

LA SÉLECTION DES POMPES CENTRIFUGES ET L'INTERPRÉTATION DES COURBES CARACTÉRISTIQUES

4.0 LES CLASSES DE POMPES

On divise les pompes en deux grandes classes, dynamique et déplacement positif. Les pompes à déplacement positif sont celles où l'énergie est transférée au fluide dans un volume à déplacement fixe tel qu'une culasse de piston. D'autres appareils transfèrent le fluide par une motion d'engrenages, vis ou palles ou encore par des pistons réciproques. Les pompes centrifuges sont des pompes dynamiques. L'énergie est transférée au fluide par le moyen d'un disque avec des palles appelé impulseur. L'impulseur par sa forme et son mouvement de rotation rapide accélère le fluide et lui donne une énergie cinétique élevée. Cette énergie est transformée en énergie de pression lorsque le fluide est arrêté par le volute de la pompe (voir figure 1-12). La différence de hauteur de charge de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe (la hauteur de charge totale) est proportionnelle à la vitesse et le diamètre de l'impulseur. Donc, pour obtenir une hauteur de charge totale plus grande, le diamètre ou la vitesse doit être augmenté. Voir la référence 15 pour plus d'informations sur ce sujet.

La théorie des pompes centrifuges est complexe et dépasse les objectifs de ce livre. Par contre, une petite expérience pourra aider à comprendre comment on peut pressuriser un fluide avec une force centrifuge. Prenez un verre ou contenant en plastique et attachez-y une corde de 3 pieds de long de façon à ce qu'on puisse le faire tourner au bout de la corde. Remplissez le verre d'eau et faites le tourner. Le fluide reste dans le verre peu importe sa position dans l'espace. Le fluide dans le verre est pressurisé par ce mouvement de rotation et c'est la force centrifuge qui maintient le fluide dans le verre. Pour vous en convaincre faites un petit trou dans le fond du verre. Vous verrez que le fluide est éjecté du verre peu importe sa position.

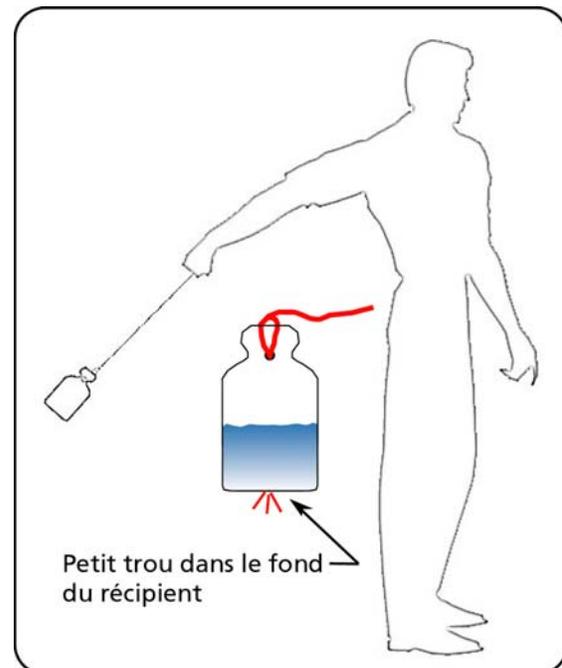


Figure 4-1 L'utilisation d'un petit récipient en rotation pour démontrer la force centrifuge.

4.1 LA CHARTE DE COUVERTURE DES POMPES CENTRIFUGES

Une charte de couverture (voir la figure 4-2) aide à faire une sélection préliminaire en permettant de comparer plusieurs pompes d'un même modèle mais de grosseurs différentes à la même vitesse. Cette charte aide à cerner le choix des pompes qui satisferont les besoins du système.

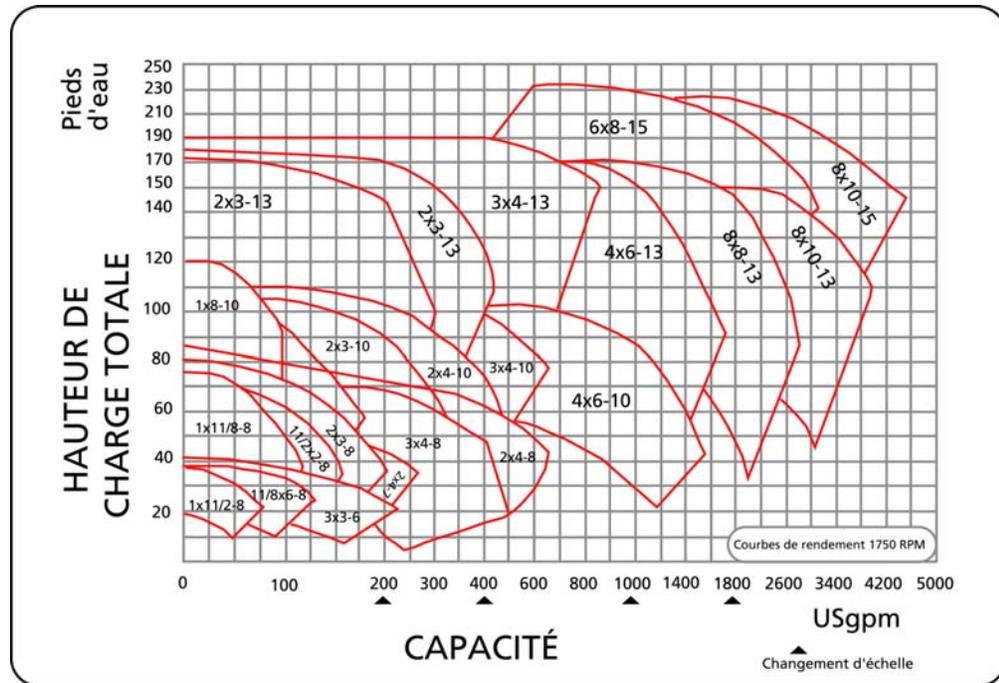


Figure 4-2 Charte de couverture typique de pompes centrifuges de même modèle.

