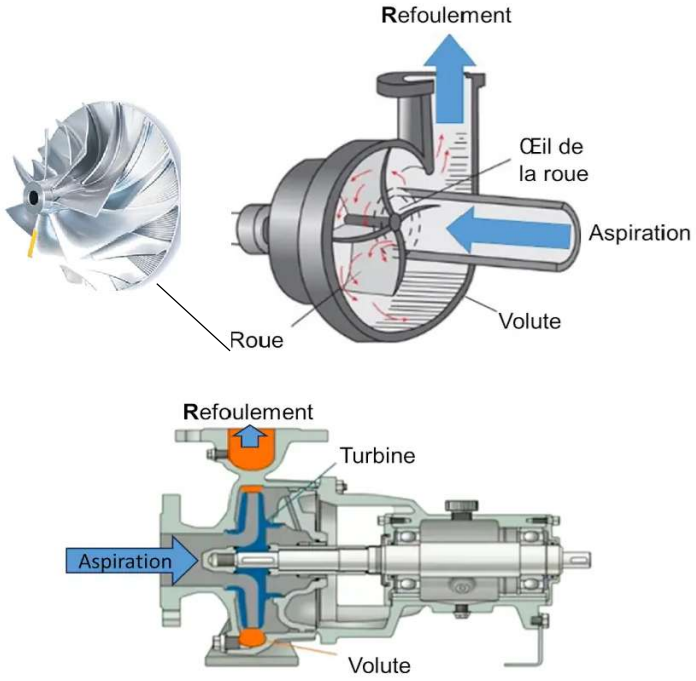
Pompes roto-dynamiques

Une pompe roto-dynamique communique de l'énergie au fluide par une roue en rotation. La pompe centrifuge constitue la famille la plus utilisée pour les liquides peu visqueux et les débits continus.



Pompes centrifuges

Le liquide entre dans l'œil de la roue. Les aubages accélèrent le fluide et lui transmettent un moment cinétique. La volute ou le diffuseur ralentit l'écoulement et convertit une partie de la vitesse en pression.

Équation d'Euler pour les turbomachines :

$$H_{th} = (u_2 C_{u2} - u_1 C_{u1}) / g$$

Avec :

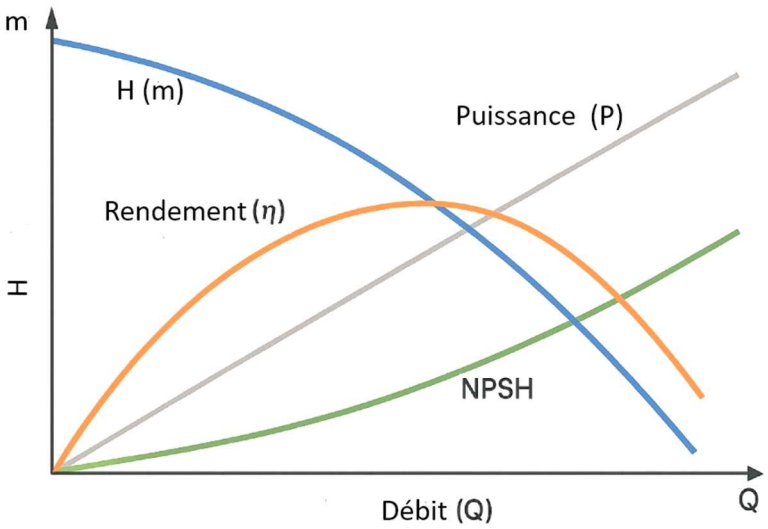
- H_{th} : Hauteur théorique de refoulement.
- u : vitesse périphérique de la roue.
- C_u : composante tangentielle de la vitesse absolue.

La hauteur réelle est inférieure à la hauteur théorique en raison des pertes hydrauliques.

1 Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge

Le constructeur établit les courbes à une vitesse, un diamètre de roue et un fluide définis.

