes du couple résistant au démarrage	399
Antibélier, qui fait quoi ?	400
Célérité	401
Coup de bélier par fermeture de vanne	402
Coup de bélier par arrêt de pompe	403
Protection par un réservoir d'air comprimé	404
Protection par un volant d'inertie	405

Protection par un ralentisseur électronique	406
Protection par une aspiration auxiliaire et des ventouses	406
Protection par une cheminée d'équilibre	407
Coup de clapet	407
Dévirage	409
Oscillation en masse	409
<b>Chapitre 18 Comportement vibratoire</b>	<b>411</b>
Causes mécaniques de vibration	412
Causes hydrauliques de vibration	412
Mesures brutes de vibration	413
Mesures spectrales	413
Mesures correctives	434
<b>Chapitre 19 Le coût réel des pompes</b>	<b>439</b>
Le LCC	439
Coût d'installation et de démarrage	440
Coût énergétique	441
Coût d'exploitation	441
Coût de maintenance	441
Coûts aléatoires	442
Coût de démantèlement.	442
Coût financier.	442
Comment diminuer le LCC ?	443
<b>Chapitre 20 Histoire des pompes</b>	<b>445</b>
De -200 à 2004	445-458
<b>Chapitre 21 Les constructeurs de pompes</b>	<b>459</b>
Le marché	459
Les 40 premiers constructeurs	460
Les constructeurs accessibles sur internet	476
<b>Références</b>	<b>491</b>

## CHAPITRE 1 - Classification des pompes

En conséquence, nous utiliserons, sauf précision contraire, le terme générique pompe centrifuge pour désigner à la fois :

- La pompe centrifuge ;
- La pompe semi-axiale (dite aussi hélico-centrifuge) ;
- La pompe axiale (dite aussi pompe hélice).

Une pompe centrifuge est un générateur de différentiel de hauteur exprimé en mètre de colonne de liquide.

Ce différentiel de hauteur, appelé HMT (Hauteur manométrique totale), génère un différentiel de pression qui est fonction de la masse volumique du produit pompé.

C'est le différentiel de hauteur qui génère le débit en fonction de la résistance du circuit auquel la pompe est raccordée.

C'est pour cela que le débit varie énormément en fonction de la hauteur.

C'est aussi pour cela que les courbes sont toujours exprimées sous la forme  $Q/H$  (H sous-entendant HMT et Q débit).

Une pompe centrifuge se cale systématiquement sur la hauteur à vaincre du circuit et fournit le débit correspondant à l'intersection entre la courbe de la pompe et la courbe du circuit résistant appelée courbe réseau.

C'est le principe de l'autorégulation.

L'étude et la connaissance du circuit résistant est aussi important que l'étude de la pompe.

*REMARQUE : Le calcul du circuit résistant, et donc des caractéristiques souhaitées de la pompe, est de la responsabilité du client et jamais d'un fournisseur de pompe. Une erreur courante consiste à surestimer la HMT nécessaire. La responsabilité d'un fournisseur s'arrête à proposer et fournir une pompe aux caractéristiques requises. En général, un fournisseur sérieux se posera toujours la question de savoir (au moins dans le cas de pompes de valeur importante) si le client a bien calculé ou sait bien calculer son circuit résistant. Oublier ceci risque de générer des problèmes de service après-vente. Cette règle est d'autant plus vraie que la vitesse spécifique (étudiée plus tard) et le débit augmentent. En cas de différend, un client pense toujours que c'est la pompe qui ne fonctionne pas, jamais que c'est lui qui a fait une erreur. Or, dans 90 % des problèmes de ce genre, il s'avère que c'est une erreur de calcul du circuit résistant ou une mauvaise définition du problème qui a amené le fournisseur à proposer une pompe inadaptée.*

## CHAPITRE 2 - Théorie des pompes centrifuges

$$f(H, D, Q, N, g, \eta, \rho) = 0$$

dont les grandeurs sont les suivantes :

Var	Description	Grandeur	Unités
H	Hauteur	L	m
D	Diamètre extérieur de la roue	L	m
Q	Débit	$L^3.T^{-1}$	$m^3.s^{-1}$
N	Vitesse de rotation	$T^{-1}$	$s^{-1}$
g	Accélération terrestre	$L.T^{-2}$	$m.s^{-2}$
$\eta$	Viscosité dynamique	$M.L^{-1}.T^{-1}$	$T.m^{-1}.s^{-1}$
$\rho$	Masse volumique	$M.L^{-3}$	$T.m^{-3}$

Il y a 3 grandeurs fondamentales utilisées :

La longueur L dont l'unité m est le mètre.

La masse M dont l'unité T est la tonne.

Le temps T dont l'unité s est la seconde.

Le nombre p est le nombre de variables, soit 7.

Le nombre q est le nombre de grandeurs fondamentales intervenantes, soit 3.