4.2 LES COURBES CARACTÉRISTIQUES

La figure 4-3 montre une charte typique de courbes caractéristiques pour une pompe centrifuge d'un modèle, grosseur et vitesse donnée. Cette charte présente les informations pour une gamme de diamètre d'impulseurs en incréments de 1/2" de 7 1/2" jusqu'à 9 1/2". Les impulseurs sont fabriqués initialement au diamètre le plus gros pour un modèle de pompe donné et sont ensuite réduits à la grosseur requise pour l'application.

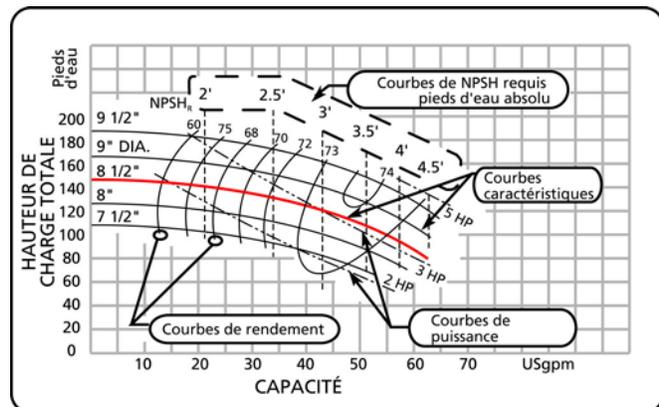


Figure 4-3 Charte de courbes caractéristiques.

La courbe caractéristique

À un moment donné de notre analyse nous aurons sélectionnés le diamètre de l'impulseur. Les informations relatives à un diamètre d'impulseur sont données à la figure 4-4.

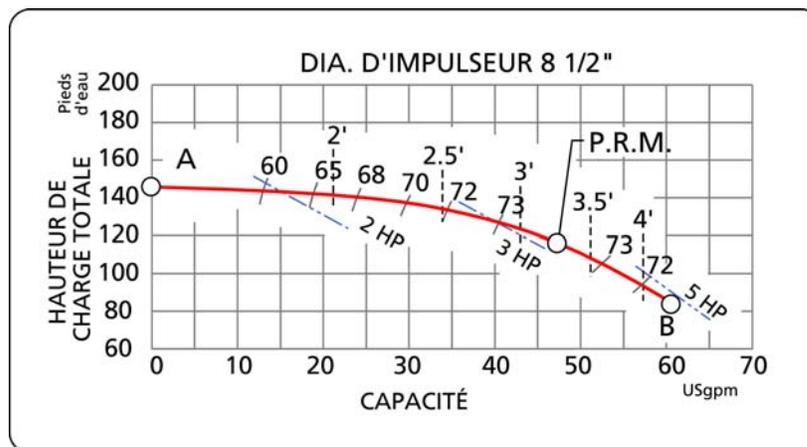


Figure 4-4 Une courbe caractéristique pour un diamètre d'impulseur de 8 1/2".

Une courbe caractéristique est un tracé de la hauteur de charge totale vs. le débit pour une vitesse et un diamètre d'impulseur donnés. Le tracé de la courbe commence au débit nul, le point A dans la figure 4-4. À partir de ce point, la hauteur de charge va en décroissant et s'arrête à son niveau le plus bas au point B. Ce point est le point de débit maximum de la pompe, la pompe ne peut opérer avec fiabilité passer ce point. La gamme d'opération de la pompe est entre le point A et B.

Courbes caractéristiques

Le rendement de la pompe varie par rapport au débit. Cette information est essentielle pour faire le calcul de la puissance requise du moteur (voir la section 4.9).

Le P.R.M. (point de rendement maximal) est le point où la pompe opère à son rendement maximale. Tous les points à droite ou à gauche du P.R.M. ont un rendement plus bas (voir la figure 4-4). L'impulseur est sujet à des forces axiales et radiales qui deviennent de plus en plus grandes plus on s'éloigne du P.R.M.. Ces forces se manifestent en vibration dépendant de la vitesse et du type de construction de la pompe. Le point où les forces et le niveau de vibration sont minimaux est au P.R.M.

Quand on sélectionne une pompe, un des critères est le rendement. Une bonne pratique est d'examiner plusieurs chartes de courbes caractéristiques pour s'assurer qu'on sélectionne la pompe avec le rendement optimale.

À noter: les courbes caractéristiques des pompes sont basées sur des essais en laboratoire avec de l'eau. On ne peut utiliser ces courbes directement avec des fluides

qui ont une viscosité différente de l'eau. On doit corriger les valeurs de la courbe avec des facteurs de correction. Ces facteurs de correction s'appliquent à la hauteur de charge totale, le débit et le rendement de la pompe. Ils sont publiés sous formes de chartes par le Hydraulic Institute (voir le Standards book publié par le Hydraulic Institute, site web: <http://www.pumps.org>).

Les courbes de puissance

Les courbes de puissance sont données sur la charte et donnent la puissance requise pour opérer la pompe dans une gamme de débit. Par exemple (voir la figure 4-5), tous les points d'opération à la gauche de la courbe de 2 hp demanderont une puissance de 2 hp ou moins. Tous les points à la gauche de la courbe de 3 hp et à la droite de la courbe de 2 hp demanderont une puissance maximale de 3 hp. La puissance requise peut être calculer connaissant la hauteur de charge totale, le débit et le rendement. *À noter que les courbes de puissance montrées sur les courbes caractéristiques sont valides pour de l'eau seulement.*

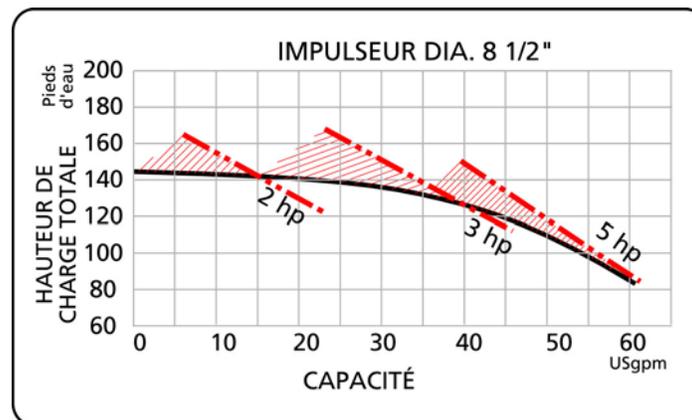


Figure 4-5 Courbes de puissances.