Courbe	Evolution habituelle
H = f(Q)	La hauteur décroit lorsque Q augmente
η = f(Q)	Passe par un maximum avant de décroitre
P = f(Q)	Le plus souvent croissante avec le débit
NPSH = f(Q)	Croissante avec le débit

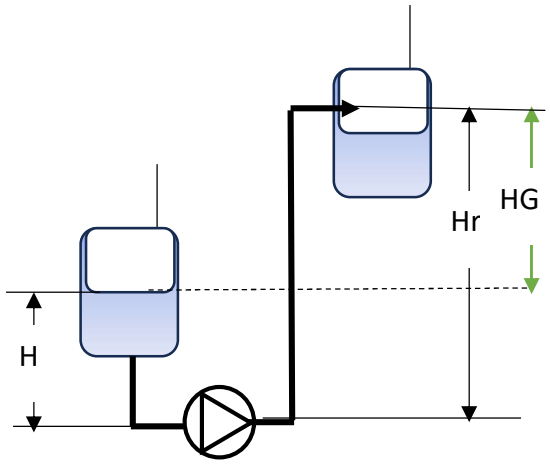


Courbes caractéristiques des pompes centrifuges

Le terme NPSH signifie « Net Positive Suction Head », traduit en français par « hauteur d'aspiration nette positive« . Cette valeur s'exprime en mètres de colonne de liquide (mCL) et représente la différence entre la pression absolue totale du liquide à l'entrée de la pompe et sa pression de vapeur saturante.
Le NPSH quantifie l'énergie que le liquide possède à l'entrée de la pompe pour circuler depuis le réservoir d'aspiration jusqu'à la roue, tout en garantissant qu'il reste à l'état liquide.
Lorsque la pression absolue d'un liquide descend en dessous de sa pression de vapeur saturante, celui-ci se vaporise, créant des bulles destructrices dans votre pompe.

2 Courbe du réseau et point de fonctionnement

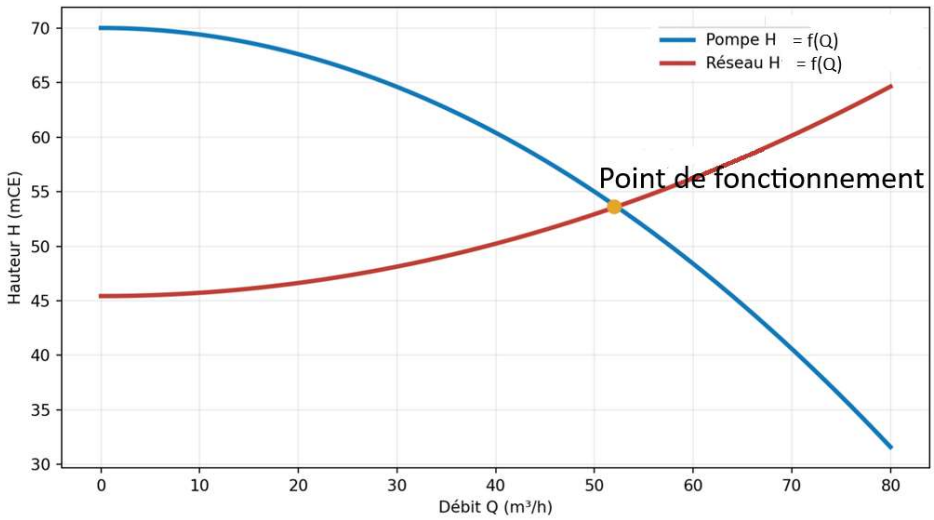
La courbe du réseau additionne la hauteur géométrique et les pertes de charge. Pour un réseau donné, les pertes varient approximativement avec le carré du débit en régime turbulent



$$H_{réseau}(Q) = H_{Géométrique} + KQ^2$$

K : Coefficient de perte de charge pour le circuit.

Hauteur d'un réseau



Courbe de réseau et point de fonctionnement

Le point de fonctionnement correspond à l'intersection entre la courbe de réseau et la courbe Htmt de la pompe.
Une vanne, une variation de vitesse ou une modification du diamètre déplace ce point.