Il y donc  $p - q = 4$  paramètres ce qui permet d'écrire l'équation sous la forme :

$$F(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4) = 0$$

avec :

$$\Pi_1 = g.H.N^{-2}.D^{-2} \qquad \Pi_2 = Q.N^{-1}.D^{-3}$$

$$\Pi_3 = N.D^2.\mu^{-1}.\rho^{-1} \qquad \Pi_4 = N^2.D.g^{-1}$$

$\Pi_1$  et  $\Pi_2$  sont les nombres de Râteau appelés respectivement coefficient manométrique  $k_H$  et coefficient de débit  $k_Q$ .

$\Pi_3$  est un nombre de Reynolds. Son influence est négligeable pour les faibles viscosités, les fortes vitesses et les grandes dimensions, ce qui est le cas général pour les pompes centrifuges.

Ce n'est pas la bonne approche, comme vous vous en doutez.

Pour être compétitif, un constructeur doit avoir plusieurs tracés de Ns et plusieurs tailles de pompe pour chaque tracé de Ns.

## Détermination théorique d'une pompe optimale

Pour des caractéristiques données de débit et de hauteur, la vitesse de rotation maximale ne dépend, en théorie uniquement, que du NPSH disponible de l'installation.

En pratique, d'autres paramètres interviennent, comme l'abrasion, la résistance mécanique de la transmission, la vitesse périphérique admissible pour le matériau de la roue, et surtout la possibilité d'utiliser un entraînement peu coûteux.

La bonne approche est de commencer à faire un calcul théorique, en considérant que le  $N_{ss} = 180$  pour toutes pompes de plus de 30 m<sup>3</sup>/h. Pour des pompes de faibles dimensions, ce  $N_{ss}$  doit être réduit, par exemple  $N_{ss} = 100$  pour 10 m<sup>3</sup>/h.

Pour les débits  $Q > 500$  m<sup>3</sup>/h, il est bon de penser aux pompes à double ouïes, ce qui permet souvent de sélectionner une plus grande vitesse. Ne pas oublier que dans ce cas le débit à prendre en compte est le demi-débit.

Avec la formule du  $N_{ss}$

$$N_{ss} = N \cdot Q^{0,5} \cdot NPSH^{-0,75}$$

on peut trouver la vitesse maximale de rotation. Ensuite on réduira la vitesse pour l'adapter avec un entraînement peu onéreux.

*NOTA: N'oubliez pas que le débit doit être exprimé en m<sup>3</sup>/s ! Un programme comme Optipompe, réalisé par mes soins, permet de gagner du temps.*

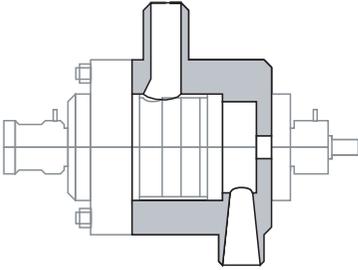
Exemple :

$Q = 100$  m<sup>3</sup>/h -  $H = 10$  m -  $NPSH_a = 5$  m

Convertir 100m<sup>3</sup>/h en m<sup>3</sup>/s, soit 0,2777 m<sup>3</sup>/s.

Prendre  $N_{ss} = 180$  et calculer N. La vitesse maximale de rotation est de 3611 t/mn.

## Barrel



Ne pas confondre avec la cuve de charge.

Cette technique est toujours associée avec des pompes multicellulaires à haute pression ayant des cellules avec diffuseurs séparés.

Les cellules sont enveloppées dans un barrel en acier forgé, ce qui évite de les soumettre à la pression totale. Les orifices d'aspiration et de refoulement font

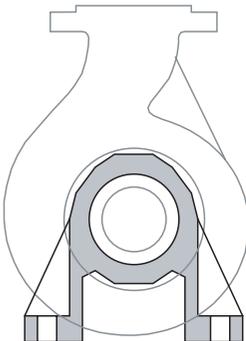
partie du barrel et n'ont généralement pas de brides. Ils sont soudés directement à la tuyauterie.

La partie interne s'extrait axialement comme une cartouche.

C'est une technologie très fiable utilisée pour le nucléaire ou les pompes à très haute pression (> 200 bars) utilisées dans la production énergétique.

## Pattes de fixation

### Pattes sous le palier

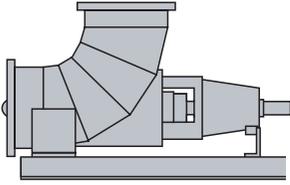


On retrouve cette disposition sur les pompes de conception ancienne, ainsi que sur les pompes à slurries.

Cette disposition garde tout son intérêt en cas d'entraînement par poulies et courroies.

Cette disposition autorise d'orienter le refoulement dans la direction souhaitée, mais il convient de faire attention au dégazage et à la possibilité de vidange.

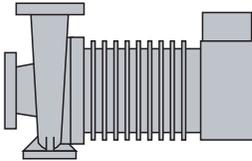
### Pompe horizontale à hélice en coude



La pompe horizontale à hélice en coude est utilisée comme circulateur sur les évaporateurs ou les process de cristallisation ainsi que dans le lavage des fumées et toutes applications à très faible hauteur avec un très grand débit.

$Q$  maxi = 25 000 m<sup>3</sup>/h - H maxi = 8 m.

