

4.1 Équations gouvernantes

4.1.1 Bilan de masse ou équation de continuité (Conservation de la masse):

C'est une déclaration que la masse fluide est conservée.

Variation de masse dans le volume ($drd\theta dz$) = débit sortant-débit entrant

L'équation de continuité en coordonnées cylindriques:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial(\rho r V_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

- **Régime Stationnaire :**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

- **Fluide Incompressible ($\rho = Cste$):**

4.1.2 Bilan de quantité de mouvement

Équation de la quantité de mouvement en coordonnées cylindriques

$$\begin{cases} \rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = \rho g_r - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{\partial v_r}{r \partial r} - \frac{v_r}{r^2} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} v_\theta + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) = \rho g_\theta - \frac{\partial P}{r \partial \theta} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} + \frac{\partial v_\theta}{r \partial r} - \frac{v_\theta}{r^2} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} + \frac{\partial v_z}{r \partial r} \right) \end{cases} \quad (2)$$

4.1.3 Bilan d'énergie (conservation de l'énergie)

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu Q_v \quad (3)$$

4.2 CFD pour les turbomachines (applications et limites)

La mécanique des fluides numérique (CFD) vise à simuler sur ordinateur des écoulements de fluide en mouvement. Elle est à la croisée de la dynamique des fluides, des mathématiques et de l'informatique. La CFD permis l'adoption dans de nombreux domaines d'intérêt industriel, elle vient ainsi idéalement compléter les essais sur des prototypes ou des modèles réduits en soufflerie. Mais alors que la CFD est mature pour la simulation d'écoulement stationnaires, les industriels emploient assez rarement des méthodes instationnaires car elles ont un temps de restitution encore trop long pour être utilisées au quotidien. L'intégration en temps physique couvert par une simulation d'écoulement instationnaire est en effet plus importante que son pendant stationnaire et nécessite donc un investissement en calcul supérieur.

4.3 Écoulement in-stationnaire et interaction Stator-Rotor

L'interaction des roues fixes (stator) et de roues mobiles (rotor) rend l'écoulement dans les turbomachines instationnaire. En ajoutant la turbulence présente inévitablement dans ce genre d'écoulements, de nombreux phénomènes apparaissent, dont certains peuvent nuire considérablement sur les performances des machines.

4.3.1 Interaction potentielle

L'écoulement dans le canal du distributeur est périodiquement perturbé par les aubes mobiles du rotor. C'est l'une des principales sources qui génèrent des fluctuations de pression. Le champ de pression existant entre les couronnes se modifie dans le temps en fonction de la position relative adoptée par la couronne des aubes mobiles par rapport aux fixes. A chaque fois qu'une aube passe devant des canaux statoriques, des variations du champ de pression modifient le débit amont et la réponse de la machine. Ainsi, le pic de pression sera atteint lorsque les aubes de guidage sont complètement ouvertes et que l'une des aubes mobiles du rotor est en ligne avec un bord de fuite.

4.3.1 Sillage

Le phénomène associé à la présence d'un stator en amont du rotor est la génération de sillages qui atteignent le rotor, donnant un écoulement non stationnaire en raison de conditions d'écoulement non uniformes à l'entrée. L'épaisseur des couches limites sur le bord de fuite régit la distribution variable de vitesse au milieu des sillages. Par conséquent, le rotor répond à cet effet en induisant des vibrations et en diminuant les performances de la machine.

Dans certaines conditions de fonctionnement, l'écoulement peut subir une séparation de la couche limite le long du bord de fuite de l'aube en raison de l'apparition d'un gradient de pression défavorable provoqué par l'écoulement de géométrie de divergent. Cela génère des structures turbulentes typiquement tridimensionnelles appelées tourbillons qui provoquent des vibrations.