3 Hauteur manométrique totale

Entre les surfaces libres amont et aval, la pompe doit compenser la différence d'altitude, la différence de pression et les pertes de charge.

$$\mathbf{HMT} = \mathbf{\Delta z} + \frac{\mathbf{\Delta p}}{\boldsymbol{\rho} \times \mathbf{g}} + \frac{\Delta \mathbf{V^2}}{\mathbf{2} \times \mathbf{g}} + \mathbf{h_{régulières}} + \mathbf{h_{singulières}}$$

Termes	Signification	Unité
Δz	Différence d'altitude entre les points de référence	m
$\frac{\Delta p}{\rho \times g}$	Pression de fonctionnement	mCE
$\frac{\Delta V^2}{2 \times g}$	Variation de charge due à la cinétique	m
$h_{régulières}$	Pertes de charge dans les conduites	mCE
$h_{singulières}$	Pertes de charge dans les coudes, vannes, clapets, entrées et sorties	mCE

4 Puissance et rendement

$$\mathbf{P_{hyd}} = \boldsymbol{\rho} \times \mathbf{g} \times \mathbf{H} \times \mathbf{Q}$$

$$\mathbf{P_{mécanique}} = \mathbf{P_{hyd}} / \eta_{\mathbf{pompe}}$$

$$\mathbf{P_{élec}} = \mathbf{P_{hyd}} / (\eta_{\mathbf{pompe}} \times \eta_{\mathbf{moteur}})$$

Rendement	Pertes associées
Hydraulique	Frottements, incidence et recirculations dans la roue et la volute
Volumétrique	Fuites internes entre zones haute et basse pression
Mécanique	Paliers et garnitures
Moteur	Pertes électriques, magnétiques et mécaniques

Le moteur doit couvrir le point le plus exigeant de la plage prévue, avec une marge adaptée au démarrage et aux variations du réseau.

5 NPSH et cavitation

La pression absolue à l'entrée de la pompe doit rester suffisamment supérieure à la pression de vapeur du liquide.

$$\mathbf{NPSH_a} = \frac{\mathbf{p_{surface,abs}}}{\boldsymbol{\rho \times g}} + \left(\mathbf{Z_{surface}} - \mathbf{z_{pompe}}\right) - \frac{\mathbf{p_v}}{\boldsymbol{\rho \times g}} - \boldsymbol{h}$$

Avec h les pertes de charge en mCe

$$\mathbf{NPSH_a > NPSH_r + marge}$$

Symptômes	Diagnostique
Bruit de graviers	Implosion de bulles dans les zones de pression croissante
Vibrations	Écoulement instable
Baisse de H et de Q	Dégradation des performances
Piqûres sur la roue	Érosion par cavitation

Réduire la hauteur d'aspiration, augmenter le diamètre d'aspiration, diminuer la température ou abaisser la pompe augmente le NPSH disponible

6 Lois de similitude

Pour une même pompe et un diamètre de roue inchangé, une variation de vitesse de la roue (n) modifie les performances

selon les lois suivantes :

$$\mathbf{Q/Q = n/n}$$
$$\mathbf{H/H = (n/n)^2}$$
$$\mathbf{P/P = (n/n)^3}$$

Une réduction de 20 % de la vitesse donne environ 20 % de débit en moins, 36 % de hauteur en moins et 49 % de puissance en moins. La variation de vitesse offre donc un fort potentiel d'économie quand la demande varie.

Une pompe centrifuge possède les caractéristiques suivante :

Q = 52 $m^3 h^{-1,}$ H= 54 mCE et P = 10,5 kW

En exemple donnons les nouveaux débit, hauteur et puissance lorsque la vitesse d'une pompe passe de 1 500 à 1 200 tr/min.

Q = 1200/1500 × 52 = 41,6 $m^3 h^{-1}$.

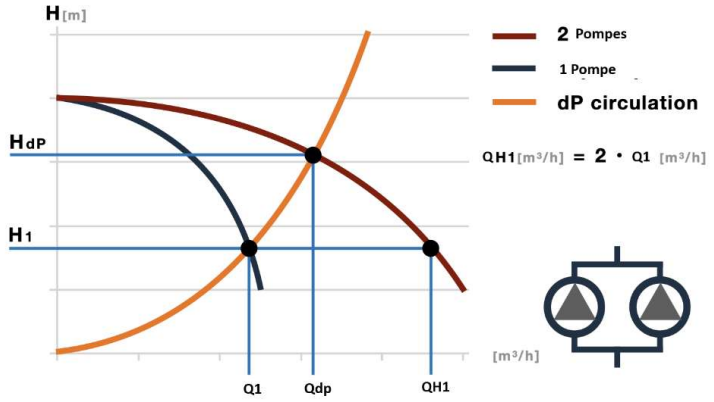
H = $(1200/1500)^2$ × 54 = 34,56 mCE.