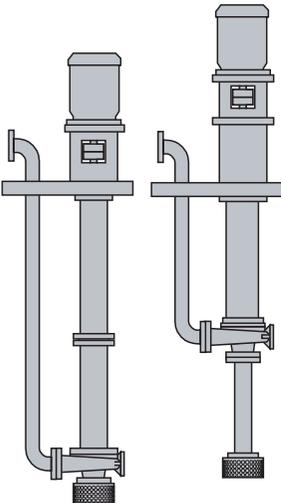
### Pompe à rotor noyé



La pompe à rotor noyé, aux raccordements de brides la plupart du temps suivant NFE 44121, est utilisée en substitution des pompes traditionnelles ou à entraînement magnétique pour les produits dont l'étanchéité est primordiale.

$Q$  maxi = 500 m<sup>3</sup>/h - H maxi = 150 m.

### Pompe verticale immergée



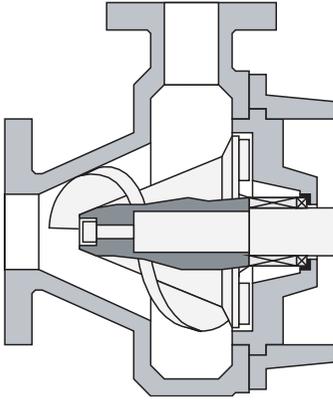
La pompe verticale immergée est le produit de la verticalisation de la pompe NFE 44121. Elle se décline en 2 variantes.

- La première est une construction à ligne d'arbre avec coussinets lubrifiés par le liquide pompé ou un fluide externe.
- La seconde est une construction, dite "Cantilever", dont l'arbre est en porte à faux et doit être de forte section.

Ces constructions permettent de s'affranchir de l'étanchéité d'arbre, mais compliquent l'accès à la pompe pour la maintenance.

$Q$  maxi = 500 m<sup>3</sup>/h - H maxi = 150 m.

## Pompe à roue hélicoïdale

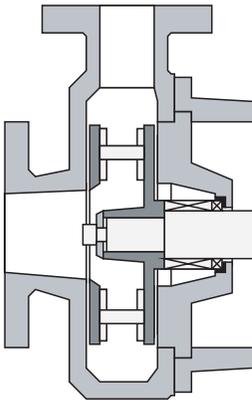


La roue est une vis conique le plus souvent à un filet, mais parfois à deux.

Avec un filet, la pompe à roue hélicoïdale a les mêmes usages que la pompe centrifuge à roue monocanal. Elle offre l'avantage de pouvoir rattraper l'usure en avançant la roue vers le corps et d'avoir un meilleur comportement avec les fluides visqueux. La roue, très lourde, augmente de manière conséquente le porte à faux et donc la charge radiale sur les paliers qui doivent être robustes.

Q maxi : 600 m<sup>3</sup>/h - H maxi: 60 m.

## Pompe à disques



Cette pompe a été inventée par Nikola Tesla. Deux ou trois disques reliés par des bras possèdent des nervures radiales sur leurs faces internes. Ce qui permet l'adhésion de la couche moléculaire. Il existe donc un gradient de vitesse, le liquide au milieu des disques tourne moins vite que le liquide collant aux disques. La pompe est très indépendante, question fonctionnement et le rendement d'autant meilleur que le fluide est visqueux.

C'est la seule pompe rotodynamique qui permet le pompage de produits vraiment

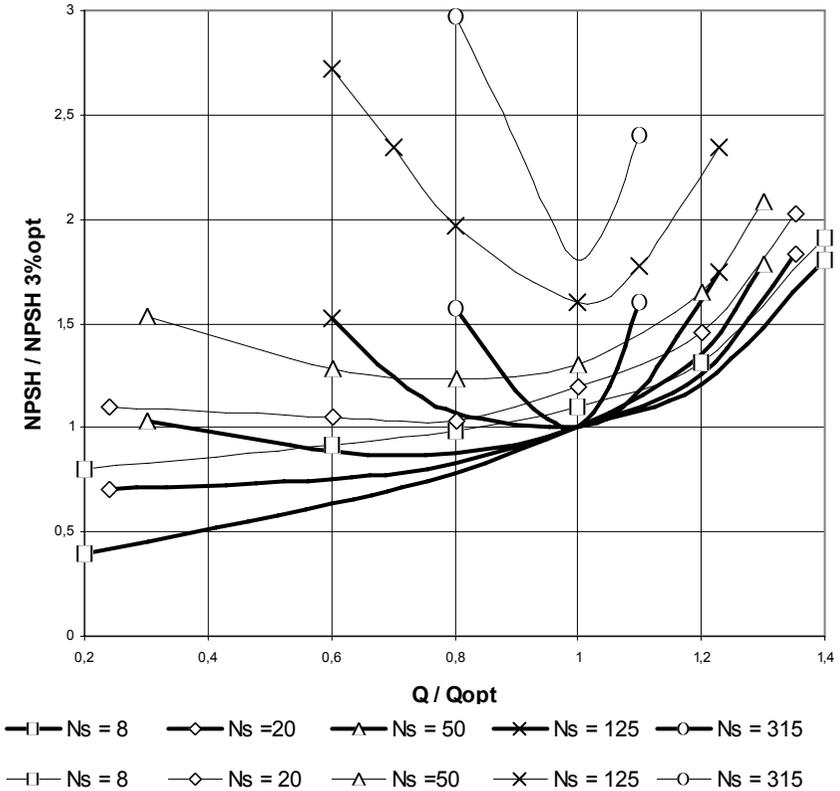
visqueux. Au-delà de 250 cSt, là où la pompe standard s'effondre, le rendement de la pompe à disque devient normalement meilleur que celui de la pompe centrifuge. Le fluide traverse la roue sans pratiquement la toucher, ce qui permet de ne pas abîmer les morceaux fragiles en suspension.

