

4 COMPOSANTS ET TRANSFORMATIONS ÉLÉMENTAIRES

Dans l'introduction de cet ouvrage, nous avons montré que les technologies énergétiques se présentent comme des assemblages de composants traversés par des fluides thermodynamiques qui y subissent des transformations, de complexité variable. Nous allons dans ce chapitre présenter les principaux types de composants rencontrés en pratique et les phénomènes physiques qui les régissent, et nous examinerons comment ils peuvent être assemblés et calculés dans l'environnement de modélisation de Thermoptim.

Rappelons que compte tenu de notre propos, nous nous limiterons à une représentation des phénomènes en régime permanent, et nous ne chercherons pas à modéliser finement le détail du fonctionnement de tel ou tel composant, qui peut se révéler extrêmement complexe. Le dimensionnement interne détaillé des divers composants est nous l'avons vu réservé aux industriels du domaine.

Pour les technologies qui nous intéressent, un composant peut être représenté avec une précision suffisante par la donnée d'une part de ses variables de couplage avec les autres éléments du système, et d'autre part d'un petit nombre de caractéristiques, dont il importe de bien comprendre le sens physique. Ces caractéristiques dépendent du type de composant et de la technologie retenue.

Nous examinerons successivement les compressions, les détente, les combustions, et les laminages, pour finir par les différentes transformations que peut subir un mélange humide. L'exposé des principes de calcul de chaque transformation sera suivi d'une présentation des différentes technologies disponibles, elles-mêmes illustrées par des exemples calculés avec Thermoptim.

4.1 COMPRESSIONS

Les compresseurs peuvent être regroupés en deux grandes classes : les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs.

Les plus répandus sont les compresseurs volumétriques, dans lesquels le fluide est emprisonné dans un volume fermé que l'on réduit progressivement pour réaliser la compression. Les turbocompresseurs utilisent quant à eux un principe différent : la compression y est obtenue en convertissant en pression l'énergie cinétique communiquée au fluide par des aubages mobiles.

Les compresseurs sont utilisés pour de nombreuses applications industrielles, pour la réfrigération, le conditionnement d'air, le transport du gaz naturel... Une mention particulière doit être faite des compresseurs à air, utilisés comme source de puissance dans les chantiers de travaux publics et du bâtiment ainsi que dans les usines, les outils pneumatiques présentant de nombreux avantages.

Dans cette partie, après avoir établi les bases théoriques de la compression, valables pour tous les types de compresseurs, nous étudierons dans un premier temps les compresseurs volumétriques (à piston et à vis), puis dans un second temps les turbocompresseurs (centrifuges et axiaux). Une comparaison entre les différents types de compresseurs sera enfin présentée.

Les notions fondamentales à bien assimiler sont celles de compression isentropique, polytropique, adiabatique, de rendement isentropique ou polytropique, d'exposant polytropique (4.1.3), de rendement volumétrique (4.2.1.3).

4.1.1 THERMODYNAMIQUE DE LA COMPRESSION

Comprimer un fluide, c'est le porter d'une pression P_a dite pression d'aspiration, à une pression P_r (supérieure à P_a) dite pression de refoulement. La transformation met en jeu un certain travail, dit "de compression".

L'état initial "a" du fluide avant compression est connu : pression P_a , température T_a , volume massique v_a . En revanche, de l'état "r" après compression, seule la pression de refoulement P_r est déterminée. La température finale dépend des échanges thermiques avec l'extérieur. Il en est de même de toutes les fonctions thermodynamiques relatives à l'état "r", notamment du travail de compression.

Si l'on suppose connue la transformation (a-r), le travail de compression τ est donné par (2.3.6) qui s'écrit ici :

$$h_r - h_a + \Delta K = \tau + Q_a^r \quad (4.1.1)$$

Si l'on suppose que les vitesses sont faibles, ce qui est légitime si on se place dans le réservoir où débite le compresseur, on obtient :

$$\tau = h_r - h_a - Q_a^r \quad (4.1.2)$$

4.1.2 COMPRESSIONS DE RÉFÉRENCE

Les compresseurs sont des machines compactes, traversées par un fluide gazeux qui y séjourne très peu de temps. Les surfaces d'échange sont réduites et les coefficients d'échange thermique faibles. Il en résulte que généralement les échanges de chaleur entre le fluide de travail et l'extérieur sont négligeables devant le travail de compression : la compression de référence est donc une compression adiabatique. Si elle est réversible, il s'agit d'une isentropique.