P = $(1200/1500)^3$ × 10,5 = 5,376 kW.

7 Pompes en série et en parallèle

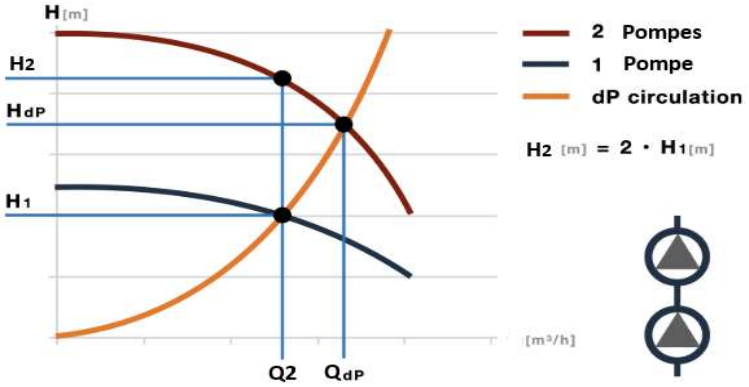
Le raccordement en parallèle de deux pompes identiques entraîne un débit doublé, tandis que la Hmt reste la même qu'avec une seule pompe.

Pour éviter les retours d'écoulement il est recommandé de choisir des pompes avec des caractéristiques similaires.



Courbe de fonctionnement de deux pompes en parallèle

Le raccordement en série de deux pompes avec les mêmes caractéristiques permet de créer un mode avec une pression doublée, tout en conservant le même débit [m³/h] fourni par une seule pompe.



Courbe de fonctionnement de deux pompes en série

Une pompe multicellulaire réalise un montage hydraulique en série de plusieurs roues dans un même corps.



Pompe multicellulaire

Étude de cas

Une pompe centrifuge montée en aspiration transfère de l'eau à 20 °C depuis une bâche ouverte vers un réservoir de procédé sous 2 bar relatifs.

Paramètre	Valeur
Débit demandé	50 m³/h
Hauteur d'aspiration	3,0 m
Hauteur de refoulement	22,0 m
Conduite d'aspiration	18 m, diamètre intérieur 100
Conduite de refoulement	220 m, diamètre intérieur 100
Rugosité acier commercial	0,045 mm
Pertes singulières estimées	K aspiration = 2 K refoulement = 6
Rendement total de la chaine cinématique	75,5 %

Section de passage de la tuyauterie :

$$\boldsymbol{A = \frac{\pi \times D^2}{4}} \quad \rightarrow \quad A = \frac{3{,}14 \times 0{,}1^2}{4} = 0{,}00785\ m^2$$

Vitesse de passage dans la tuyauterie :

$$\boldsymbol{V = \frac{Q}{A}} \quad \rightarrow \quad V = \frac{50}{3600 \times 0{,}00785} \approx 1{,}77\ ms^{-1}$$