Q maxi : 600 m<sup>3</sup>/h - H maxi: 240 m.

## Forme des NPSH en fonction du $N_s$

Comme il vient d'être dit dans un précédent paragraphe, la forme des courbes de NPSH varie en fonction du  $N_s$ .

**NPSHr 3 % (trait fort) et 0% (trait fin) en fonction du  $N_s$**



Les  $N_s$  faibles ont une courbe continuellement ascendante et ne posent en général pas de problèmes.

Les  $N_s$  moyens, et surtout élevés, ont une forme de courbe de NPSH très creusée.

Certains produits présentent d'autres risques, comme la polymérisation, la séparation de phases, l'explosion, etc.

Le débit minimum d'une pompe est fonction de la nature du liquide pompé.

## **Débit minimum en fonction du NPSH**

Il est pratiquement impossible de faire des essais de NPSH au-dessous de 10 à 20 % du débit nominal. Que se passe-t-il dans la zone où la courbe de NPSH requis n'est pas définie ?

Cela dépend du type d'hydraulique utilisé.

Les hydrauliques de faible  $N_s$  génèrent une forte pression au refoulement qui engendre une recirculation importante. Pour les roues fermées, la recirculation, par la bague d'usure avant, va venir perturber la tranquillité de la veine liquide dans l'ouïe d'aspiration et altérer l'écoulement dans les aubages. Cette altération va provoquer une cavitation. Cet effet est moindre quand la roue est ouverte.

Les hydrauliques de fort  $N_s$  ont une courbe de NPSH en forme de U. Il est donc probable que la courbe de NPSH disponible vienne couper la courbe de NPSH requis en 2 points. Il est dangereux de travailler dans la zone où le NPSH requis est supérieur au NPSH disponible.

## **Débit minimum en fonction de la poussée axiale**

Le rotor ayant tendance à se "visser" dans le produit, la poussée axiale se fait en direction de l'aspiration. Cette poussée axiale est d'autant plus élevée que la pression délivrée par la roue est plus haute. Une poussée axiale trop élevée peut compromettre la durée de vie de la butée.

## **Débit minimum en fonction de la poussée radiale**

La poussée radiale est engendrée par la réaction du liquide entre corps et roue. Le type de corps aura donc une répercussion sur la valeur de la poussée radiale. Nous reviendrons sur ce point dans le chapitre dédié aux différents types de corps.

Un piège courant consiste à considérer que plus la concentration d'un produit augmente, plus l'effet de la corrosion est sensible. C'est une démarche fautive sur de nombreux produits, en particulier sur l'acide sulfurique.

La sélection d'un matériau vis-à-vis de la corrosion globale nécessite d'avoir la charte d'isocorrosion pour le produit et le matériau. Malheureusement, ces chartes sont rarement disponibles.

Les impuretés, même à très faibles doses, contenues dans le produit peuvent se présenter comme activateur ou inhibiteur de corrosion. Ces impuretés modifient de manière sensible les chartes d'isocorrosion.

Les procédés d'élaboration et les tolérances de composition des matériaux peuvent modifier de manière sensible les chartes d'isocorrosion.

La vitesse d'écoulement des produits sur les matériaux peut également modifier les chartes d'isocorrosion.

## **Corrosion en piqûres**

La corrosion en piqûres est caractérisée par des attaques en profondeur, localisées en certains points, généralement uniformément répartis, mais pouvant aussi être alignés en formant des crevasses (en particulier dans les zones cachées comme les faces de brides).

Ces formes de corrosion sont typiquement celles provoquées par les produits contenant des halogènes (chlore, fluor, brome et iode) sur les aciers inoxydables.

L'eau de mer est le produit le plus courant générant ce type de corrosion.

La résistance à la corrosion en piqûres d'un acier inoxydable est proportionnelle à une valeur, dite PREN, calculée comme suit :

$$\text{PREN} = \%Cr + (3.3 \times \%Mo) + (16 \times \%N)$$

La valeur du PREN s'étend de 18 à 60. Plus grand est le PREN, plus grande sera la résistance à la corrosion par piqûres et par crevasses.

On considère qu'un PREN de 32 procure une bonne résistance à l'eau de mer.

La technique des coquilles fonctionne le mieux, techniquement et économiquement, pour des particules de taille faible à moyenne (0,1 à 10 mm). Quand les particules sont plus fines, les résultats sont moins satisfaisants, car l'énergie d'impact n'est pas suffisante pour mettre à profit la déformation de l'élastomère. Quand les particules sont plus grosses, l'énergie risque d'être excessive et de provoquer l'arrachement de l'élastomère, par extrusion ou par dépassement de sa limite élastique.