Les courbes de hauteur de charge nette positive à l'aspiration (N.P.S.H.) requis

Le fabricant de la pompe spécifie le N.P.S.H. requis pour chaque point d'opération de la courbe caractéristique de l'impulseur pour assurer le bon fonctionnement de la pompe au débit spécifié. Le N.P.S.H. requis augmente quand le débit augmente. On a donc besoin plus de hauteur de charge de pression à l'aspiration quand le débit augmente. Il faut garder à l'esprit que le N.P.S.H. est une hauteur de charge et par définition les hauteurs de charge sont indépendantes de la densité. Le N.P.S.H. requise pour le débit maximum dans la figure 4-4 est approximativement 3.2 pieds absolus. Cette valeur est plutôt basse. La N.P.S.H. disponible est souvent beaucoup plus élevée dans la plupart des systèmes industriels et il n'est donc pas difficile d'assurer le bon fonctionnement de la pompe.

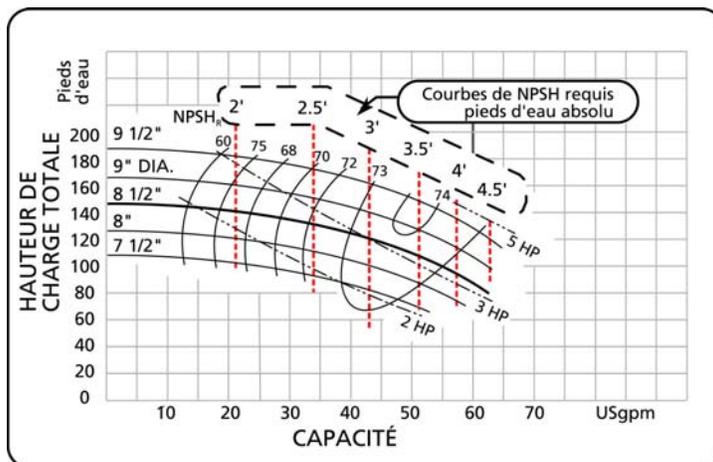


Figure 4-6 Variation de la hauteur de charge nette positive à l'aspiration (N.P.S.H.) avec le débit.

4.3 LA SÉLECTION DU DIAMÈTRE DE L'IMPULSEUR

Souvent le point d'opération est situé entre deux courbes caractéristiques sur la charte. On peut calculer le diamètre exact de l'impulseur en faisant une interpolation linéaire. Par exemple, si le point d'opération tombe entre les diamètres d'impulseur 9" et 9 1/2" (voir la figure 4-7), l'équation suivante donnera la bon diamètre:

$$D_{OP} = 9 + \left(\frac{95 - 9}{\Delta H_{9 1/2} - \Delta H_9} \right) (\Delta H_{OP} - \Delta H_9)$$

- ou ΔD_{OP} : diamètre de l'impulseur requis à la hauteur de charge totale de la pompe;
- ΔH_{OP} : la hauteur de charge totale de la pompe au point d'opération;
- ΔH_9 : la hauteur de charge totale de la pompe à l'intersection de la courbe de 9" et le débit d'opération;
- $\Delta H_{9 1/2}$: la hauteur de charge totale de la pompe à l'intersection de la courbe de 9 1/2" et le débit d'opération.

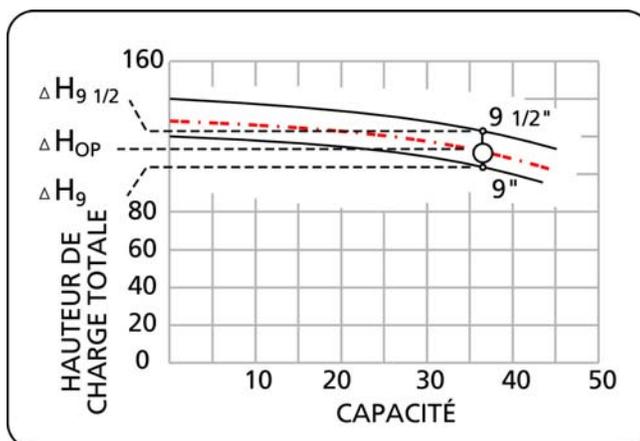


Figure 4-7 L'interpolation du diamètre de l'impulseur.

Il est prudent de sélectionner une pompe où il sera possible d'augmenter ou diminuer le diamètre de l'impulseur pour augmenter ou diminuer le débit dans le système. Je recommande de sélectionner une pompe qui aura un diamètre d'impulseur entre 1/3 et 2/3 de la gamme disponible et permettant d'opérer dans la zone de haut rendement (voir la figure 4-8). Aussi on doit éviter d'aller trop loin d'un côté ou l'autre du P.R.M., on devrait restreindre notre sélection à des points qui se trouvent dans la zone de sélection de préférence (voir la figure 4-8).

