

Études de cas

1 - Études des fuites dans une pompe ou un compresseur

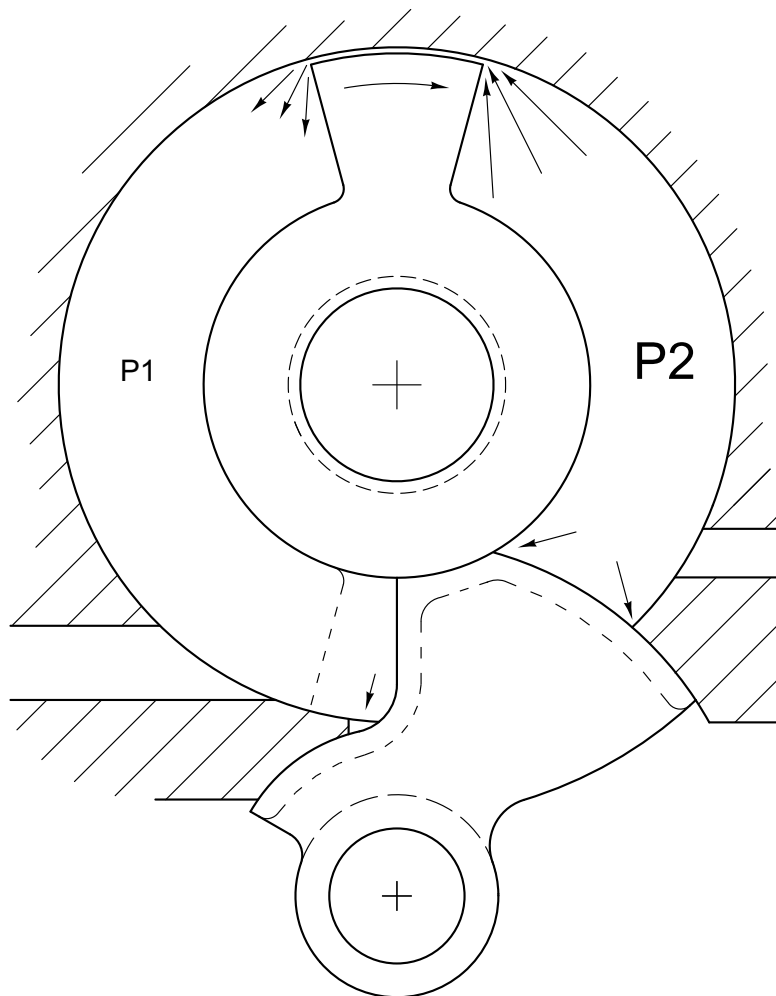


Figure 1 - Fuites dans une pompe ou un compresseur

Compte tenu de ce qui a été dit à la rubrique « Technologies », nous pouvons considérer que :

Dans le cas d'une pompe ou d'un compresseur, la pression P1 est inférieure à la pression atmosphérique, il y a donc une dépression. La pression P2 est supérieure à la pression atmosphérique soit parce qu'il faut vaincre les frottements internes du fluide aspiré ou comprimé, soit parce que l'on désire obtenir une pression de ce côté de la palette.

Les fuites tolérées compenseront la dépression P1.