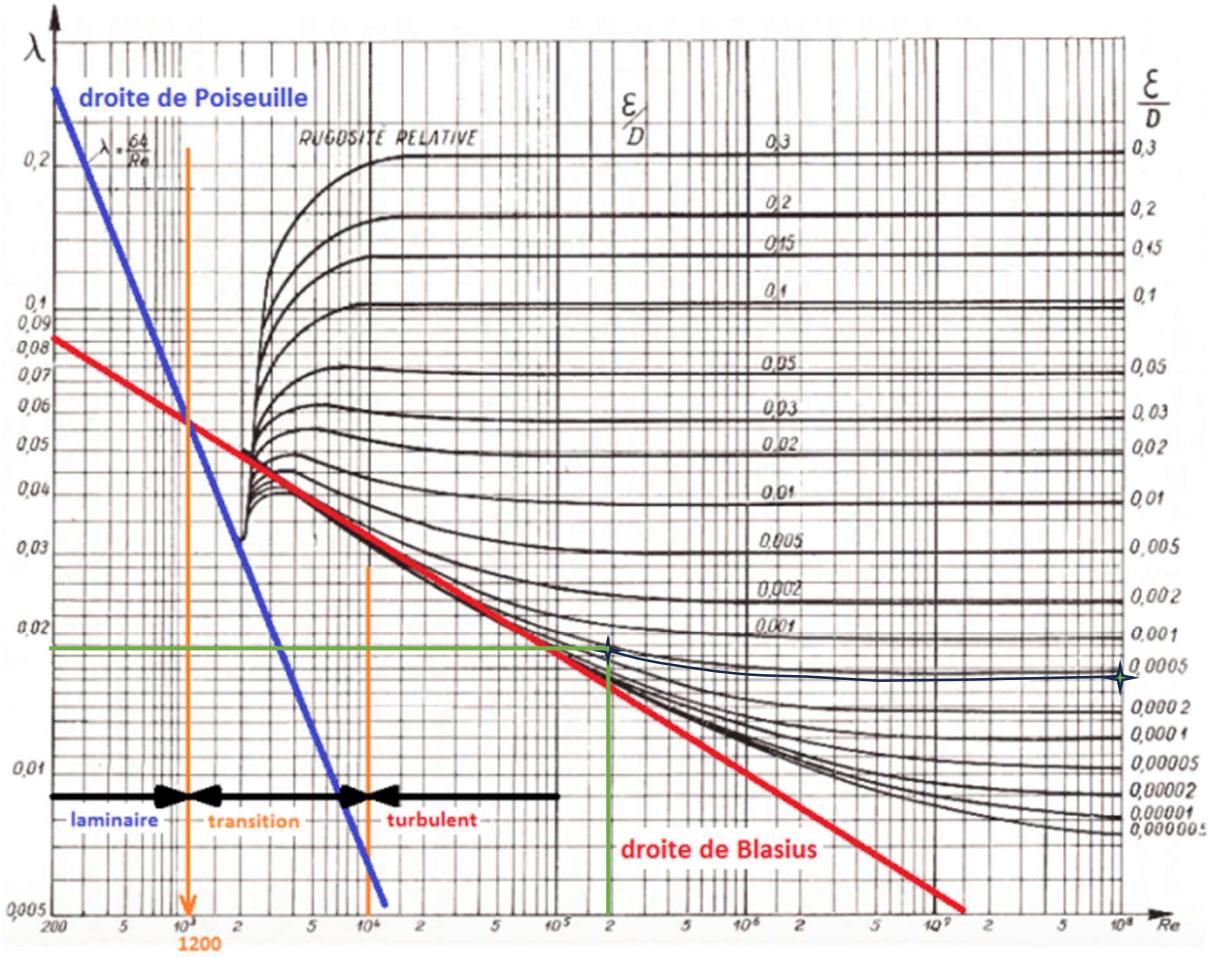
Nombre de Reynolds :

ρ de l'eau à 20°C = 998,23 kgm^{-3}

μ de l'eau à 20°C = 0,001 Pas

$$\boldsymbol{Re} = \frac{\boldsymbol{D} \times \boldsymbol{V} \times \boldsymbol{\rho}}{\boldsymbol{\mu}} \quad \rightarrow \quad Re = \frac{0{,}1 \times 1{,}77 \times 998{,}23}{0{,}001} = 176686$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{4{,}5\ 10^{-5}}{0{,}1} = 0{,}00045$$



Détermination du coefficient de perte de charge

Soit un $\lambda \approx 0{,}019$

En utilisant la loi de Blench. :

$$\boldsymbol{\lambda} = \boldsymbol{0{,}79} \times \sqrt{\frac{\boldsymbol{\varepsilon}}{\boldsymbol{D}}} \quad \rightarrow \quad \lambda = 0{,}79 \times \sqrt{\frac{0{,}000045}{0{,}1}} \approx 0{,}017$$

