

Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur

par **Aimé PAROIS**

*Ingénieur de l'École nationale supérieure des Arts et Métiers
et de l'École nationale supérieure du Pétrole et des Moteurs (ENSPM)
Directeur du Centre Moteurs ENSPM*

1. Caractéristiques de la boucle de suralimentation	BM 2 631 - 2
1.1 Moteur suralimenté par turbocompresseur.....	— 2
1.2 Compression de l'air d'admission.....	— 4
1.3 Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement.....	— 4
1.4 Boucle de suralimentation.....	— 5
1.5 Cahier des charges du turbocompresseur.....	— 6
2. Caractéristiques fonctionnelles	— 6
2.1 Compresseur centrifuge.....	— 6
2.2 Turbine radiale centripète.....	— 9
2.3 Dérivation des gaz de turbine (<i>wastegate</i>).....	— 11
2.4 Turbine à géométrie variable.....	— 12
3. Adaptation du turbocompresseur au moteur	— 12
3.1 Sensibilité du moteur Diesel à la suralimentation.....	— 12
3.2 Cas types d'adaptation de turbocompresseur.....	— 12
3.3 Contrôle de la boucle de suralimentation.....	— 14
3.4 Accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur.....	— 14
3.5 Assistance du turbocompresseur en accélération.....	— 15
4. Technologie du turbocompresseur et installation sur moteur	— 15
4.1 Matériaux.....	— 15
4.2 Système paliers.....	— 17
4.3 Vibrations et bruit.....	— 18
5. Exemple de calcul d'adaptation de turbocompresseur	— 18
Références bibliographiques	— 21

Le but de cet article est de donner au lecteur une meilleure compréhension du fonctionnement du système de suralimentation par turbocompresseur d'un moteur de véhicule routier et de le guider dans la détermination des éléments principaux de la boucle de suralimentation.

On étudiera les caractéristiques d'utilisation du compresseur et de la turbine et leur interaction avec le comportement du moteur. On proposera une méthode simple de définition des éléments principaux d'un système de suralimentation. On présentera les différentes technologies utilisées actuellement et on évoquera les évolutions de ces technologies.

Cet article sera limité à l'application des petits turbocompresseurs utilisés sur les moteurs automobiles et les moteurs de camion. Les machines utilisées sur les gros moteurs industriels relèvent d'une technologie spécifique qui ne sera pas abordée dans cet article.

L'étude détaillée des étages compresseur et turbine faisant déjà l'objet d'articles spécialisés dans ce traité, on se limitera à la présentation des caractéristiques d'utilisation des compresseurs centrifuges et des turbines centripètes utilisés pour des rapports de pression de l'ordre de 3/1.

1. Caractéristiques de la boucle de suralimentation

1.1 Moteur suralimenté par turbocompresseur

1.1.1 Caractéristiques fonctionnelles

Dans un moteur suralimenté par turbocompresseur, la masse volumique de l'air d'admission est augmentée du fait de la **compression de l'air dans le compresseur** et, éventuellement, du fait du **refroidissement de l'air comprimé au travers d'un échangeur** placé entre compresseur et moteur. Compresseur et échangeur sont montés en série sur le circuit d'admission ; tout l'air d'admission traverse le compresseur (l'échangeur pouvant être, suivant les cas de fonctionnement, by-passé).

La turbine est placée sur le circuit de gaz d'échappement et entraîne mécaniquement le compresseur. Lorsque le système est en fonctionnement stabilisé et autonome, la puissance délivrée par la turbine équilibre la puissance absorbée par le compresseur.

Lorsque la turbine ne comporte aucun réglage et que la totalité des gaz d'échappement traverse la turbine, le système s'auto-équilibre en fonction des caractéristiques du système moteur-turbocompresseur ; ce système de suralimentation *free-floating* est celui qui est le plus souvent utilisé pour la suralimentation des moteurs de véhicules industriels.

Dans le cas de la figure 1, on peut n'admettre à la turbine qu'une partie des gaz d'échappement en en dérivant une autre partie au travers d'une soupape commandée. La puissance délivrée au compresseur peut donc être réduite pour s'adapter aux besoins du compresseur. Ce système de suralimentation régulé par *wastegate* est largement utilisé sur les moteurs automobiles et les moteurs et véhicules industriels performants.