Études de cas

2 - Études des fuites dans un moteur

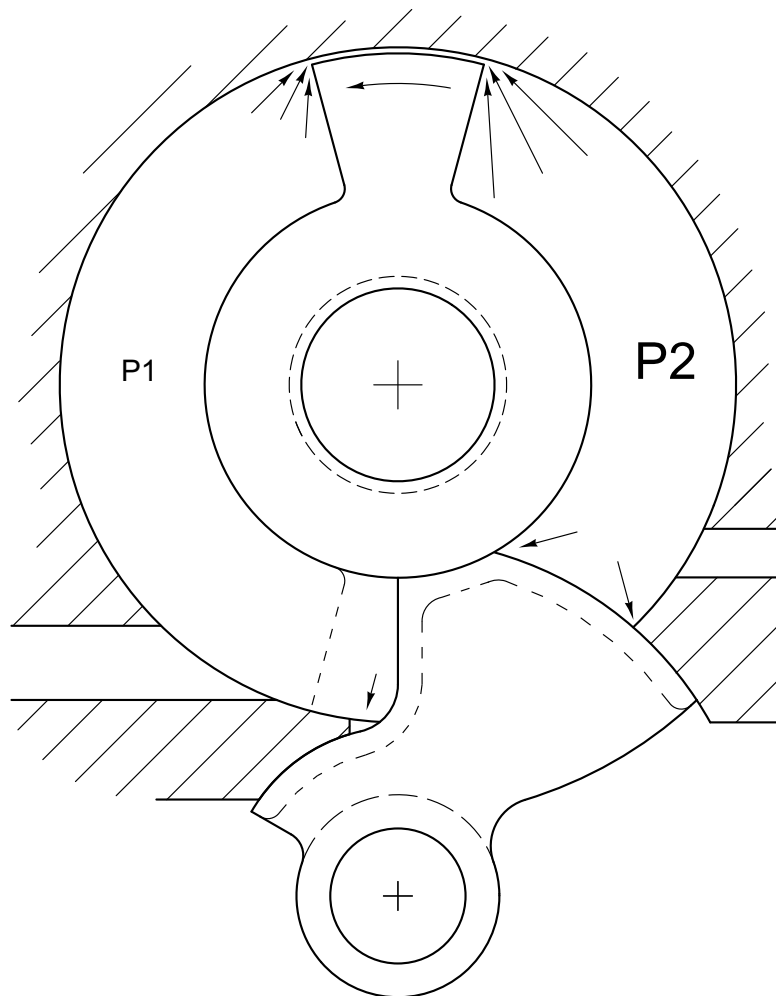


Figure 2 - Fuites dans un moteur

Compte tenu de ce qui a été dit à la rubrique « Technologies », nous pouvons considérer que :

Dans le cas d'un moteur pneumatique ou hydraulique, la pression P2 est supérieure à la pression atmosphérique parce que l'on désire générer un couple moteur. La pression P1 est supérieure à la pression atmosphérique parce qu'il faut vaincre les frottements internes du fluide moteur générés par le refoulement du dit fluide moteur.

Les fuites seront entièrement ou partiellement équilibrées des deux côtés des palettes.

Études de cas

3 - Étude du couple

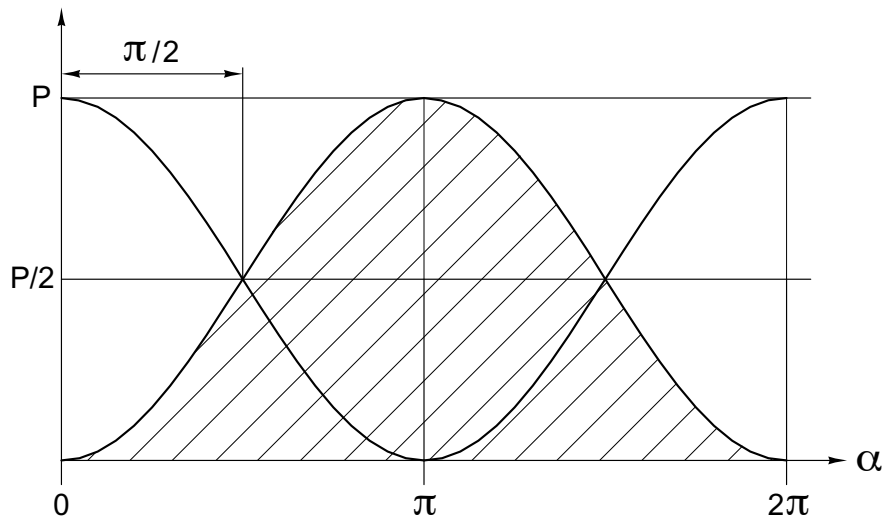


Figure 3 - Étude préliminaire

La figure 3 représente une étude expliquant comment il est possible de générer un couple moteur linéaire en utilisant deux palettes par rotor.