La technique du revêtement est plus restrictive en raison de la minceur de la couche.

## **Matériaux durs**

Il est bien compréhensif que le degré d'abrasion soit lié à la différence de dureté entre l'abrasif et le matériau abrasé.

Les matériaux durs, employés pour les corps et roues des pompes, sont souvent des fontes alliées au chrome qui présentent une dureté minimum de 500 HB après traitement thermique.

Un compromis judicieux doit être établi entre dureté et résilience, car l'augmentation excessive de la dureté provoque une augmentation de la fragilité.

Les matériaux durs, employés pour les zones de frottement ou les zones à faible jeu, sont les céramiques, oxydes de chrome ou de zirconium, carbures de silicium ou de tungstène, etc. Ces matériaux sont employés à l'état massif pour les pièces de faibles dimensions. Ces matériaux sont également employés sous forme de revêtement obtenu par projection plasma ou projection hypersonique, sous réserve que les zones à protéger soient accessibles aux torches de projection.

## **Association “dur sur mou”**

L'association d'un matériau dur contre un matériau mou donne généralement d'excellents résultats. Il n'est pas rare que ce soit le matériau dur qui se dégrade le premier, dans ce cas.

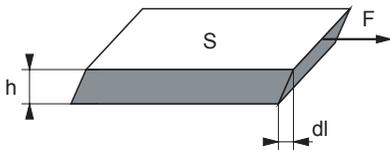


## Eléments faisant varier la viscosité

Plusieurs paramètres peuvent faire évoluer la viscosité.

- La pression intervient très faiblement dans la viscosité des liquides dans la plage de pression utilisée par les pompes (0 à 400 bars).
- La température est un paramètre très important. La viscosité décroît toujours avec la température, mais la variation de viscosité n'est pas forcément proportionnelle à la température. La viscosité peut varier beaucoup avec la température (de l'ordre de 0,5 à 10 % par °C !). Pour les liquides purs comme l'eau, l'huile, l'alcool, etc.), on montre qu'elle suit une loi exponentielle croissante.
- Le taux et le temps de cisaillement le cas échéant. Nous étudierons ce point important ci-dessous.

## Taux de cisaillement



Soit un fluide donné, situé entre deux plaques de surface  $S$ , distantes de  $h$ . En un temps  $dt$  la plaque supérieure se déplace de la distance  $dl$  grâce à la force  $F$ .

La vitesse de déplacement  $V$  est donc égale à  $dl/dt$ .

On appelle contrainte de cisaillement la valeur  $\sigma = F / S$ .

L'unité est le  $N/m^2$  soit le Pascal

On appelle taux de cisaillement la valeur  $\lambda = v / h$ .

L'unité est curieusement le  $s^{-1}$ .

La viscosité est le rapport  $\mu = \rho / \lambda$ .

L'unité est le  $N/m^2$  soit le Pascal

Le taux de cisaillement est une donnée capitale pour l'évolution de la viscosité de certains fluides, car le rapport  $\rho / \lambda$  (donc la viscosité) peut évoluer ou non en fonction de  $\lambda$ . La viscosité est donc représentée par la pente en un point de la courbe des rhéogrammes ci-contre.

Dans la majorité des cas, les petites roues sont équilibrées statiquement, les plus grosses dynamiquement.

Certaines roues, par exemple monocanal, sont volontairement équilibrées avec un balourd résiduel et orienté. Ce balourd sera équilibré en marche par la réaction du fluide pompé.

Une exigence particulière d'équilibrage doit préciser la classe d'équilibrage, le mode d'équilibrage (statique ou dynamique), et les pièces à équilibrer (roue(s) ou rotor complet assemblé). Le certificat d'équilibrage n'est pas fourni normalement, mais peut être fourni sur demande express.

### Tests hydrauliques sur banc d'essai en usine

À l'exception de certaines pompes cryogéniques, les essais de fonctionnement des pompes centrifuges sont effectués avec de l'eau claire désaérée, à température ambiante, avec le moteur de la plateforme d'essai.

Si le produit pompé en réalité a des caractéristiques de densité et viscosité différentes de celle de l'eau, les mesures ne sont pas le reflet de la réalité. Les caractéristiques en produit sont extrapolées par calcul uniquement.

Les essais sont couramment réalisés suivant quatre normes différentes, qui répondent à une logique différente : ISO, DIN, API et HI.

#### DIN 1944

Les essais se font à vitesse nominale, avec une tolérance de mesure de 0.5%. Cette norme fait intervenir la pente de la courbe exprimée par la formule  $s = (Q_n/H_n) \cdot (dH/dQ)$  au point nominal garanti.

Si  $s > 0.2$ , tolérances sur le débit à hauteur garantie.

Classe I :  $\pm 5\%$  - Classe II :  $-5\%$ ;  $+10\%$  - Classe III :  $-5\%$ ;  $+15\%$  .

Si  $s \leq 0.2$ , tolérances sur la hauteur à débit garanti.