Pertes de charge linéaires :

$$\boldsymbol{J_L} = \boldsymbol{\lambda} \times \frac{\boldsymbol{L}}{\boldsymbol{D}} \times \frac{\boldsymbol{1}}{\boldsymbol{2}} \times \boldsymbol{\rho} \times \boldsymbol{V^2}$$

$$J_L = 0{,}019 \times \frac{(18 + 220)}{0{,}1} \times \frac{1}{2} \times 998{,}23 \times 1{,}77^2 \approx 70709{,}5\ Pa$$

$$\boldsymbol{p} = \boldsymbol{\rho} \times \boldsymbol{g} \times \boldsymbol{H} \quad \rightarrow \quad \boldsymbol{H} = \frac{\boldsymbol{p}}{\boldsymbol{\rho} \times \boldsymbol{g}} \quad \rightarrow \quad H_L = \frac{70709{,}5}{998{,}23 \times 9{,}81} \approx 7{,}22\ mCE$$

Pertes de charge singulières :

$$\boldsymbol{J_S = K \times \frac{1}{2} \times \rho \times V^2} \rightarrow \; J_S = 8 \times \frac{1}{2} \times 998{,}23 \times 1{,}77^2 \approx 12509{,}4\, Pa$$

$$\boldsymbol{p = \rho \times g \times H} \rightarrow \boldsymbol{H = \frac{p}{\rho \times g}} \rightarrow \; H_s = \frac{12509{,}4}{998{,}23 \times 9{,}81} \approx 1{,}28\, mCE$$

La pompe étant montée en charge :

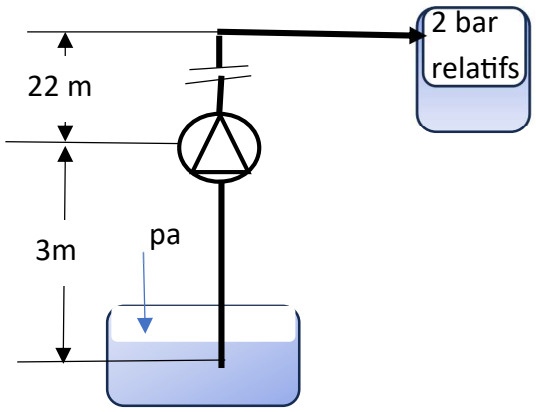


Figure 15.44 Pompe montée en aspiration

$$\mathbf{HMT = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \times g} + \frac{\Delta V^2}{2 \times g} + h_{régulières} + h_{singulières}}$$

La vitesse dans la conduite de refoulement étant égale à la vitesse dans la conduite d'aspiration nous pouvons écrire :

$$\mathrm{HMT} = 25 + \frac{2 \times 101325}{998{,}23 \times 9{,}81} + 7{,}22 + 1{,}28 \approx 54{,}19\, mCE$$

Calcul du NPSH disponible à l'aspiration :

Perte de charge régulières à l'aspiration :

$$\boldsymbol{J_L = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{1}{2} \times \rho \times V^2}$$

$$J_L = 0{,}019 \times \frac{18}{0{,}1} \times \frac{1}{2} \times 998{,}23 \times 1{,}77^2 \approx 5347{,}8\, Pa$$

$$\boldsymbol{p = \rho \times g \times H} \rightarrow \boldsymbol{H = \frac{p}{\rho \times g}} \rightarrow \; H_L = \frac{5347{,}8}{998{,}23 \times 9{,}81} \approx 0{,}55\, mCE$$

Pertes de charge singulière à l'aspiration :