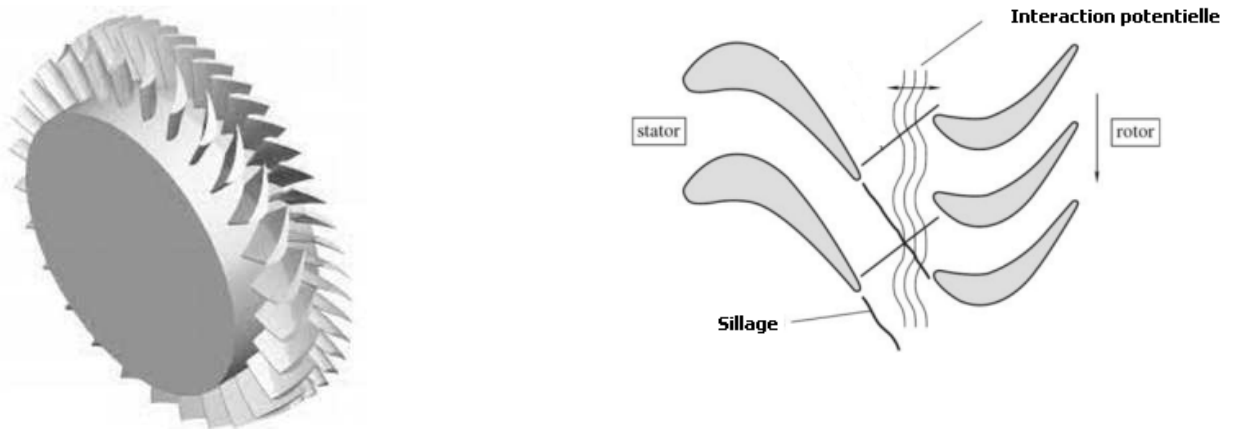


Fig. 1 : Instabilité de l'interaction rotor-stator

4.4 Refroidissement des turbomachines

Les turbines à gaz sont utilisées pour la propulsion des avions et dans la production d'électricité terrestre ou dans des applications industrielles. L'efficacité thermique et la puissance de sortie des turbines à gaz augmentent avec l'augmentation des températures d'entrée du rotor de turbine. La température dans les turbines à gaz est plus élevée que le point de fusion du matériau des aubes : par conséquent, les aubes et la chambre de combustion de la turbine doivent être refroidies.

Les technologies de refroidissement avancées de turbine à gaz incluent le refroidissement interne et le refroidissement externe.

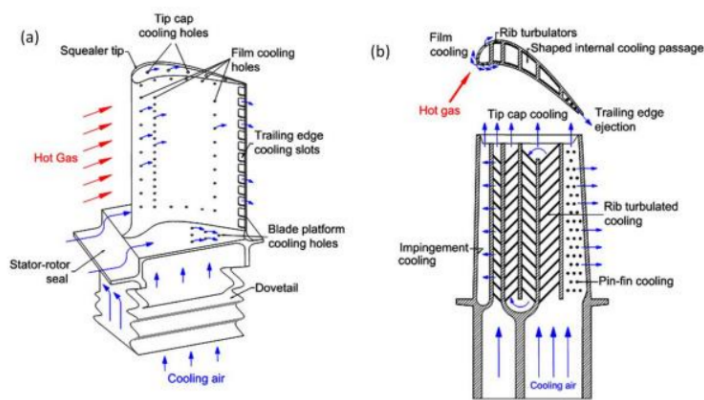


Fig. 2 : Schéma de refroidissement des aubes de turbine à gaz
(a) Refroidissement externe, (b) Refroidissement interne,

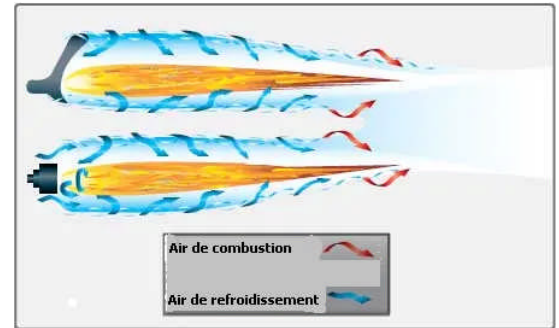


Fig. 3 : Schéma de refroidissement de la chambre de combustion

4.4.1 Refroidissement de la chambre de combustion

4.4.1.1 Refroidissement par convection (par écoulement d'air externe)

Cette méthode de refroidissement est particulièrement adaptée aux tubes à flamme de chambre de combustion «à passage direct», dans lesquels l'air de dilution est amené à s'écouler dans un passage annulaire dont une paroi de délimitation est la surface à refroidir. Il y a un processus de transfert de chaleur par convection entre l'air et la paroi chaude et cette dernière atteint une température d'équilibre qui dépend du rapport des carrés des vitesses de transfert de chaleur sur ses deux côtés.