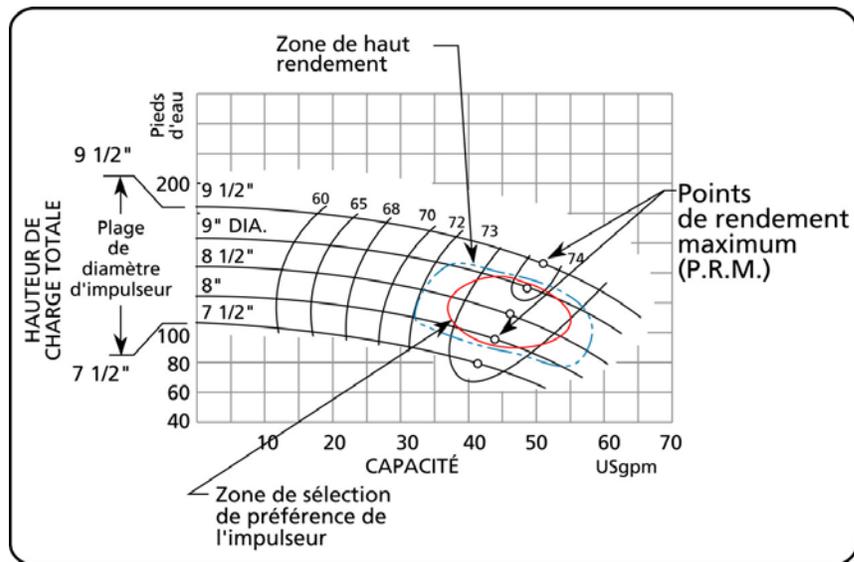


Figure 4-8 Région de sélection de préférence du diamètre de l'impulseur.

4.4 LA COURBE DE SYSTÈME

La courbe de système est un tracé de la hauteur de charge totale vs. le débit pour un système donné (voir la figure 4-9). La forme de la courbe du système dépend des particularités du système. L'équation de la courbe du système est l'équation de la hauteur de charge totale:

$$\Delta H_p(q) = \Delta H_F(q) + \Delta H_{EQ}(q) + \Delta H_v(q) + \Delta H_{TS}$$

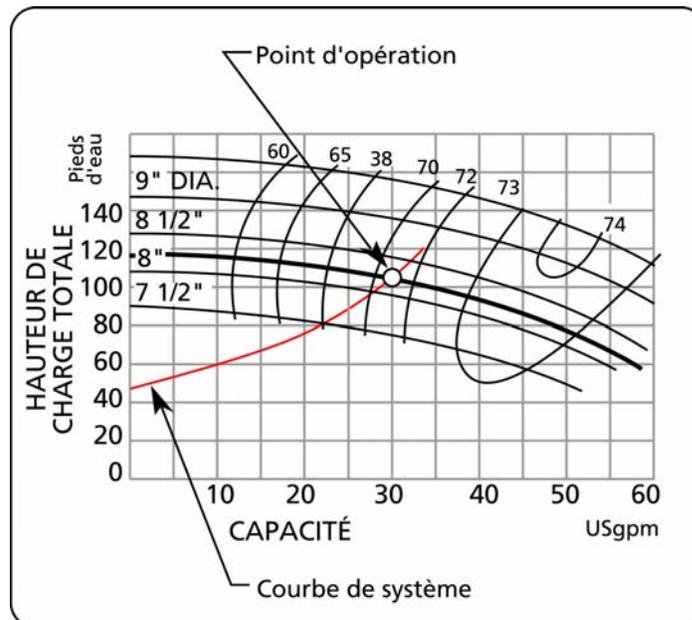


Figure 4-9 Superposition de la courbe du système sur les courbes caractéristiques.

La courbe de système est surimposée sur la courbe caractéristique de la pompe. La hauteur statique totale est constante et les autres composantes, la perte de charge due au frottement dans la tuyauterie, les équipements et la hauteur de charge cinétique, varient avec le débit.

Le point d'opération est le point sur la courbe de système correspondant au débit et hauteur de charge totale requise. C'est aussi le point où la courbe du système recoupe la courbe caractéristique de la pompe.

4.5 LE POINT D'OPÉRATION

On peut maintenant aborder la question posée dans l'exemple 2.1, c'est à dire comment peut-on garantir que la pompe fournira le débit requis de 500 USGPM à la hauteur de charge totale requise de 70 pieds?

Localisez le point d'opération (hauteur de charge et débit) sur la charte de couverture (voir la figure 4-2), ceci identifiera la grosseur de la pompe et la vitesse. Localisez ensuite la charte des courbes caractéristiques de cette pompe et situez le point d'opération.

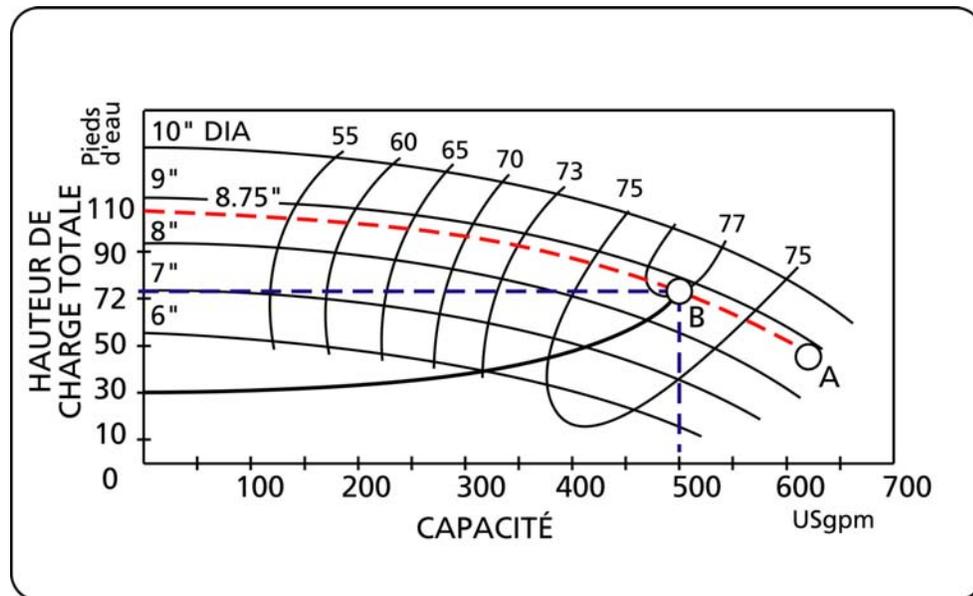


Figure 4-10 Localisation du point d'opération dans l'exemple 2.1.