On peut aussi régler la puissance de la turbine en intervenant sur les caractéristiques des gaz à l'entrée de la turbine (pression). Les turbines à géométrie variable permettent de moduler la pression à l'entrée de la turbine et d'en régler la puissance.

Historique

Le principe de la suralimentation des moteurs a été proposé dès les premiers développements de moteurs et en 1905 le brevet du turbocompresseur a été déposé par l'ingénieur suisse Büchi. Une des premières applications a été réalisée pendant la Première Guerre par l'ingénieur Rateau pour un moteur Renault utilisé sur un avion de chasse.

Le turbocompresseur a été d'abord utilisé sur les moteurs industriels et plus particulièrement sur les moteurs marins. La suralimentation des moteurs de véhicules routiers ne s'est imposée sur les moteurs de camion que depuis une cinquantaine d'années.

Depuis 1980, le turbocompresseur a accompagné le développement des moteurs Diesel pour automobiles et devrait prochainement s'imposer de plus en plus sur les moteurs à allumage commandé, dans le cadre de la réduction de consommation de ces moteurs.

Notations et symboles

Pressions p

Dans la boucle de suralimentation les pressions considérées sont, sauf indication contraire, des pressions totales exprimées en **valeur absolue**. Ces grandeurs sont le plus souvent exprimées en hPa. On utilisera aussi le bar, unité courante chez les motoristes (1 bar = 10^5 Pa).

Températures T

Bien que les températures considérées devraient être théoriquement des températures d'arrêt, en pratique on admet que les températures statiques sont représentatives de la grandeur mesurée.

Les valeurs de températures correspondant à des résultats d'essais sont couramment exprimées en °C ; dans les calculs thermodynamiques de la boucle de suralimentation, on utilise des températures absolues exprimées en kelvins.

Débits q

Les débits considérés sont des grandeurs massiques exprimées en kg/s. Les caractéristiques du compresseur et de la turbine font appel à des grandeurs réduites rapportées à des conditions de référence précisées dans le chapitre correspondant.

Puissance P , en watts.

Rendements η (sans dimension) :

η_C	rendement isentropique compresseur
η_T	rendement isentropique turbine
η_{TC}	rendement global turbocompresseur
η_{TM}	rendement turbine-mécanique
η_V	rendement volumétrique moteur
ε	efficacité refroidisseur air suralimentation

Autres notations utilisées

p_{me}	(bar) pression moyenne effective
N	(tr/min) vitesse de rotation
J	($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) moment d'inertie
A/C	rapport (massique) air/combustible
c_p	[J/($\text{kg} \cdot \text{K}$)] capacité thermique massique moyenne
γ	rapport des capacités thermiques massiques à pression et volume constants
π_C	rapport de compression
π_T	rapport de détente
ρ	(kg/m^3) masse volumique

Indices de position sur la boucle de suralimentation

0	ambiante
1	entrée compresseur
2	sortie compresseur et entrée échangeur
3	sortie échangeur et entrée moteur
4	sortie moteur et entrée turbine
5	sortie turbine

Indices fluides et organes

a	air (circuit compresseur)
g	gaz d'échappement (circuit turbine)
r	fluide refroidisseur (refroidissement de l'air de suralimentation)
C	compresseur
T	turbine
TC	ensemble turbocompresseur
TM	turbine-mécanique (utilisé pour le rendement)

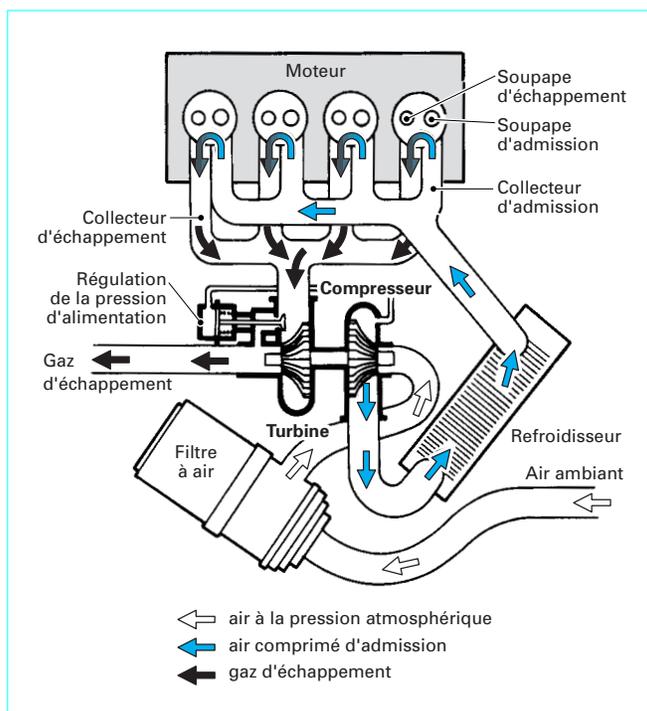


Figure 1 – Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile (d'après doc. Renault)