- Plus simple et pratique à réaliser.
- Peut être amélioré par l'utilisation d'une surface secondaire (ailettes).
- Limité par la perte de charge autorisée dans la chambre de combustion.

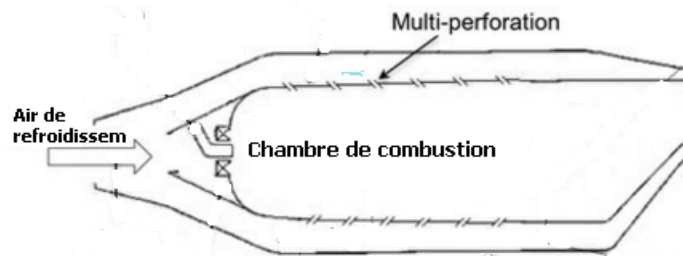


Fig. 4 : Refroidissement par convection

4.4.1.2 Refroidissement par surfaces à persiennes pour le refroidissement

L'utilisation des surfaces secondaires permet d'obtenir une surface de transfert de chaleur plus grande, l'effet de refroidissement pourrait être augmenté.

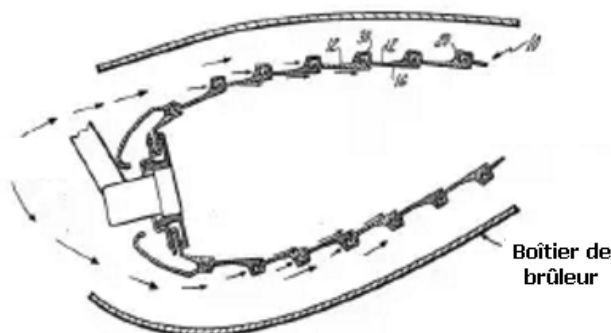


Fig. 5 : Construction de doublure à persiennes

4.4.1.3 Refroidissement par paroi poreuse

Les parois poreuses fournissent de nombreux petits passages, et donc une très grande surface sur laquelle un transfert de chaleur entre la paroi et l'air de refroidissement peut avoir lieu. De plus, comme il y a tellement de petits passages dispersés uniformément sur la surface de la paroi, les jets d'air émergeant de chacun fusionnent immédiatement pour former une couche limite froide continue qui, dans certaines conditions, réduit considérablement le taux de transfert de chaleur du gaz chaud, et ajoute ainsi à l'effet de refroidissement.

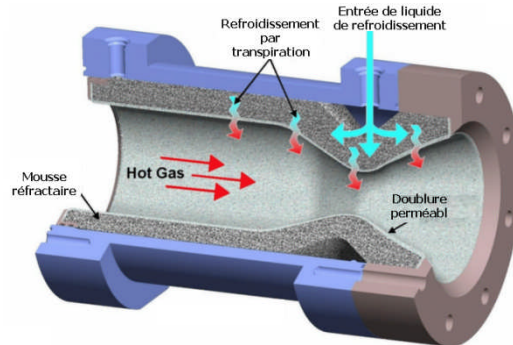


Fig. 6 : Refroidissement par paroi poreuse

4.4.2 Refroidissement des aubes

4.4.2.1 Refroidissement par convection

Le refroidissement par convection est le concept de refroidissement le plus utilisé dans les turbines à gaz actuelles. Cette méthode de refroidissement est appliquée en concevant l'air de refroidissement pour qu'il circule à l'intérieur de l'aube de la turbine et en évacuant la chaleur à travers les parois. Habituellement, le flux d'air est radial, effectuant de multiples passages à travers un passage en serpentin du moyeu à la pointe de l'aube.