Un deuxième type de compression présente de l'intérêt, au moins sur le plan théorique : il s'agit de la compression isotherme qui serait réalisée si on était capable de refroidir le fluide de travail, qui a tendance à s'échauffer du fait de la compression, pour que sa température reste constante.

L'intérêt de cette compression est que c'est celle qui minimiserait le travail à fournir. Bien qu'elle soit généralement irréalisable en pratique comme on vient de le voir, il peut être intéressant de refroidir le fluide entre deux étages de compression lorsque l'on doit réaliser une compression multi-étagée. La transformation que l'on réalise s'approche alors d'une isotherme et est appelée para-isotherme.

4.1.2.1 Compression isotherme réversible

Connaissant l'équation d'état, il est facile de calculer τ_i par intégration de :

$$\delta\tau_i = v dP$$

Par exemple, pour un gaz idéal :

$$Pv = rT, \text{ et } \delta\tau_i = rT \frac{dP}{P}$$

Comme $T = T_a$ est constante :

$$\tau_i = r T_a \ln \left(\frac{P_r}{P_a} \right) = P_a v_a \ln \left(\frac{P_r}{P_a} \right) \quad (4.1.3)$$

4.1.2.2 Compression adiabatique réversible

Le second principe donne $s = \text{Cste}$, et, dans le diagramme entropique, la transformation est représentée par un segment vertical (a-s) (figure 4.1.1). Le travail correspondant est appelé travail isentropique, ou quelquefois adiabatique. Nous le désignerons par τ_s .

La relation (4.1.2) donne ici :

$$\tau_s = h_r - h_a \quad (4.1.4)$$

Pour les gaz parfaits dont les capacités thermiques massiques sont indépendantes de la température, la loi de transformation isentropique s'écrit :

$$Pv^\gamma = \text{Cste} \text{ ou } v_r = v_a \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{-1/\gamma}$$

L'intégration du terme vdP donne l'expression du travail isentropique :

$$\tau_s = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_a v_a \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (4.1.5)$$

Compte tenu de l'équation d'état et des relations entre r et les capacités thermiques massiques, l'égalité ci-dessus s'écrit encore :

$$\tau_s = c_p T_a \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (4.1.6)$$

Pour les gaz idéaux ou réels, l'intégration du terme vdP n'est pas aussi simple. Le calcul doit être fait en résolvant les équations d'état. Dans tous les cas, on connaît la pression et la température d'aspiration, qui permettent de déterminer l'entropie et l'enthalpie à l'aspiration. On connaît donc la pression et l'entropie au refoulement, ce qui permet de déterminer la température et l'enthalpie correspondantes. Le travail τ s'en déduit par (4.1.4).

4.1.3 COMPRESSIONS RÉELLES

4.1.3.1 Adiabatique réelle

Nous avons déjà établi section 2.4.2 les équations qui doivent être utilisées lorsque la compression, tout en restant adiabatique, n'est plus réversible. Les irréversibilités (frottements, chocs...) entraînent une génération d'entropie et, sur le diagramme entropique (figure 4.1.2), une compression adiabatique réelle est représentée par une courbe (a-r) qui se trouve à droite de la verticale théorique (a-s). La température en fin de compression est donc supérieure à celle qui résulterait d'une compression adiabatique réversible.

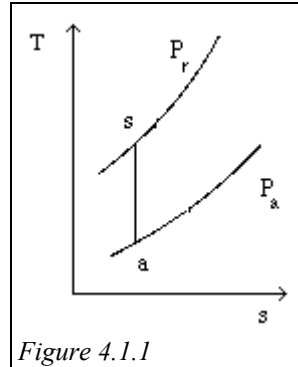


Figure 4.1.1

La formule (4.1.2) découle directement du premier principe, qui ne fait intervenir aucune hypothèse sur la réversibilité des transformations. Celle qui nous intéresse étant adiabatique, $Q = 0$, et nous avons

$$\tau = h_r - h_a$$

Il est évidemment supérieur au travail isentropique τ_s .