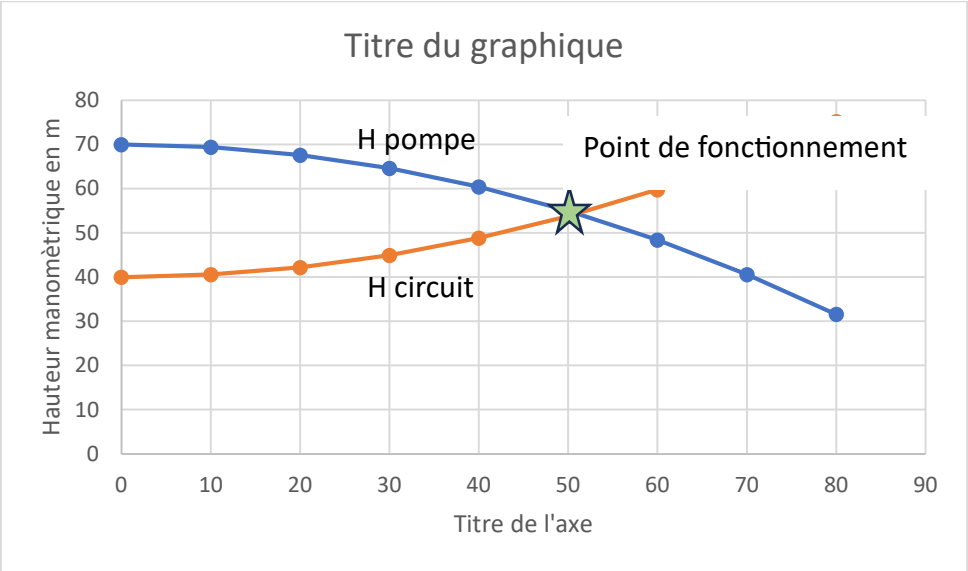
$$\boldsymbol{J_S = K \times \frac{1}{2} \times \rho \times V^2} \rightarrow \; J_S = 2 \times \frac{1}{2} \times 998{,}23 \times 1{,}77^2 \approx 3127\, Pa$$

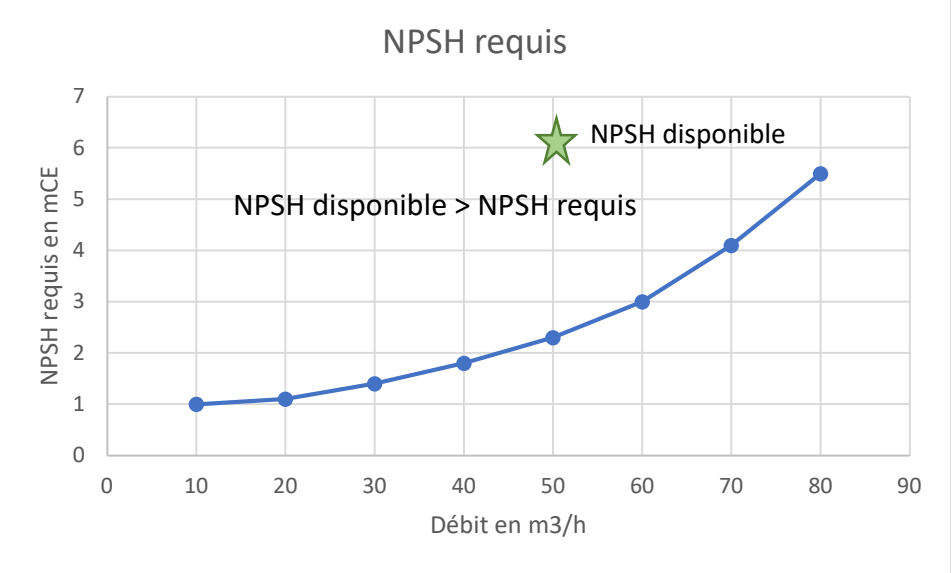
$$\boldsymbol{p = \rho \times g \times H} \rightarrow \boldsymbol{H = \frac{p}{\rho \times g}} \rightarrow \; H_s = \frac{3127}{998{,}23 \times 9{,}81} \approx 0{,}31\, mCE$$

A 20°C la pression de vapeur saturante de l'eau étant de 2330 Pa.

$$\mathbf{NPSH_a} = \frac{\mathbf{p_{surface,abs}}}{\boldsymbol{\rho \times g}} + \left(\mathbf{Z_{surface}} - \mathbf{z_{pompe}}\right) - \frac{\mathbf{p_v}}{\boldsymbol{\rho \times g}} - \boldsymbol{h}$$

$$\mathrm{NPSH_a} = \frac{101325}{998{,}23 \times 9{,}81} + (0 - 3) - \frac{2330}{998{,}23 \times 9{,}81} - 0{,}55 - 0{,}31 = 6{,}25\ mCE$$





Courbes de fonctionnement de la pompe centrifuge

Vérification Calcul Puissance hydraulique Puissance à l'arbre rgQH P_{hyd}/h_{pompe} Résultat 7.59 kW 9.74 kW Puissance électrique Moteur proposé P_{arbre}/h_{moteur} Calibre normalisé supérieur 10.58 kW 15 kW