1.1.2 Besoin en air du moteur

Le débit d'air nécessaire au fonctionnement du moteur dépend de la puissance fournie et des conditions de fonctionnement du moteur au point considéré. Dans le cas des moteurs Diesel, le rapport air/combustible (A/C) peut atteindre une valeur minimale (de l'ordre de 17/1) pour assurer de bonnes conditions de combustion et éviter les fumées et/ou les températures excessives à l'échappement.

Le besoin en air d'un moteur suralimenté est plus critique en pleine charge. En fonctionnement en charge partielle, le système moteur-turbocompresseur permet d'obtenir des excès d'air qu'il peut être intéressant de réduire en utilisant les dispositifs de limitation de puissance turbine.

On trouvera dans le tableau 1 des valeurs indicatives concernant les débits d'air nécessaires aux moteurs actuels pour les régimes de fonctionnement les plus critiques.

1.1.3 Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur

Les performances des moteurs dépendent de leur niveau de suralimentation.

En véhicule industriel une pression moyenne effective (p_{me}) de 20 bar suppose un rapport de compression d'air au moins égal à 3/1. Ces moteurs utilisent de plus en plus couramment des systèmes de dérivation des gaz turbine, *wastegate*, et des turbines à géométrie variable associés à des contrôles électroniques de vitesse du turbocompresseur.

Tableau 1 – Principales caractéristiques des moteurs actuels

Caractéristiques	Type de moteur		
	Diesel véhicule industriel	Diesel automobile injection directe	Essence automobile
Puissance spécifique..... (kW/L)	30	50	60 à 100
p_{me} maximale (au point couple maxi).....(bar)	22	18	14 à 21
Rapport volumétrique.....	17	18	9,5
Pression à l'admission (absolue).....(bar)	3,2	2,4	1,6 à 2,2
Pression maximale de combustion.....(bar)	170	150	80 à 110
Température maximale des gaz d'échappement.....(°C)	720	780	980
Température moyenne des gaz d'échappement.....(°C)	500	250	600
Consommation minimale du combustible.....(g/kWh)	195	205	235
Rapport (massique) air/combustible :			
— à puissance nominale.....	24	24	12
— à p_{me} maximale.....	18	17	14,5
Consommation spécifique d'air :			
— à puissance nominale.....(kg/kWh)	5,3	5,7	3,6
— à p_{me} maximale.....(kg/kWh)	3,5	3,5	3,4

En Diesel automobile, l'injection directe a entraîné une augmentation sensible des performances spécifiques. A *pme* maximale (18 bar), le besoin en air du moteur suppose un rapport de compression supérieur à 2,4/1 et l'utilisation de turbines à géométrie variable est nécessaire pour assurer les reprises d'accélération avec des températures « de croisière » faibles.

En allumage commandé, les performances des véhicules sont très différentes suivant les applications en série : de 60 à 100 kW/L. Les niveaux de pression de suralimentation sont de l'ordre de 2/1. Les turbocompresseurs utilisés comportent une *wastegate* intégrée et font appel à des matériaux réfractaires permettant de supporter les températures de gaz jusqu'à 1 000 °C.

1.2 Compression de l'air d'admission

1.2.1 Puissance de compression

La compression de l'air s'accompagne d'une élévation de sa température. Les échanges thermiques entre le compresseur et l'extérieur sont faibles par rapport aux débits d'air traversant le compresseur et on peut considérer que la compression de l'air est une transformation adiabatique. Dans ce cas, la puissance nécessaire à la compression isentropique de l'air de débit q_a est donnée par :

$$P_{C\ is} = q_a c_{pa} (T_2 - T_1)_{is}$$

avec :

$$(T_2 - T_1)_{is} = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

En pratique, la compression de l'air n'étant pas isentropique, l'élévation de température réelle de l'air est plus grande que la valeur isentropique correspondant à la transformation théorique réversible. Le rapport entre la puissance de compression **théorique** isentropique et la puissance de compression **réelle** définit le rendement de compression isentropique (η_C) qui permet d'écrire l'expression de la puissance de compression réelle suivante :

$$P_C = \frac{P_{C\ is}}{\eta_C} = q_a c_{pa} (T_2 - T_1)$$

1.2.2 Rendement isentropique du compresseur

La définition précédente permet d'écrire la formule :

$$\eta_C = \frac{T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{(T_2 - T_1)}$$

