

Les turbocompresseurs sont donc bien adaptés pour comprimer de gros débits de fluide, mais seulement sous des rapports de pression relativement faibles.

Pour les très grosses puissances (au delà de quelques MW sur l'arbre), les turbocompresseurs n'ont en revanche pratiquement pas de concurrents, encore que les machines à vis permettent d'atteindre des puissances de plus en plus élevées.

L'absence de clapets ou nombreux autres organes annexes en mouvement est un avantage important pour les turbocompresseurs qui, une fois bien équilibrés, sont d'une maintenance plus aisée que les compresseurs volumétriques.

4.4.2 COMPARAISON ENTRE LES TURBOCOMPRESSEURS

Les compresseurs centrifuges se caractérisent par un pouvoir manométrique plus élevé que les machines axiales, et un coefficient de débit plus faible.

- à pression donnée, le débit sera donc plus faible dans un compresseur centrifuge que dans un compresseur axial ;
- la conception des cellules d'un compresseur centrifuge permet une réfrigération intermédiaire entre chaque étage de compression, alors que cette opération est impossible dans les turbocompresseurs axiaux. On peut ainsi diminuer sensiblement le travail de compression, comme cela a été montré auparavant ;
- pour une même valeur de la vitesse périphérique U , les turbocompresseurs axiaux nécessitent un plus grand nombre d'étages (dans un rapport 3 à 4), compte tenu des plus faibles valeurs du pouvoir manométrique μ ;
- pour cette raison, on utilise préférentiellement les turbocompresseurs axiaux lorsque le rapport de pression est faible. Toutefois, afin d'augmenter la hauteur manométrique, les constructeurs s'autorisent des vitesses périphériques plus élevées pour les machines axiales ;
- les turbocompresseurs axiaux ont des caractéristiques plus plates, et donc moins stables que leurs homologues centrifuges.

Les compresseurs centrifuges peuvent conserver un fonctionnement stable sur une plage de débit beaucoup plus large que les machines axiales, ce qui justifie que ces dernières soient plutôt utilisées à débit constant et vitesse donnée.

4.5 DÉTENTES

De nos jours, la quasi-totalité des machines de détente sont des turbines.

La théorie des turbines est très proche de celle des turbocompresseurs, la thermodynamique de la détente se distinguant de celle de la compression essentiellement par quelques changements de définitions.

4.5.1 THERMODYNAMIQUE DE LA DÉTENTE

Nous avons dans les pages précédentes exposé les lois de la compression, indiquant que celles de la détente n'en diffèrent que par une définition autre du rendement isentropique. Cette courte section fournit les relations concernant la détente.

L'expression du travail isentropique est toujours (4.1.5) ou (4.1.6).

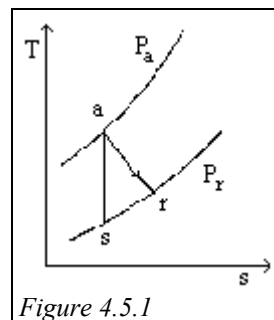


Figure 4.5.1

4.5.1.1 Détente irréversible

Lors d'une détente irréversible, le travail utile est inférieur au travail isentropique, car les irréversibilités ont pour effet d'augmenter l'entropie du fluide ainsi que sa température, et se traduisent donc par une évolution (a-r) à droite de l'isentrope (a-s) (figure 4.5.1).

On définit dans ce cas le rendement isentropique par :

$$\eta_s = \frac{\tau}{\tau_s} = \frac{h_r - h_a}{h_s - h_a} \quad (4.5.1)$$

Cette définition, l'inverse de celle du rendement isen-tropique de compression, conduit à une valeur $\eta_s < 1$.

Ici encore, il faut souligner qu'en l'état actuel de nos connaissances, on ne sait pas évaluer a priori la valeur du rendement isentropique de détente, qui est donc mesuré expérimentalement.