Si le gaz peut être considéré comme parfait :

$$\tau = c_p (T_r - T_a)$$

On définit le rendement isentropique, ou rendement adiabatique, comme étant le rapport du travail isentropique au travail réel :

$$\eta_s = \frac{\tau_s}{\tau} = \frac{h_s - h_a}{h_r - h_a} \quad (4.1.7)$$

Ce rendement mesure l'imperfection de la transformation par rapport à l'adiabatique réversible. Il importe de noter que le rendement adiabatique η_s est ainsi la donnée essentielle d'une transformation adiabatique irréversible, mais aussi celle dont la détermination présente le plus de difficultés.

Lorsque la machine étudiée est de type classique, c'est-à-dire ne présente pas d'innovations importantes par rapport à des machines réalisées et essayées, on prend comme valeur provisoire celle qui résulte des essais de ces machines. Lorsqu'on ne dispose pas de ces données, ou qu'on ne s'en contente pas, l'évaluation a priori de η_s est toujours très délicate. Elle résulte de l'étude détaillée des pertes et n'est possible que si l'on dispose de nombreuses données expérimentales de base. Le problème ainsi posé (calcul des pertes de charge, des fuites, des frottements de paroi...) relève de la mécanique des fluides expérimentale et non de la thermodynamique.

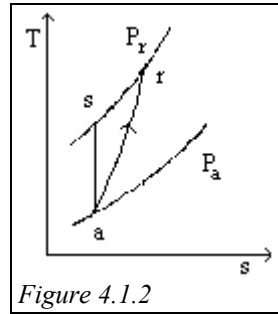


Figure 4.1.2

4.1.3.2 Polytropique de la compression adiabatique

On remarquera que la donnée du rendement isentropique η_s ne fournit aucune indication sur la loi suivie par le fluide pendant une compression irréversible, de telle sorte qu'on ne peut intégrer le terme vdP . Pour pouvoir le faire, il faut se donner des hypothèses supplémentaires. L'une des plus courantes conduit à la notion très employée de polytropique, qui peut recouvrir des définitions légèrement différentes selon les auteurs. Pour certains, il s'agit d'une transformation irréversible, tandis que pour d'autres elle est par définition réversible. Nous commencerons par présenter la première manière de voir les choses, qui se justifie pour les compressions adiabatiques, puis nous montrerons comment la seconde se prête bien à l'étude des compressions non adiabatiques. De plus, nous aborderons ce concept selon deux approches souvent données comme équivalentes, alors qu'elles ne le sont rigoureusement que pour les gaz parfaits, c'est-à-dire pour des gaz suivant la loi $Pv = rT$, et de capacité thermique spécifique constante (cf. 2.6.2.1).

4.1.3.2.1 Approche différentielle de la polytropique

L'hypothèse que l'on se donne ici est de considérer que les irréversibilités sont uniformément réparties tout au long de la compression, ce qui revient à supposer que, pendant toute étape infiniment petite de la transformation, le rendement isentropique garde une valeur constante, égale par définition au rendement polytropique η_p (figure 4.1.3).

Pour les machines multi-étagées, ce rendement a un sens physique clair : il s'agit en quelque sorte du rendement élémentaire d'un étage.

Une compression infiniment petite se traduit par des variations dP , dT , dh , ds des fonctions d'état.