Comme la valeur du couple est définie par « $M = F \cdot r$ » et que « F » dépend de la pression « P », on linéarise le couple par la gestion des pressions.

La gestion des pressions se fait à l'aide d'obturateurs du genre clapet ou soupape.

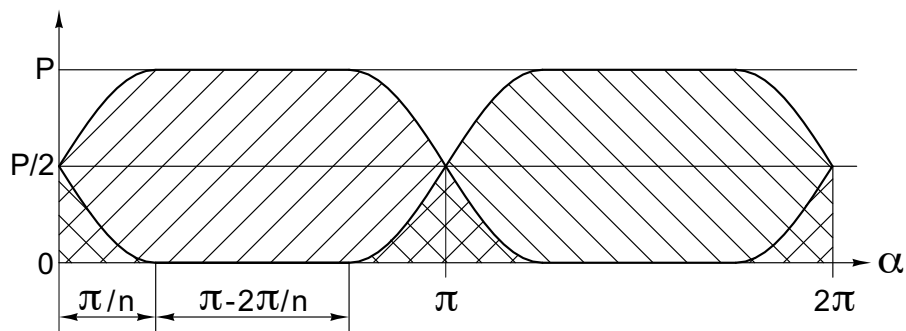


Figure 4 - Étude incluant les temps de basculement

Sur la figure 4, le temps de montée en pression et le temps de détente sont exprimés par « $\pi + 2\pi/n$ », alors que le temps de basculement des butées est exprimé par « $\pi - 2\pi/n$ ».

La variable « n » représente ici la valeur du diviseur.

Études de cas

4 - Etude pour un angle de basculement minimal des butées

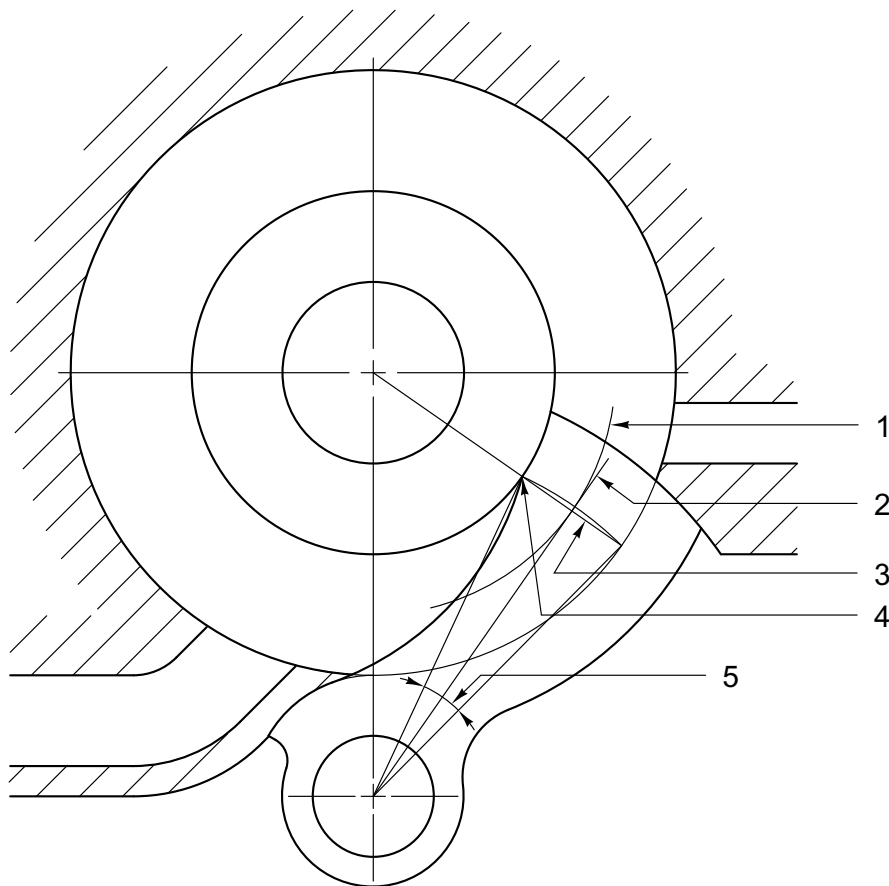


Figure 5 - Étude pour un angle de basculement minimal

La figure 5 représente une étude expliquant comment il est possible de limiter l'angle de basculement des butées oscillantes.