Pour un compresseur donné, la valeur du rendement dépend des conditions d'utilisation, et plus particulièrement du débit d'air et du rapport de compression au point considéré. Ces valeurs sont précisées par la carte de performance correspondante (voir figure 7 p. 8).

La valeur maximale du rendement du compresseur dépend de sa conception et de ses dimensions. Les compresseurs utilisés en automobile ont une roue de grand diamètre, égal à 50 mm environ, et un rendement maximal de 80 %. On peut espérer obtenir un rendement de 84 % avec un compresseur de 100 mm de diamètre sur un moteur industriel.

Exemple : considérons un compresseur fonctionnant à un rapport de compression de 2,5/1 en ayant un rendement de 70 % et aspirant de l'air à 15 °C. Les formules précédentes permettent de calculer une température de sortie de 138 °C et la puissance demandée au compresseur sera de 123 kW pour un débit d'air de 1 kg/s. Dans le cas d'une pression ambiante de 1 000 hPa (1 bar), les masses volumiques de l'air à l'entrée et à la sortie du compresseur seront respectivement de : 1,21 et 2,12 kg/m³. On aura augmenté la masse volumique de l'air de 75 % en augmentant sa pression de 150 %.

1.2.3 Refroidissement de l'air d'admission

Dans la plupart des applications actuelles, l'air d'admission est refroidi à la sortie du compresseur, avant de pénétrer dans le moteur. Les refroidisseurs d'air de suralimentation (RAS) peuvent être air-air ou, pour une plus grande efficacité, air-eau. Dans ce cas, on peut utiliser soit l'eau de refroidissement du moteur, soit l'eau provenant d'un circuit régulé à basse température (40 °C).

L'**efficacité d'un RAS** est définie comme étant le rapport entre la chute de température du fluide comprimé et la différence entre la température d'entrée de ce fluide à celle du fluide de refroidissement :

$$\varepsilon = (T_2 - T_3) / (T_2 - T_1)$$

Dans le cas des refroidisseurs air-air, l'efficacité dépend de la localisation de l'échangeur et de la vitesse du véhicule. En automobile on peut admettre, en première approximation, qu'à grande vitesse un RAS a une efficacité de l'ordre de 60 %.

Exemple : en reprenant l'exemple précédent, remarquons que si nous utilisons un échangeur ayant une efficacité de 60 % la température en sortie d'échangeur sera de 64 °C et la masse volumique de l'air sera égale à : 2,58 kg/m³, soit une augmentation de 115 % par rapport à l'ambiante.

Remarque : le refroidisseur d'air de suralimentation présente une perte de charge qui varie en fonction du carré du débit d'air le traversant. Dans le cas d'une application automobile, l'ordre de grandeur de la perte de charge de l'ensemble RAS plus tuyauteries de raccordement est, au débit maximal, de 150 hPa environ.

1.3 Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement

1.3.1 Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine

La détente des gaz dans la turbine peut être considérée comme une détente adiabatique car le débit de gaz est relativement important en regard des pertes thermiques.

La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz q_g ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz. La puissance **théorique** obtenue lors d'une détente adiabatique réversible est donnée par :

$$P_{T\ is} = q_g c_{pg} (T_4 - T_5)_{is}$$

avec :

$$(T_4 - T_5)_{is} = T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

En pratique, la détente n'est pas isentropique et la différence de température obtenue dans la détente est inférieure à la valeur isentropique théorique. Comme pour le compresseur, on définit un rendement isentropique qui est le rapport entre la puissance récupérée à la turbine et la puissance théorique qui serait obtenue

lors d'une détente adiabatique réversible. La puissance **réelle** fournie par la turbine est donc donnée par les relations suivantes :

$$P_T = q_g c_{pg} (T_4 - T_5) = q_g c_{pg} \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