Calcul de puissance :

$$P_{hyd} = \rho \times g \times H \times Q$$

$$P_{mécanique} = P_{hyd} / \eta_{pompe}$$

$$P_{élec} = P_{hyd} / (\eta_{pompe} \times \eta_{moteur})$$

$$P_{élec} = 7370 / 0{,}755 \quad \rightarrow P_{élec} = 9762 \text{ W}$$

Un moteur de 15 kW couvre la puissance estimée. La marge NPSH est positive. Il faut toutefois confirmer les pertes réelles de la ligne d'aspiration et les conditions atmosphériques du site.

Installation et conduite :

• Installer une conduite d'aspiration courte, ascendante vers la pompe et sans poche d'air.
• Prévoir un tronçon droit avant l'entrée et éviter un coude immédiatement sur la bride.
• Supporter les tuyauteries indépendamment du corps de pompe.
• Amorcer la pompe avant démarrage si elle n'est pas auto-amorçante.
• Démarrer une pompe centrifuge classique vanne de refoulement fermée ou légèrement ouverte selon la procédure constructeur.
• Mesurer pression d'aspiration, pression de refoulement, débit, puissance et vibrations.
• Protéger contre fonctionnement à sec, marche vanne fermée prolongée et coups de bélier.

Le réglage par variateur réduit généralement davantage l'énergie que le réglage par étranglement lorsque le besoin de débit varie.

Diagnostic des anomalies

Symptôme	Causes probables	Contrôles
Débit insuffisant	Sens de rotation, air, HMT excessive, roue usée	Rotation, amorçage, pressions, courbe réseau
Bruit et vibrations	Cavitation, désalignement, fondations, roulements	NPSH, alignement
Puissance excessive	Débit trop élevé, densité/viscosité, frottement mécanique	Point réel de fonctionnement , intensité moteur, paliers
Fuite garniture	Marche à sec, mauvais rinçage, vibrations	Garnitures, température, alignement
Échauffement	Débit trop faible, recirculation, roulements	Débit minimal, lubrification, température

Quelques références documentaires.

[1] REY, Robert et POULAIN, Jean. *Pompes rotodynamiques — Présentation. Description*. Techniques de l'Ingénieur, référence BM 4300, 10 janvier 2011. Disponible à l'adresse : https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-hydrauliques-pompes-et-helices-42173210/pompes-rotodynamiques-bm4300/

[2] REY, Robert et POULAIN, Jean. *Pompes rotodynamiques — Fonctionnement*. Techniques de l'Ingénieur, référence BM 4302. Disponible dans la base documentaire « Machines hydrauliques : pompes et hélices » : https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-hydrauliques-pompes-et-helices-42173210/

Techniques de l'Ingénieur

[3] REY, Robert et POULAIN, Jean. *Pompes rotodynamiques — Similitude et conception des pompes centrifuges*. Techniques de l'Ingénieur, référence BM 4303. Disponible dans la base documentaire « Machines hydrauliques : pompes et hélices » : https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-hydrauliques-pompes-et-helices-42173210/

[4] ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION. *ISO 9906:2012 — Pompes rotodynamiques — Essais de fonctionnement hydraulique pour la réception — Niveaux 1, 2 et 3*. 2e éd. Genève : ISO, mai 2012. Disponible à l'adresse : https://www.iso.org/fr/standard/41202.html (consulté le 26 octobre 2026).

[5] ASSOCIATION FRANÇAISE DE NORMALISATION. *FD CEN/TR 13930 — Pompes rotodynamiques — Conception des ouvrages d'aspiration — Recommandations d'installation des pompes*. Paris : AFNOR, mars 2009. Disponible à l'adresse : https://www.boutique.afnor.org/fr-fr/norme/fd-cen-tr-13930/pompes-rotodynamiques-conception-des-ouvrages-daspiration-recommandations-d/fa157761/32984

[6] TURBOMACHINES A FLUIDES INCOMPRESSIBLES. Turbopompes, turbines, éoliennes. Jacque Bernard. Technosup Ellipses.

[7] Pump Handbook Igor J. Karassik et collaborateurs.