Cette étude permet de démontrer quel est l'angle de basculement (5) le plus petit.

En effet, l'angle de rotation (5) de la butée doit être le plus petit possible pour limiter les efforts d'inertie.

Cet angle est défini par la perpendiculaire (3) à la tangente (2) de l'arc décrit par le rayon au primitif (1) du tore formant la cylindrée du turbivo.

La perpendiculaire (3) à la tangente (2) de l'est confondue avec le rayon du tore. Il passe par le point (4).

Études de cas

5 - Étude concernant le taux de compression

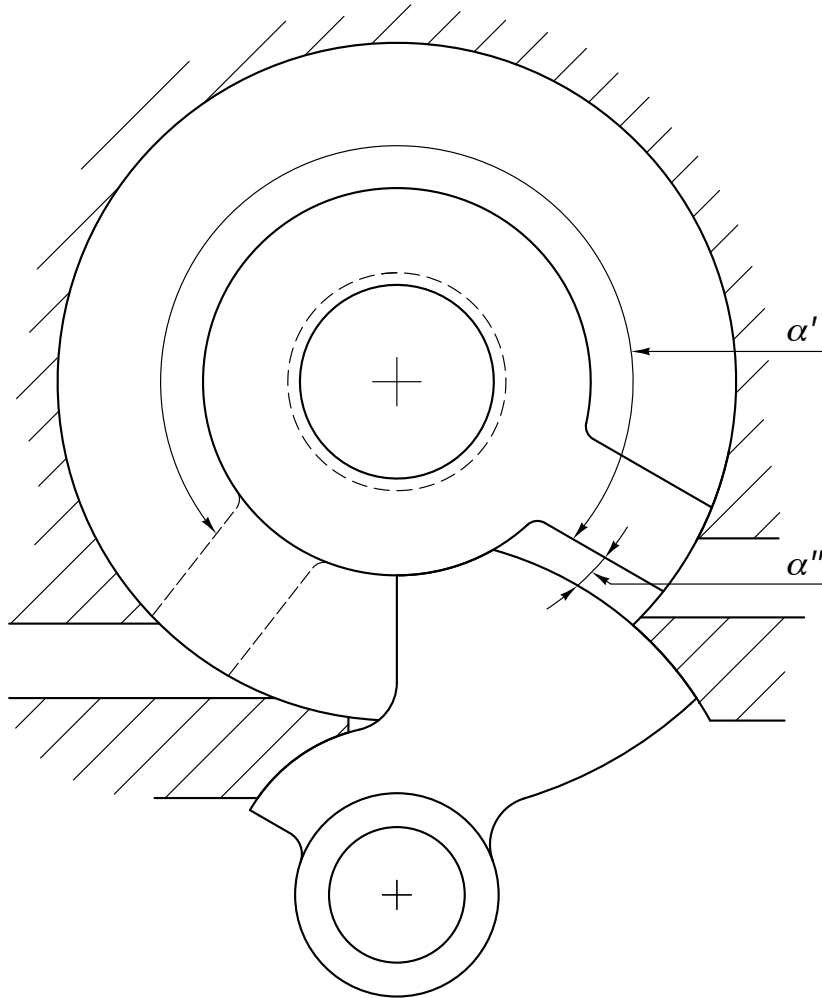


Figure 6 - Étude concernant le taux de compression

Dans cette étude, nous pouvons considérer que le taux de compression est égal à :

$$\rho = (\alpha' + \alpha'') / \alpha''$$

où ρ est le taux de compression,
 α' la cylindrée maximale utile et
 α'' l'espace mort.

À l'espace mort, il faut ajouter le volume inutilisable entre le tore et la soupape de fermeture du conduit.

Ceci conduit à la réflexion que la turbine a trouvé une forme disposant d'un frein moteur.