1.3.2 Rendement de la turbine

Le rendement isentropique de la turbine, ainsi que défini ci-dessus, est le rapport entre la puissance délivrée par la détente des gaz dans la turbine et la puissance théorique obtenue lors de la détente réversible correspondante. En pratique, les fabricants de turbocompresseurs associent au rendement isentropique de la turbine les pertes d'énergie entre la turbine et le compresseur (pertes thermiques et frottements) et comparent la puissance délivrée par le compresseur à celle de la détente théorique isentropique de la turbine. Le rendement ainsi défini est souvent appelé **rendement turbine et mécanique** et est exprimé par la relation :

$$\eta_{TM} = \frac{q_a c_{pa} (T_2 - T_1)}{q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

L'ordre de grandeur de ces rendements est de 60 à 70 %.

Exemple : dans le cas d'une turbine fonctionnant avec un rapport de détente de 2,5 avec des gaz à 700 °C ($\gamma = 1,35$) et ayant un rendement η_{TM} de 70 %, la température de sortie turbine sera de 495 °C environ et, avec un c_p moyen égal à 1,15 kJ/(kg · K), la puissance délivrée par la turbine sera de 165 kW pour un débit de gaz de 1 kg/s.

Remarque : la capacité thermique massique des gaz d'échappement varie avec leur température et leur composition ; on trouvera sur la figure 2 un graphique précisant les valeurs de γ en fonction de ces paramètres.

1.3.3 Énergie récupérable dans les gaz d'échappement

L'énergie contenue dans les gaz d'échappement avant turbine comprend l'enthalpie des gaz en fin de détente du cycle moteur, après passage de la soupape d'échappement et la pression fournie par le piston aux gaz repoussés vers l'échappement. Cette énergie est relativement importante, du même ordre de grandeur que l'énergie fournie à l'arbre moteur, c'est-à-dire 40 % environ de l'énergie du combustible introduit. La turbine n'utilise qu'une faible partie de cette énergie.

Il faut noter que la récupération de l'énergie par détente des gaz d'échappement suppose une augmentation de la pression d'échappement à la sortie du moteur, avant turbine, qui pénalise le fonctionnement du moteur. On peut estimer rapidement que la perte de pression moyenne effective (pme) sur le cycle moteur est égale à la différence entre la pression d'échappement à la sortie du moteur et la pression à la sortie de la turbine.

Cependant il faut noter que, *a contrario*, la pme est augmentée par la surpression de l'air à l'admission. Ainsi, le travail fourni par le cycle moteur est affecté par la différence entre la pression d'admission et la pression d'échappement. Si les réglages permettent une pression d'échappement très inférieure à la pression d'admission, il est possible de récupérer de l'énergie en « bas de cycle », grâce à une boucle de balayage donnant un travail positif par opposition au travail négatif de la boucle d'un moteur où la pression d'échappement serait supérieure à celle d'admission.

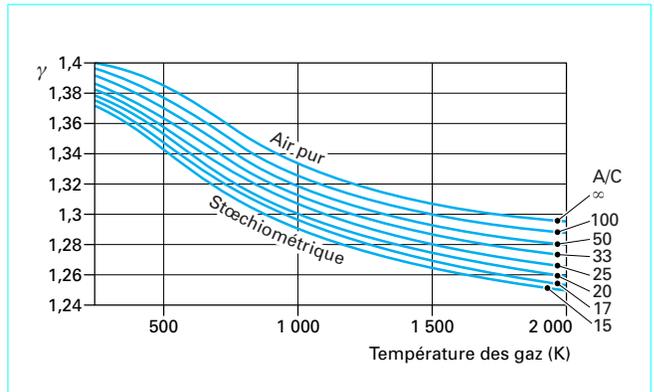


Figure 2 – Valeurs de γ en fonction du rapport air/combustible A/C et de la température des gaz d'échappement

1.4 Boucle de suralimentation

1.4.1 Autonomie du turbocompresseur

Lorsque le turbocompresseur est en fonctionnement stabilisé autonome, la puissance délivrée par la turbine équilibre la puissance absorbée par le compresseur et on peut écrire la relation thermodynamique suivante :

$$q_a c_{pa} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right] = \eta_C \eta_{TM} q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} \right]$$

Cette relation permet de déterminer les conditions de fonctionnement d'un turbocompresseur pour que celui-ci soit en équilibre. En particulier, on peut remarquer que, pour des conditions de fonctionnement du compresseur données, la diminution du rendement de la turbine ou du compresseur, la réduction du débit de gaz dans la turbine ou une baisse de température des gaz d'échappement s'accompagneront nécessairement d'une augmentation de pression à l'entrée de la turbine.