La transformation étant adiabatique, le travail réel $\delta\tau$ est égal à dh , tandis que le travail réversible est $\delta\tau_s = vdP$.

$$\text{Par définition : } \eta_p = \frac{\delta\tau_s}{\delta\tau}$$

L'hypothèse η_p constant se traduit donc par l'équation différentielle :

$$\eta_p = \frac{vdP}{vdP + Tds} = \frac{dh - Tds}{dh} = \text{Cste}$$

qui peut s'écrire sous différentes formes équivalentes, comme par exemple :

$$\frac{Tds}{dh} = 1 - \eta_p = \text{Cste} \quad \text{ou} \quad \frac{1 - \eta_p}{\eta_p} vdP - T ds = 0 \quad (4.1.8)$$

On remarquera que ces équations expriment toutes l'existence d'une proportionnalité entre la variation d'enthalpie du fluide et le travail fourni ou la chaleur dissipée par les irréversibilités.

4.1.3.2 Approche intégrale de la polytropique

L'hypothèse que l'on se donne ici est de postuler que la loi de l'évolution suivie par le fluide entre l'aspiration et le refoulement est du type :

$$Pv^k = \text{Cste} \quad (4.1.9)$$

k est appelé coefficient polytropique de la transformation.

L'un des grands intérêts que présente la notion de polytropique tient à la simplicité de l'équation (4.1.9), qui généralise celle des isentropiques $Pv^\gamma = \text{Cste}$. En faisant varier k , elle engendre un grand nombre de transformations thermodynamiques élémentaires :

$k = 0$	$P = \text{Cste}$	isobare
$k = 1$	$Pv = \text{Cste}$	isotherme pour un gaz idéal
$k = \gamma$	$Pv^\gamma = \text{Cste}$	isentropique pour un gaz parfait
$k = \infty$	$v = \text{Cste}$	isovolume (isochore)

4.1.3.3 Équivalence entre les deux approches pour les gaz parfaits

Bien que différentes dans le cas général, ces deux approches sont équivalentes pour les gaz parfaits.

Pour un **gaz idéal**, la première forme de l'équation (4.1.8) donne :

$$Tds = (1 - \eta_p) c_p dT \quad \text{ou} \quad ds = (1 - \eta_p) c_p \frac{dT}{T}$$

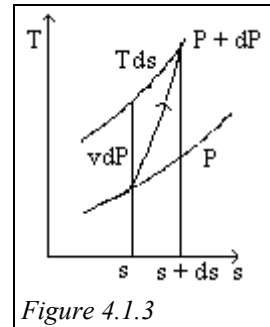


Figure 4.1.3

Une compression isotherme représente le cas limite d'une compression refroidie. La température du gaz en sortie de compresseur étant la même qu'en entrée, la loi polytropique se résume à la loi des gaz idéaux $Pv = Cste$, et $k = 1$.

En reprenant les équations mises en évidence pour les compressions non adiabatiques en système ouvert, on a, pour les gaz parfaits :

$$\tau_r = \alpha (h_r - h_a) = \alpha c_p T_a \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

$$\text{Si } k \rightarrow 1; \quad \frac{k-1}{k} \rightarrow 0 \quad \text{et} \quad \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \rightarrow \frac{k-1}{k} \ln \left(\frac{P_r}{P_a} \right)$$

$$\tau_r = \alpha c_p T_a \frac{k-1}{k} \ln \left(\frac{P_r}{P_a} \right)$$

$$\text{Comme} \quad \frac{k-1}{k} = \frac{\gamma-1}{\gamma \alpha} \quad \text{et} \quad c_p \frac{\gamma-1}{\gamma} = r$$

$$\text{Il vient bien :} \quad \tau_r = r T_a \ln \left(\frac{P_r}{P_a} \right)$$

Ce que nous avons appelé travail réversible de la compression polytropique non adiabatique correspond bien au travail que l'on obtient directement par intégration de vdP avec $Pv = Cste$. Le rendement polytropique η est donc bien lui aussi un rendement au sens habituel du terme.

4.1.4 COMPRESSIONS ÉTAGÉES

Dans les turbomachines, on met en évidence certains paramètres sans dimension, dont les valeurs doivent se situer dans des plages relativement étroites. On définit notamment le pouvoir manométrique

$$\mu = \frac{\tau}{U^2} \quad (4.1.26)$$

dans lequel U désigne la vitesse périphérique de la roue mobile. Ce pouvoir manométrique ne peut dépasser certaines valeurs si l'on veut un fonctionnement correct (de l'ordre de 0,4 à 0,5 pour une roue centrifuge, beaucoup moins pour une couronne axiale).