Classe I :  $\pm 1\%$  - Classe II :  $-1\%$ ;  $+2\%$  - Classe III :  $-1\%$ ;  $+3\%$ .

Pour la classe I et II, le rendement doit être au moins égal à la valeur garantie.

Pour la classe III, il n'y a pas de garantie de rendement.

Cette remarque est également valable pour les pompes auto-amorçantes si elles ne sont pas capables de refouler l'air sous forte pression. On peut également faire un piquage d'évacuation d'air avant le clapet.

Il est fortement déconseillé d'installer un clapet au refoulement si un clapet d'aspiration est présent. Ce montage en série risque de provoquer des phénomènes transitoires. Pour plus d'informations, veuillez vous référer à ce chapitre.

### **Prises de pression**

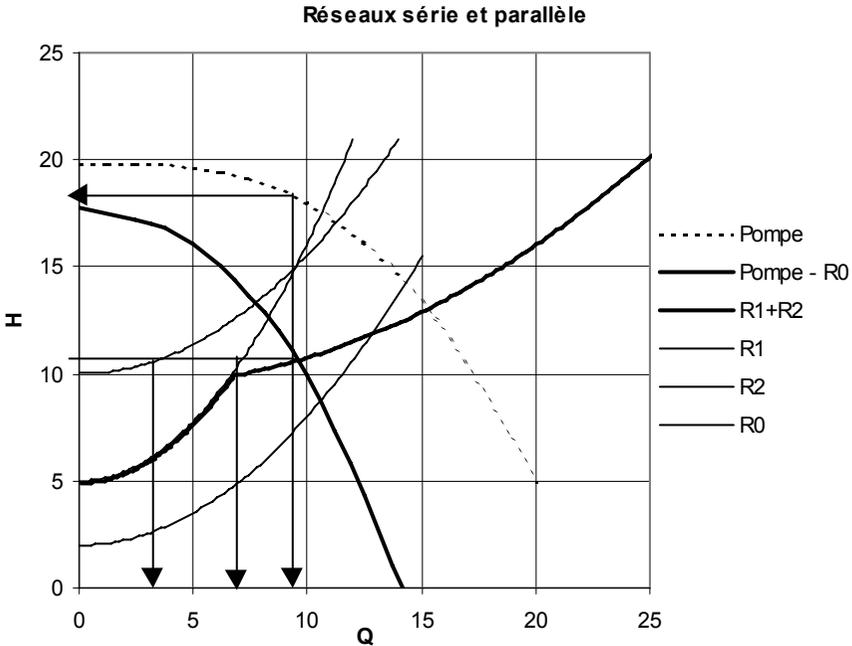
Il est conseillé de prévoir des prises de pression sur la tuyauterie en amont et en aval des pompes. Ce point est souvent oublié. Comment alors vérifier les caractéristiques des pompes ?

### **Contraintes sur les brides**

N'oubliez pas d'enlever les opercules obturant l'aspiration et le refoulement pour le transport. Eh ! oui, ça arrive. Ce sont les tuyauteries qui doivent être amenées à la pompe et non la pompe aux tuyauteries. Les constructeurs fournissent des diagrammes de forces et moments acceptables sur les brides. Les données de ces diagrammes sont pratiquement impossibles à vérifier, car il est difficile de mesurer des forces et des moments. En pratique, voici comment procéder :

- Avant de procéder à l'accostage de la tuyauterie, démonter le protège-accouplement, démonter le spacer éventuel de l'accouplement. S'il n'y a pas de spacer, reculer le moteur.
- Installer au moins un comparateur sur le bout d'arbre. Régler le (s) comparateur (s) à zéro.
- Réaliser l'accostage et brider les tuyauteries sur la pompe.
- Mesurer le déplacement d des comparateurs.
- En fonction du diamètre d'arbre D de la pompe, calculer  $D/d$ . Cette valeur doit être supérieure à 160. Sinon, corriger l'accostage de la tuyauterie.

- Calculer la pompe virtuelle correspondant à la pompe réelle moins le réseau R0, placé entre la pompe réelle et la pompe virtuelle.
- Déterminer le débit total et la ligne de hauteur.
- Déterminer la hauteur de la pompe sur la courbe pompe réelle.
- Déterminer le débit de chaque branche R1 et R2.



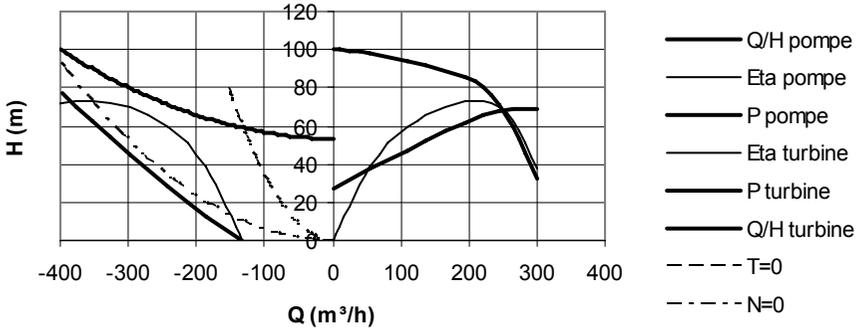
### Pompes identiques en série

Les pompes en série sont très fréquemment utilisées, sans s'en rendre compte, en tant que pompe multicellulaire. Sinon le montage en série pur de 2 pompes est assez rare.