Déterminez le diamètre de l'impulseur. Celui-ci sera approximativement 8.75". La courbe pointillée de la figure 4-10 représente la courbe caractéristique de la pompe. La pompe opère seulement sur sa courbe caractéristique. L'intersection de la courbe du système avec la courbe caractéristique définit le point d'opération, ce qui est le seul point à partir duquel la pompe et le système peuvent opérer.

Souvent une question en amène une autre: **Comment la pompe se rend t-elle au point d'opération à partir du moment de son départ?**

Il y a deux méthodes pour partir une pompe. La méthode 1 est avec la vanne de décharge fermée et la méthode 2 avec la vanne de décharge ouverte. La vanne de décharge est la vanne située immédiatement à la sortie de la pompe.

Méthode 1 (vanne de décharge fermée)

Les pompes sont souvent parties avec la vanne de décharge fermée. Aussitôt que la pompe est partie, la hauteur de charge augmente jusqu'au point D (voir la figure 4-11). La courbe du système à ce moment est verticale. En ouvrant la vanne graduellement jusqu'à sa pleine ouverture, le point D se déplacera vers la droite pour se rendre jusqu'au point C. La forme de la courbe du système est modifiée progressivement et l'intersection de celle-ci avec la courbe caractéristique se déplace vers le point C. Cette méthode est souvent utilisée pour partir des grosses pompes centrifuges et devrait toujours être utilisée pour des pompes à débit de 500 USGPM ou plus.

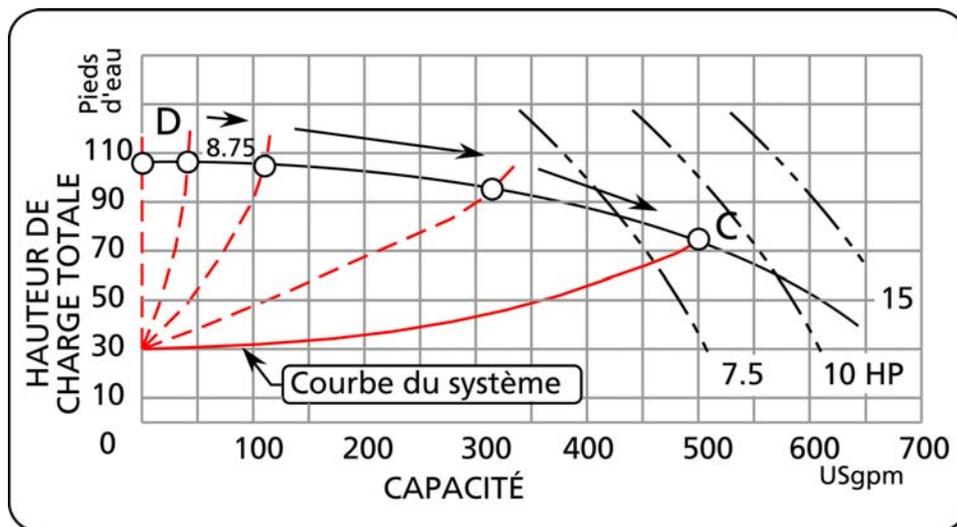


Figure 4-11 Partir la pompe avec la vanne de décharge fermée.

Méthode 2 (vanne de décharge ouverte)

L'autre méthode est de partir la pompe avec la vanne de décharge ouverte. Quand la pompe part, la vitesse de rotation initiale est basse et produit peu de hauteur de charge et de débit. Plus la vitesse augmente, plus le débit et la hauteur de charge augmentent. La courbe caractéristique est différente à chaque vitesse de sorte qu'il y a une intersection avec la courbe du système à différents endroits jusqu'à temps d'arriver à la vitesse d'opération et le point d'opération B. Cette transition s'effectue très rapidement puisque la pompe atteindra sa pleine vitesse en quelques secondes. Le désavantage de cette méthode est qu'elle peut produire des ondes de choc (coups de bélier) qui peuvent endommager la tuyauterie ainsi que les équipements.

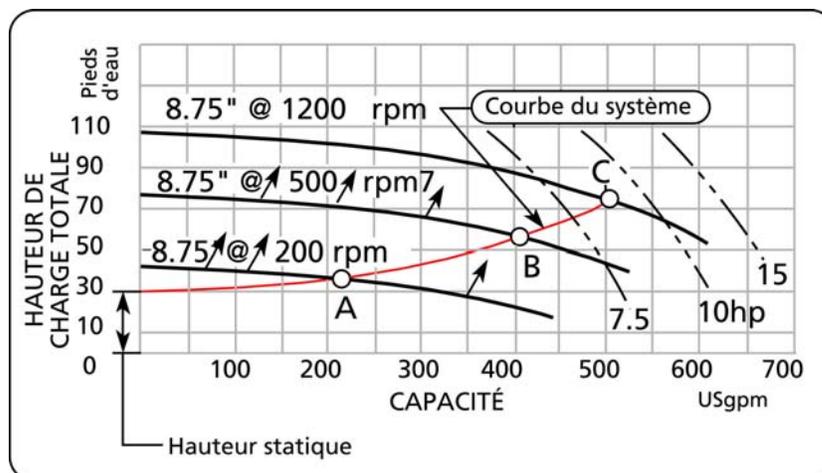


Figure 4-12 Partir la pompe avec la vanne de décharge ouverte.

La méthode 1 est préférée pour partir une pompe. On installe souvent des vannes semi-automatiques qui peuvent s'ouvrir lentement lors de la partance d'une pompe pour minimiser les coûts de la main-d'œuvre.

4.6 LA MARGE DE SÉCURITÉ SUR LA HAUTEUR DE CHARGE TOTALE OU LE DÉBIT

Avant de finaliser votre choix du diamètre de l'impulseur, considérez si vous devez inclure une marge de sécurité dans votre sélection ou non.