4.4.2.2 Refroidissement par la vapeur d'eau

La vapeur passe à travers un certain nombre de tubes intégrés dans les aubes. Cette méthode maintient la température du métal de l'aube en dessous de 538°C. La vapeur est généralement prélevée dans une installation à cycle combiné à partir de la sortie de l'étage HP de la turbine à vapeur, puis envoyée vers la pièce de transition de la turbine à gaz et les buses de la turbine du premier étage où elle est utilisée comme milieu de refroidissement, et dans ce processus est réchauffé puis renvoyé à l'étage BP de la turbine à vapeur sous forme de vapeur réchauffée.

4.4.2.3 Refroidissement par film

Il s'agit d'une forme de refroidissement par film à haute intensité qui est obtenue en permettant à l'air de former une couche isolante entre le courant de gaz chaud et les parois de l'aube à partir de plusieurs sources dans l'aube, l'utilisation de refroidissement par film donne une couverture complète à l'aube.

4.4.2.4 Refroidissement par impact

Dans cette technique de refroidissement par convection à haute intensité, l'air de refroidissement est soufflé sur la surface intérieure du profil aérodynamique par des jets d'air à grande vitesse, permettant à une quantité grande de chaleur d'être transférée à l'air de refroidissement depuis la surface métallique. Cette méthode de refroidissement peut être limitée aux sections souhaitées du profil aérodynamique pour maintenir des températures uniformes sur toute la surface. Par exemple, si le bord d'attaque d'une aube doit être refroidi plus que la section de corde médiane ou le bord de fuite, le gaz ne pénètre que sur cette partie.

4.4.2.5 Refroidissement par transpiration

Le refroidissement par ce procédé nécessite que le fluide de refroidissement de passer à travers la paroi poreuse du matériau de l'aube. Le transfert de chaleur se fait directement entre le fluide de refroidissement et le gaz chaud. Le refroidissement par transpiration est efficace à des températures très élevées, car il recouvre toute la surface de l'aube.

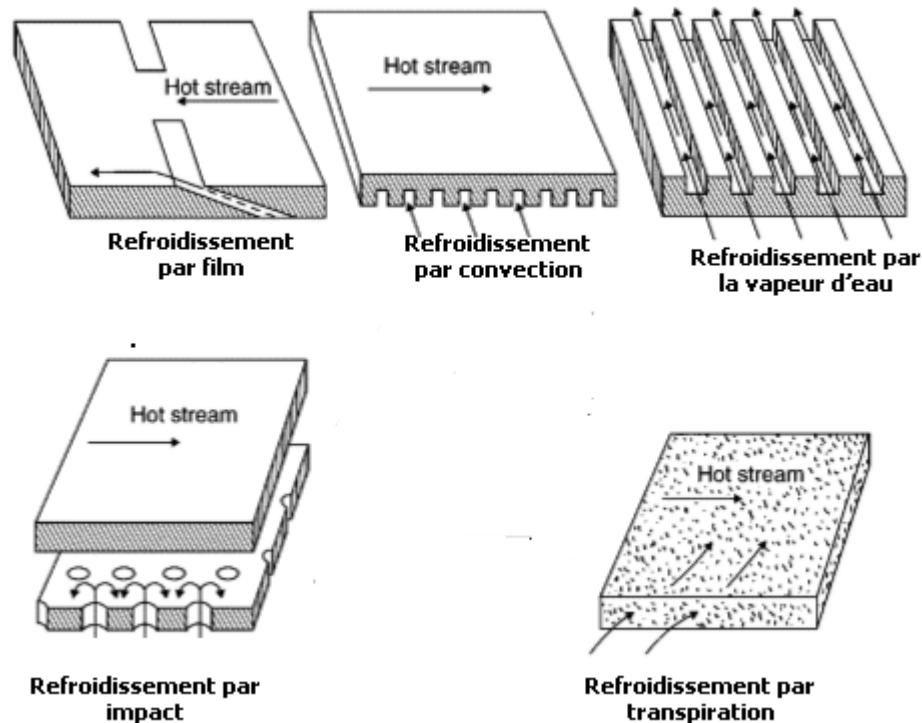


Fig. 7 : Techniques de refroidissement

4.5 Pertes dans les turbomachines

On peut classer les pertes d'une turbomachine selon deux types différentes :