**Pour un débit donné, les hauteurs des pompes s'additionnent.**

Ceci est valable, que les pompes soient identiques ou non. La seule précaution à prendre est de débiter moins que le débit de la pompe de plus faible débit.

Le rendement calculé, il est très facile de calculer la puissance  $P_t = Q_t \times H_t \times \text{ETA}_t$ .

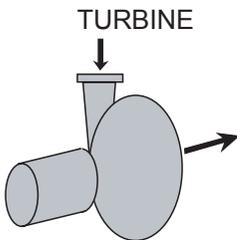


## Applications

Une turbine est une machine chère, car de fabrication unitaire. Les pompes sont, pour la plupart, fabriquées en série ou demi-série. L'utilisation de pompe en turbine est donc une alternative intéressante à la turbine réelle.

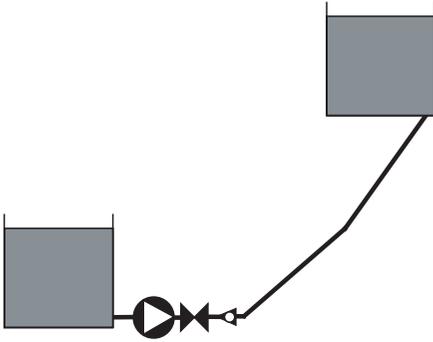
Pour utiliser une pompe en turbine, il vaut faire des modifications mineures à la pompe, comme le blocage de l'écrou d'arbre de pompe et généralement le renforcement des roulements.

### Pompe en turbine couplée à une génératrice



La pompe est couplée à un alternateur via un accouplement. Le refoulement de la pompe est connecté à la chute de fluide, généralement de l'eau, à travers une conduite forcée. Dans certains cas, un moteur asynchrone utilisé en générateur est utilisé. C'est principalement le cas des pompes submersibles installées en tube et utilisées en turbine. Dans ce cas, le rejet de fluide se fait via un aspirateur calculé pour assurer une charge minimale sur l'entrée des aubes.

## Coup de bélier par arrêt de pompe



En régime établi, le débit est  $Q_{vo}$ . Au temps  $t=0$ , le moteur de la pompe disjoncte.

Analysons ce qui se passe :

L'eau poursuit son ascension, mais la conduite n'est plus alimentée, il va donc se produire, à partir de la pompe, une dépression. De tranche en tranche, l'eau se déprime et la conduite se contracte succes-

sivement par diminution élastique de son diamètre. L'onde de dépression se propage jusqu'au réservoir à la célérité  $a$ . Le temps mis par cette onde pour l'atteindre est  $L/a$ . Au bout de ce temps, la conduite est totalement en dépression et l'eau est immobile.

La conduite étant déformée dans les limites élastiques, elle reprend son diamètre initial. À partir du réservoir, les tranches successives de conduite se décontractent, si bien que l'eau peut redescendre dans la conduite et au bout du temps  $L/a$ , c'est-à-dire  $2L/a$  depuis l'origine, toute l'eau est redescendue, mais va se trouver arrêtée par le clapet antiretour, s'il a eu le temps de se refermer.

La première tranche de fluide en contact avec le clapet va être comprimée par les tranches suivantes provoquant une dilatation de la conduite. Une onde de pression va parcourir la conduite dans le sens pompe vers réservoir. Au bout du temps  $L/a$ , c'est-à-dire  $3L/a$  depuis l'origine, toute la conduite est dilatée avec l'eau immobile et sous pression.

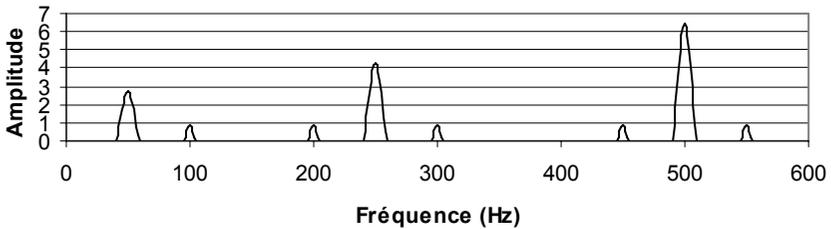
L'élasticité permet à la conduite de reprendre, de proche en proche du réservoir à la pompe, son diamètre initial. Au bout du temps  $L/a$ , c'est-à-dire  $4L/a$  depuis l'origine, nous nous trouvons dans la même situation qu'au moment de la disjonction du moteur de la pompe.

Le phénomène se reproduirait indéfiniment s'il n'était pas amorti par les pertes de charge.

Parfois, il arrive que le BPF (ou ses harmoniques) coïncide avec la fréquence naturelle du système, ce qui peut causer de grosses vibrations.

Des valeurs excessives de BPF peuvent être causées par des coudes abrupts dans la tuyauterie, des rétrécissements ou des obstructions qui perturbent le flux.