Il y a différentes marges de sécurité qu'on peut appliquer, l'une est sur la hauteur de charge et l'autre sur le débit. Doit-on utiliser les deux? Voyons ce qui se passe si on met une marge sur la hauteur de charge seulement.

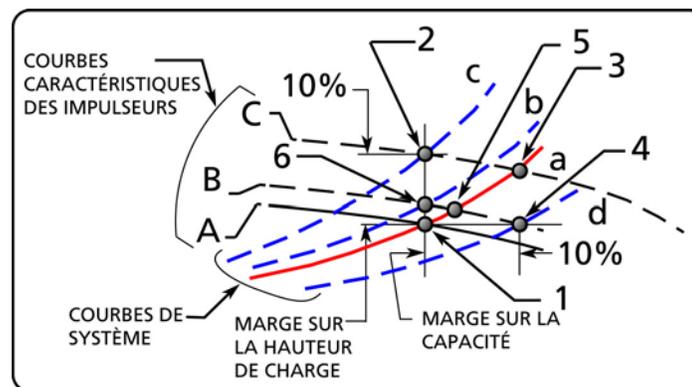


Figure 4-13 Effet de la marge de sécurité sur le débit et la hauteur de charge.

Marge de sécurité sur la hauteur de charge totale

Point 1 sur la courbe caractéristique A est le point d'opération (voir la figure 4-13) avant qu'on applique une marge de sécurité. Si on applique un facteur de 10% sur la hauteur de charge, on sélectionne un plus gros impulseur et le point d'opération sera maintenant au point 2. Pour opérer au point 2, la courbe du système initiale doit avoir été modifiée en courbe c. La seule explication pour cette modification est que nous avons sous-estimé la perte de charge due au frottement. Si nos calculs de pertes s'avèrent exacts alors le point d'opération doit se déplacer vers le point 3 sur la courbe caractéristique C (en présumant qu'il y ait assez de puissance pour opérer au point 3). Si on doit retourner au débit initiale qui correspondait point 1, on devra fermer une vanne pour créer plus de hauteur de charge à la pompe changeant ainsi la courbe de système et ramenant le point d'opération au point 2.

Marge de sécurité sur le débit

Si on décide d'appliquer une marge sur le débit de 10%, on devra sélectionner la courbe caractéristique B. La courbe de système doit donc être la courbe d. Si on a besoin de retourner au débit initial, alors le point d'opération se déplacera du point 4 au point 5 sur la courbe du système initial. À ce point on n'a pas encore atteint le

débit initial, il faut fermer la vanne pour augmenter la hauteur de charge pour se rendre finalement au point 6 (le débit initial) et une nouvelle courbe de système b.

Marge de sécurité sur la hauteur de charge totale et le débit

Si on décide de mettre une marge sur la hauteur de charge et le débit, alors on sélectionnera l'impulseur C avec un point d'opération 3. Si on devait retourner à notre débit initiale au point 1, on devra fermer la vanne jusqu'à ce qu'on est atteint le point 2. Parce que les courbes caractéristique ont une hauteur de charge décroissante quand le débit augmente, on obtient aussi une augmentation du débit si on applique une facteur sur la hauteur de charge seulement. Donc une marge de sécurité appliquée sur la hauteur de charge seulement nous donne aussi une marge sur le débit.

4.7 L'OPÉRATION DE LA POMPE À LA DROITE OU GAUCHE DU POINT DE RENDEMENT MAXIMUM (P.R.M.)

L'impulseur est soumis à des forces axiales et radiales. La force axiale qui est reprise par les roulements de l'arbre d'entraînement de la pompe augmente avec le niveau de pression dans le volute.

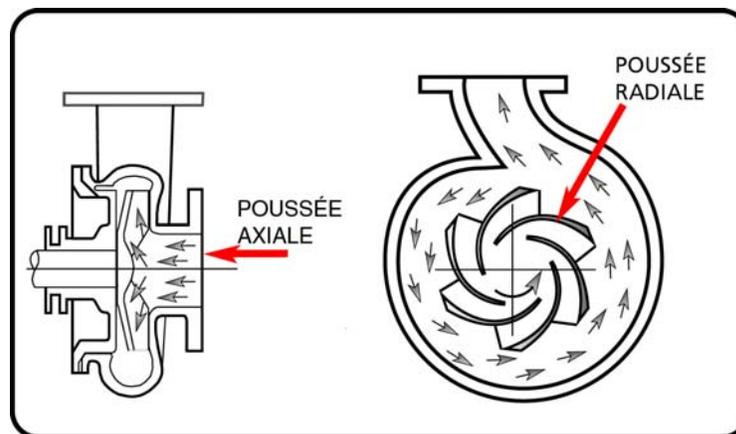


Figure 4-14 Les forces sur l'impulseur.

Il y a aussi une force radiale nette qui dépend du niveau de pression dans le volute et est le minimum près du P.R.M. de la pompe. Cette force augmente rapidement plus on s'éloigne (voir la figure 4-15) d'un côté ou de l'autre du P.R.M. (pour plus d'information voir la référence 16).