— si l'on considère leur **nature physique**, elles se subdivisent en :

- pertes aérodynamiques d'aubages** (ou **hydrauliques**), qui ont pour cause essentielle la viscosité du fluide, et qui se manifestent principalement dans tout canal fixe ou mobile par un terme de perte de charge ,
- pertes par frottement de disque**, dues à la viscosité du fluide, qui sont aussi des pertes aérodynamiques agissant sur les surfaces inactives du rotor,
- pertes par fuites** (ou **volumétriques**) : dues à ce que de faibles fractions du fluide empruntent les passages étroits qu'il faut nécessairement ménager entre le rotor et le stator afin d'éviter des contacts mécaniquement dangereux. Ces fuites suivent de ce fait une évolution particulière. On analysera séparément celles qui traversent les garnitures d'étanchéité et celles qui se produisent aux extrémités libres des aubages mobiles,
- pertes mécaniques**, qui correspondent à la puissance consommée par les organes (paliers, butée) dont le rôle est de maintenir le rotor en position, ainsi que par les auxiliaires de la machine (pompe à huile de graissage, variateur de vitesse, etc.) ;

— si l'on s'intéresse à la **destination de la quantité d'énergie dissipée**, on est amené à identifier des :

- pertes internes**, lorsque cette énergie dégradée est recueillie par l'écoulement principal,
- pertes externes**, lorsqu'elle échappe à ce dernier ;

En **combinant ces deux points de vue**, on constate que :

- ✓ les pertes aérodynamiques dans les aubages et les frottements de disque sont de nature interne,
- ✓ les fuites se partagent entre pertes internes, lorsque les fractions de fluide en cause rejoignent le débit utile, et pertes externes si elles quittent la machine,
- ✓ les pertes mécaniques sont en principe externes, sauf exceptionnellement pour les paliers qui se lubrifient d'eux-mêmes dans le fluide de la turbomachine.

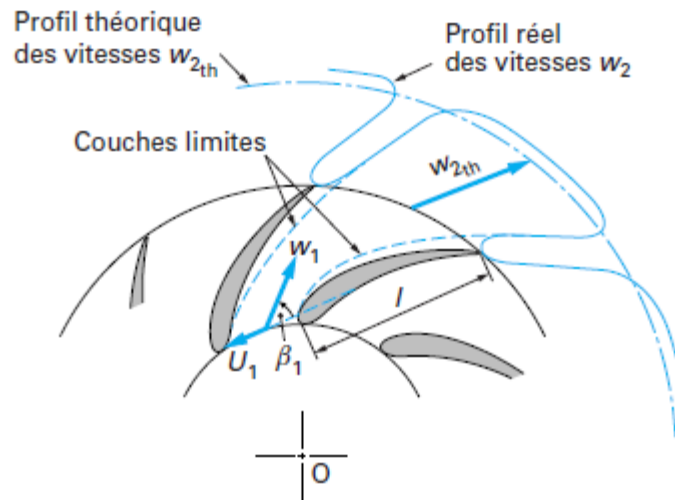


Fig. 8 : Pertes dans un canal mobile de roue centrifuge

References

Turbomachines Bilan énergétique et applications, Techniques de l'Ingénieur

Turbomachines : calcul des écoulements compressibles, Techniques de l'Ingénieur

S.L. Dixon and Cesare Hall (Auth.) - Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery-Butterworth-Heinemann (2014)

Dutta, Sandip_ Ekkad, Srinath_ Han, Je-Chin - Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, Second Edition-CRC Press (2012) (1)

Project submitted to obtain the DEGREE IN MECHANICAL ENGINEERING By Jordi Herranz Tomás, CFD study of the Rotor-Stator Interaction in a Francis turbine