Pour obtenir une grande pression de refoulement, il suffirait théoriquement d'augmenter la vitesse périphérique U . Mais les contraintes induites dans le métal par la force centrifuge sont précisément proportionnelles à U^2 . On est amené, pour les constructions courantes, à limiter la vitesse périphérique aux environs de 200 - 300 m/s. Le rapport de compression élémentaire ne peut donc dépasser une certaine valeur, ce qui impose de réaliser les compressions en disposant plusieurs étages en série.

Par analogie avec les pompes hydrauliques, une autre grandeur est aussi quelquefois employée pour caractériser les performances d'un compresseur : la hauteur manométrique, $H = \tau/g$, g étant l'accélération de la pesanteur.

Dans les compresseurs volumétriques ou à piston, ce problème ne se pose pas, et on peut théoriquement réaliser en un seul corps des rapports de compression très

importants. En fait, il intervient d'autres problèmes technologiques (espace mort, fuites) qui deviennent prédominants aux forts rapports de compression, comme il sera indiqué plus loin.

La relation (4.1.6) montre que le travail de compression isentropique est proportionnel à la température d'aspiration. Lorsqu'une compression doit être étagée, il est donc intéressant sur le plan thermodynamique (mais pas nécessairement sur le plan économique) de refroidir le fluide de travail entre deux étages dans un échangeur de chaleur, en ramenant sa température à une valeur proche de celle de l'aspiration. Ce faisant, on réalise une compression appelée para-isotherme, d'autant plus proche de l'isotherme que le nombre d'étages de compression est grand.

Il est possible de montrer, en supposant que le gaz est parfait, que le fluide est refroidi à sa température initiale et que les rendements isentropiques des n étages de compression sont tous égaux, que le travail de compression global est minimal si les pressions intermédiaires constituent une suite géométrique de raison racine n ème du rapport de compression global :

$$\frac{P_{i+1}}{P_i} = \sqrt[n]{\frac{P_r}{P_a}} \quad (4.1.27)$$

Lorsque les hypothèses ci-dessus ne sont plus vérifiées, le calcul des pressions intermédiaires doit être fait de manière itérative, mais elles s'écartent souvent peu des valeurs données par la relation 4.1.27.

4.1.5 CALCUL D'UNE COMPRESSION DANS THERMOPTIM

La définition et le calcul des transformations fait appel à une série d'écrans qui diffèrent selon le type de transfo considéré, mais qui partagent cependant certaines caractéristiques (figure 4.1.5) :

- en haut à gauche est défini le nom de la transfo ;
- en haut à droite apparaissent un certain nombre d'options et de champs servant à paramétrer la transfo : système "ouvert" ou "fermé", transfo à "débit imposé", transfo "observée" (ces deux dernières notions sont utilisées pour piloter le recalcul automatique d'un projet) ;
- la partie gauche sert à définir les points amont et aval. Pour connecter un point, double-cliquez dans le champ correspondant à son nom, et choisissez-le dans la liste proposée. Généralement, ces points sont distincts, mais ils peuvent être les mêmes, par exemple dans le cas des transfos-points ;
- les boutons "Calculer", "Sauver", "Fermer", "Supprimer" et "liens " sont aussi communs. Le dernier donne accès au navigateur de liens ;
- le type d'énergie peut être modifié en double-cliquant dans le champ correspondant ;
- la valeur du débit-masse est par défaut initialisée à 1. Son unité n'est pas précisée volontairement, afin que l'utilisateur puisse choisir de travailler aussi bien en mg/s qu'en g/s ou kg/s selon le problème étudié, tout en gardant une grande précision d'affichage. Bien évidemment, les résultats des calculs sur les enthalpies ou énergies (respectivement. sur les puissances) mises en jeu dépendent de l'unité choisie pour le débit, et peuvent ainsi s'exprimer en mJ, en J ou en kJ (respectivement en mW, W ou kW) ;
- enfin, un champ de texte permet de documenter la transfo.