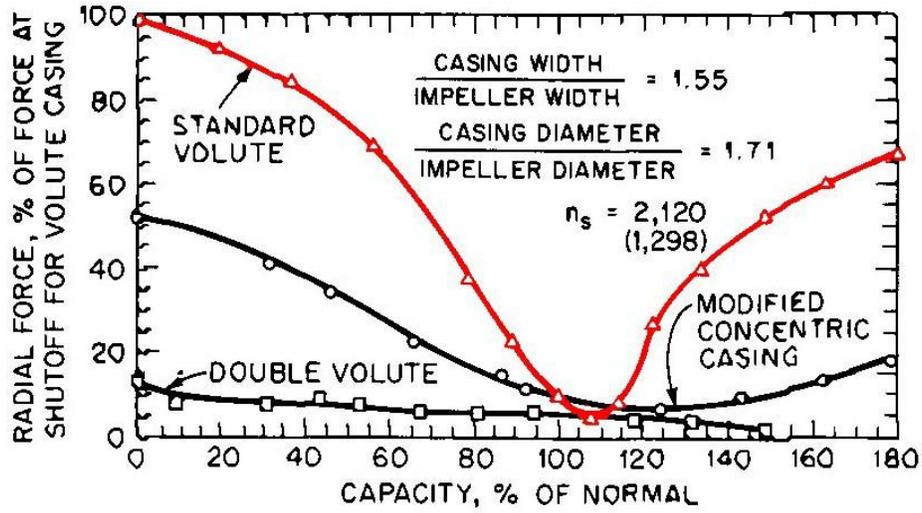
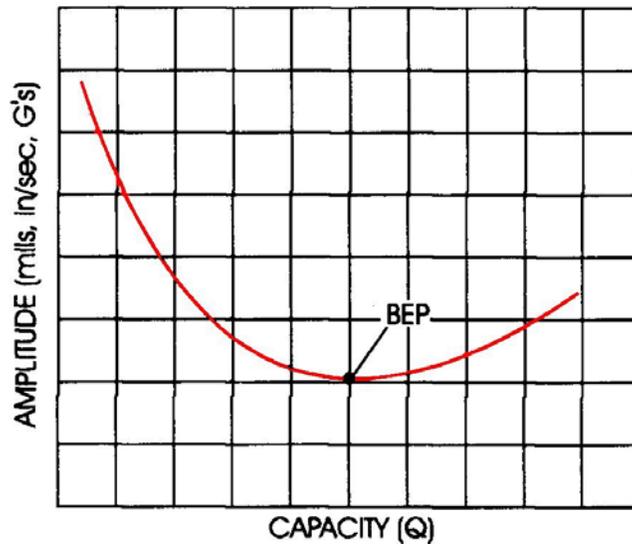


FIG. 61 Comparison of the effect of three casing designs on radial forces for $n_s = 2120$ (1298). (Ref. 55)

Figure 4-15 Les variations de la force radiale par rapport à la position du point d'opération vs. le P.E.M. (source :le Pump Handbook publié par McGraw-Hill, ré-imprimé avec la permission de McGraw-Hill).



Typical Vibration Level Characteristic vs Capacity

Figure 4-16 La variation du niveau de vibration par rapport à la position du point d'opération vs. le P.E.M. (source : la catalogue de pompes Goulds, ré-imprimé avec la permission de la compagnie Goulds).

Quelles sont les conséquences d'opérer à gauche ou à droite du P.E.M.

À la droite du P.E.M. ou à débits élevés

L'opération de la pompe loin à droite du P.E.M. doit être évitée. Plus le débit augmente, plus le T.N.P.S. augmente et plus on risque la cavitation (voir la figure 4-5). La force radiale sur l'impulseur augmente ainsi que le niveau de vibration (voir la figure 4-15 et 4-16).

À la gauche du P.E.M. ou à débits faibles

L'opération de la pompe à débits faibles a plusieurs conséquences néfastes qui peuvent être anticipés et évités. Quelques-unes de celles-ci sont:

- *L'opération à débits faibles*
À l'occasion, un débit moindre peut être requis par le procédé. On peut accommoder cette variation en utilisant un entraînement à vitesse variable, ou des pompes multiples permettant d'en arrêter une pour augmenter le débit de la pompe en opération.
- *Charges plus élevées sur les roulements*
Les roulements d'une pompe centrifuge standard à simple volute seront soumis à des charges plus élevées. On peut s'attendre à une vie d'opération réduite des roulements.
- *Augmentation de la température*
Plus on diminue le débit, plus la température du liquide augmente. Pour éviter un dépassement de la limite critique on devrait utiliser une ligne de recirculation.
- *Recirculation interne*
À des débits faibles, la pompe centrifuge recircule le fluide à l'intérieur du volute. Cette recirculation est présente au bout des pales de l'impulseur et à l'œil de l'impulseur. Ceci peut causer des variations de pression et du dommage à l'impulseur semblable à la cavitation mais à des endroits différents (voir la figure 4-17).

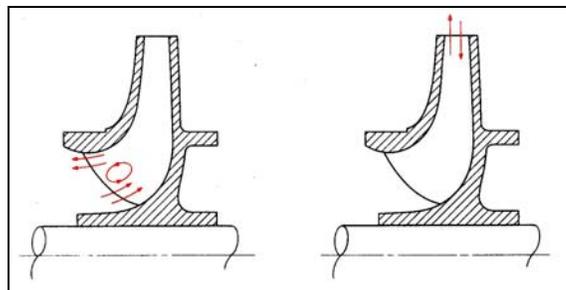


Figure 4-17 Recirculation du fluide à l'intérieur d'une pompe centrifuge (réimprimé avec la permission de McGraw-Hill).

4.8 LA HAUTEUR DE CHARGE À DÉBIT NUL

La hauteur de charge à débit nul est la hauteur de charge totale produite par la pompe au débit zéro (voir la figure 4-18). La hauteur de charge à débit nul est importante pour 2 raisons:

1. Dans certains systèmes, le tuyau de décharge de la pompe doit se rendre à un niveau élevé avant de redescendre vers le réservoir de décharge. Lors du départ de la pompe, le fluide doit en premier se rendre au niveau le plus haut avant de redescendre. Si la hauteur de charge à débit nul est inférieure à la hauteur statique correspondante au point le plus haut on ne pourra établir l'écoulement dans le système.
2. Durant le départ d'une nouvelle pompe, une façon rapide d'évaluer la pompe et de juger si elle a la capacité de fournir le débit à la pression requise est de mesurer sa hauteur de charge à débit nul.