**Fréquence de passage des aubes (ici avec 5 aubes)**

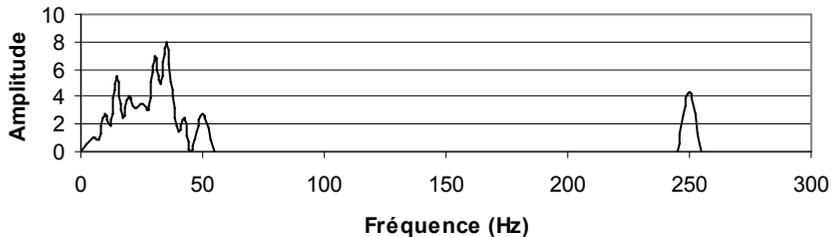


**Turbulence du flux**

La turbulence de flux se produit en cas de variation excessive de vitesse à la sortie, mais surtout à l'entrée de la pompe.

La turbulence se caractérise par une fréquence faible et aléatoire de vibration, généralement dans la gamme 1 à 35 Hz.

**Turbulence de flux aléatoire**



**Cavitation**

La cavitation induit normalement une fréquence élevée et aléatoire de vibration, parfois superposée aux harmoniques du BPF, dont l'amplitude est proportionnelle au degré de cavitation.

## **Coûts aléatoires**

### **Risque d'arrêt de production**

L'arrêt de production peut sans doute représenter le coût le plus élevé s'il survient.

Il faut évaluer ce risque avec soin, et prévoir le cas échéant une pompe de secours prête à démarrer. Dans les cas extrêmes, il faut prévoir une pompe de secours installée en parallèle, prête à démarrer, et une pompe de réserve en magasin.

Cela augmente le coût d'acquisition, mais garantit l'absence totale d'arrêt de production.

C'est à l'utilisateur d'évaluer ce risque qui peut lui coûter très cher.

### **Risque environnemental**

La pollution du sol, de l'air ou de l'eau doit être évitée à tout prix, en particulier si le produit pompé est un polluant sévère. Il faut évaluer ce risque avec soin.

Ce risque est particulièrement important si la pompe transporte un fluide dangereux ou toxique, mais aussi si la pompe alimente un circuit critique de refroidissement (nucléaire, réacteurs, etc.)

En France, la DRIRE veille particulièrement sur ce point. Le non-respect des exigences environnementales peut conduire à des sanctions financières, voire pénales, sévères.

### **Coût de démantèlement**

Le coût de démontage, ferrailage et de remise en état du site doit être prévu.

### **Coût financier**

Ce coût est représenté par les intérêts liés à d'éventuels prêts, ainsi que par l'inflation.

*CHAPITRE 20 - Histoire des pompes*

- 1898** Auguste Rateau modélise les pompes, les turbines et les compresseurs centrifuges.  
Yeomans Pump est créé aux USA.
- 1899** Robert Blackmer invente la pompe rotative à palettes actuelle.
- 1901** Stenberg, futur Flygt, est créé en Suède.
- 1903** Premières pompes centrifuges chez KSB.  
Blackmer est créé aux USA.
- 1904** Jeans Nielsen, danois expatrié aux USA, construit la première pompe à engrenage interne.
- 1905** Leistriz est créé en Allemagne.
- 1906** Stuart Turner Ltd est créé.
- 1907** Au Japon, Mitsubishi Heavy Industries produit sa première pompe.
- 1909** Fristam Pumpen est créé.  
Ernst Vogel est créé.  
Ingersoll Rand achète l'activité pompe à vapeur à Cameron.  
Nikola Tesla invente la pompe à disques.
- 1910** Dickow Pumpen est créé.  
Hitachi est créé au Japon.
- 1911** Viking Pump est créé sous l'impulsion de Nielsen.
- 1912** Ebara Corporation est créé au Japon.
- 1913** L.Dumont écrit Les Pompes Centrifuges.
- 1915** Worthington Pump Machinery achète Worthington Simpson Ltd.

Viking  
Warren Rupp  
Wright Pump

**Pentair Inc (USA)**

CA 2002 : 2580 M\$ soit 2209 M€ dont pompes 342 M€.

Effectif : 11 700

Pentair est un fabricant d'équipement diversifié dans trois domaines :  
L'outillage, les technologies de l'eau et les systèmes de fermeture.

Marques ou anciennes marques des pompes :

Aurora  
Fairbanks Morse  
Hydromatic  
Layne & Boyler  
Verti-Line  
Myers  
TwinPumps

**Cardo AB (Suède)**

CA 2002 : 10 376 MSEK soit 1 149 M€ dont pompes 334 M€

Effectif : 7 850

Cardo est le numéro un européen des portes industrielles et des portes de garage individuel. L'autre activité de Cardo est le métier des pompes via Cardo Pump qui n'est autre qu'ABS.

Marques ou anciennes marques des pompes :

Lefi  
ABS  
Pumpex  
JMW  
Scanpump

**Wicor Industries Inc (USA)**

CA 01/2003 : 570 M\$ soit 488 M€ dont pompes 260 M€.

Effectif : 2900 personnes