4.5.1.2 Détente polytropique

De manière analogue à ce qui a été fait pour la compression, on définit une polytropique de détente, comme une transformation au cours de laquelle, pour toute étape infiniment petite, le rendement isentropique reste constant, et égal au rendement polytropique η_p .

$$\eta_p = \frac{vdP + Tds}{vdP} = \frac{dh}{dh - Tds} \quad \delta\tau_s = \frac{1}{\eta_p} dh$$

Posant :

$$\frac{k-1}{k} = \eta_p \frac{\gamma-1}{\gamma} \quad (4.5.2)$$

on retrouve la loi (4.1.9) de la polytropique : $Pv^k = Cste$.

Avec cette convention, le travail utile d'une détente polytropique s'écrit encore selon la relation (4.1.6) :

$$\tau = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_a v_a \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

L'écart d'entropie est indépendant de c_p et de T pour une détente polytropique et peut s'exprimer comme :

$$\Delta s = (1 - \eta_p) R \ln \left(\frac{P_a}{P_r} \right) \quad (\text{ systèmes ouverts}) \quad \text{ou}$$

$$\Delta s = (1 - \eta_p) R \ln \left(\frac{v_r}{v_a} \right) \quad (\text{ systèmes fermés})$$

4.5.1.3 Calcul d'une polytropique réchauffée pour un système ouvert

Si l'on connaît le coefficient polytropique k de la transfo, on calcule T_r par

$$T_r = T_a \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{(k-1)/k}$$

Si on part de l'hypothèse que la polytropique de référence réversible passe par les points amont et aval, il faut commencer par identifier son rendement polytropique η_{pref} en appliquant $\Delta s = (1 - \eta_p) R \ln \left(\frac{P_r}{P_a} \right)$ entre ces deux points.

Le travail utile pour la polytropique réversible est alors : $\tau_{\text{ref}} = \frac{1}{\eta_p} (h_r - h_a)$

Connaissant le rendement η (isentropique ou polytropique) de la transfo, on en déduit le travail réel de compression : $\tau = \frac{\eta}{\eta_{\text{pref}}} (h - h_a)$

La chaleur à fournir est alors

$$Q = h_r - h_a - \tau = \left(1 - \frac{\eta}{\eta_{\text{pref}}} \right) (h_r - h_a) \quad (4.5.3)$$

Alors qu'une compression polytropique conduit à $k > \gamma$, on obtient, dans le cas d'une détente polytropique : $k < \gamma$.

A l'inverse de ce qui se passe dans un compresseur, à rendement polytropique constant (0,9 dans la figure 4.5.2), le rendement isentropique de compression croît quand le rapport de détente augmente.

Ceci provient de ce que les irréversibilités qui prennent place à haute température (et pression) sont partiellement récupérées dans les étages de détente ultérieurs, car elles ont pour effet de réchauffer le fluide.

4.5.2 CALCUL D'UNE DÉTENTE ◀ DANS THERMOPTIM

Dans ThermoOptim, le calcul d'une détente se fait d'une manière analogue à celui d'une compression. On se reportera donc à ce qui a été présenté dans la section relative à la compression.

4.5.3 TURBINES

Variations de la pression et de la vitesse du fluide dans une turbine

Dans une turbine, l'évolution du fluide est une détente. Les équations des écoulements compressibles indiquent que, pour un régime subsonique, la section de la veine doit décroître, et la vitesse croître. Cette évolution se fait en deux temps (figure 4.5.3) : dans le stator, la vitesse absolue croît, tandis que dans la roue mobile, c'est la vitesse relative qui croît, alors que la vitesse absolue diminue.

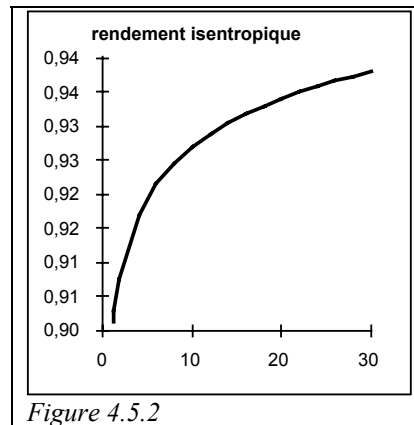


Figure 4.5.2