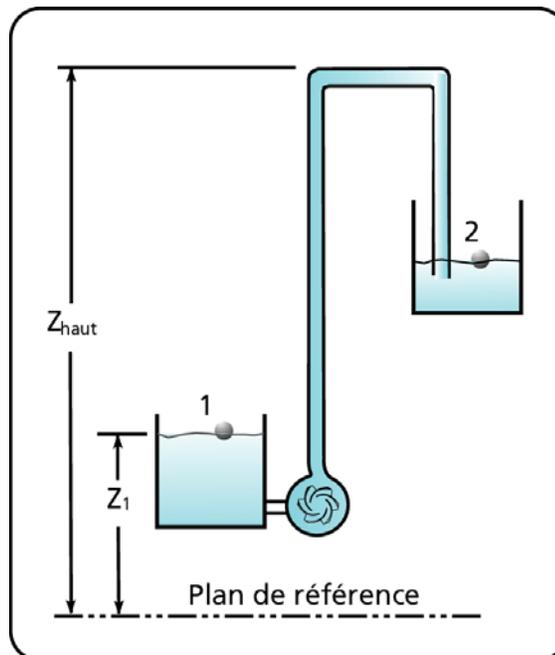


Figure 4-18 Tuyau de décharge élevé par rapport au réservoir de décharge.

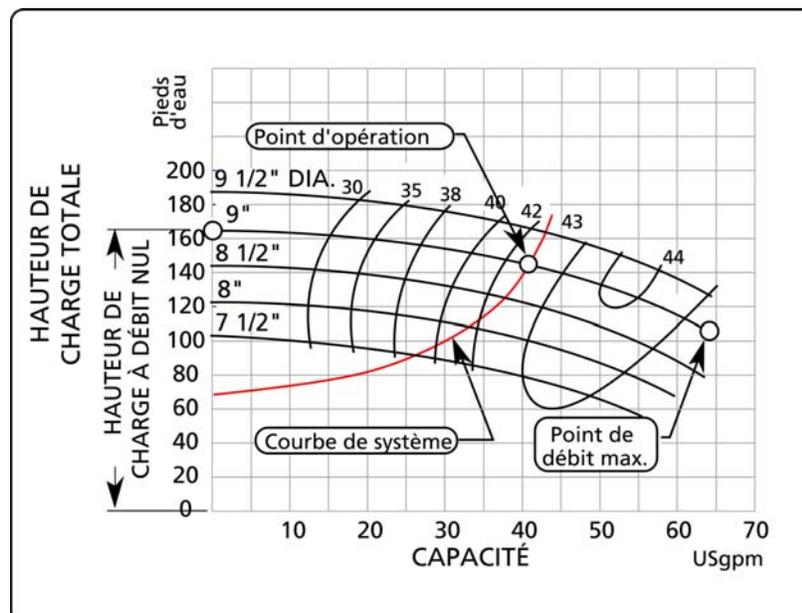


Figure 4-19 Position du point de la hauteur de charge à débit maximum et à débit nul.

4.9 LA PUISSANCE À L'ARBRE DE LA POMPE

La demande de puissance du moteur de la pompe est directement proportionnelle à la différence de pression entre la décharge et l'aspiration de la pompe Δp_p et le débit q .

$$P = \Delta p_p q$$

On exprime l'équation ci-haute en utilisant les unités du système impériale:

$$P(\text{hp}) = \frac{\Delta p_p (\text{psi}) q (\text{USgal} / \text{min})}{1714.2} \quad [4-1]$$

Δp_p est convertit en hauteur de charge avec l'équation [1-5]:

$$\Delta p_p (\text{psi}) = \frac{1}{2.31} GS \Delta H_p (\text{pi fluide}) \quad [4-2]$$

En substituant l'équation [4-2] dans l'équation [4-1] on obtient:

$$P(\text{hp}) = \frac{GS \Delta H_p (\text{pi fluide}) q (\text{USgal} / \text{min})}{3960} \quad [4-3]$$

L'équation [4-3] est vraie si la pompe a un rendement de 100%. Des données sur le rendement de la pompe sont fournies par les manufacturiers. Tous les

manufacturiers font des essais de rendement sur leur pompe et les résultats sont tracés sur les courbes caractéristique de chaque pompe. La vraie puissance requise en tenant compte du rendement est:

$$P(\text{hp}) = \frac{GS\Delta H_p(\text{pi fluide}) q(\text{USgal/min})}{3960\eta} \quad [4-4]$$

ou η est le rendement de la pompe. Si le rendement de la pompe est 60% alors la valeur de η est 0.6.

C'est une bonne pratique de concevoir la base de la pompe de telle sorte que le moteur sélectionné s'installera sur des cales épaisses. De cette façon, si on doit installer un moteur plus gros avec une carcasse plus grosse, la carcasse plus grosse pourra s'installer en enlevant les cales. Ceci permettra d'installer un moteur avec une carcasse plus grosse sans modifications majeures.

Pour résumer

1. *La hauteur de charge est indépendante de la densité du fluide.*
2. *Pour des fluides autres que l'eau, on doit établir si le type de fluide est newtonien ou non. Beaucoup de fluide pure sont newtonien, voir le tableau des propriétés rhéologique dans l'appendice A. Si le fluide est non newtonien, dépendamment de la sévérité du comportement une pompe centrifuge ne sera peut être pas le mécanisme de pompage approprié. Si le fluide est newtonien mais avec une viscosité différente de l'eau, il faudra appliquer un facteur de correction (voir les références 1 et 2).*
3. *Assurez-vous que la base de la pompe permet l'installation de cales épaisses pour le moteur, permettant d'installer un moteur avec une carcasse plus grosse quand les cales sont enlevées.*
4. *Sélectionnez une pompe avec un impulseur qui n'est pas trop près de son maximum ni son minimum permettant une augmentation ou diminution future du débit.*
5. *Déterminez la hauteur de charge statique correspondante au point le plus élevé du système et assurez vous qu'elle est plus petite que la hauteur de charge à débit nul.*