Exemple : sur la figure 3, nous voyons comment varie le rapport de compression d'un turbocompresseur en fonction de la température à l'entrée de la turbine pour trois valeurs particulières de son rendement global dans les conditions particulières suivantes :

$$p_1 = p_5 ; p_4 = p_2 ; T_1 = 15 \text{ °C} ; \\ c_{pg} = 1,15 \text{ kJ/(kg · K)} ; q_g = 1,05 q_a$$

Le **rendement global** du turbocompresseur est le produit des rendements compresseur et turbine :

$$\eta_{TC} = \eta_C \times \eta_T$$

On remarque dans cet exemple que si l'on utilise un turbocompresseur ayant au point considéré un rendement de 50 % on aura besoin d'une température en entrée de turbine d'au moins 420 °C pour atteindre un rapport de compression de 2,5/1. Cette température est souvent appelée température d'autonomie du turbocompresseur pour les conditions précisées.

Remarquons que cette température varie rapidement avec le débit relatif de gaz dans la turbine ou le rapport de détente, paramètres qui dépendent des réglages du turbocompresseur, en particulier du choix de la turbine et, le cas échéant, du circuit de dérivation des gaz de turbine (*wastegate*).

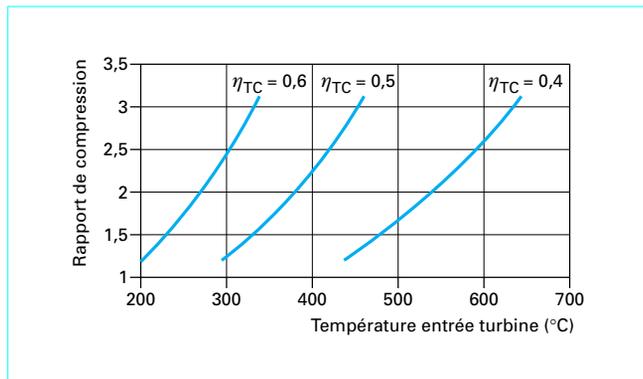


Figure 3 – Exemple de variation du rapport de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine pour trois valeurs du rendement global

1.4.2 Influence des conditions de fonctionnement

En reprenant l'équation d'équilibre précédente, on remarque que, lorsque la température ambiante varie, le rapport des températures à l'entrée de la turbine et à l'entrée du compresseur doit garder une valeur constante pour que le turbocompresseur conserve les mêmes performances au niveau des rapports de compression et de détente. Ce rapport de températures (T_4/T_1), invariant caractéristique de toutes les turbomachines, a une valeur de l'ordre de **3,20** pour les turbocompresseurs pour automobiles fonctionnant avec un rapport de compression de l'ordre de 2,5/1.

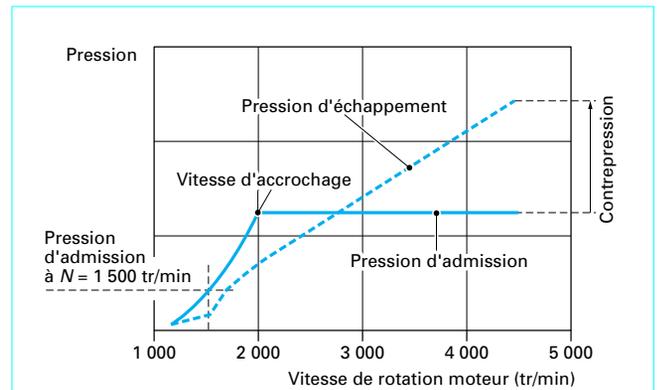
1.5 Cahier des charges du turbocompresseur

■ Le premier critère de performance d'un système de suralimentation par turbocompresseur est l'**obtention de la pression d'air nécessaire au besoin du moteur avec la pression d'échappement avant turbine la plus faible possible**. Les performances du système de suralimentation varient avec le régime de fonctionnement, il importe de bien définir les conditions d'utilisation critiques du moteur et d'effectuer les réglages du turbocompresseur à ces régimes particuliers (figure 4).

■ Le temps de réponse à l'accélération lors des fonctionnements transitoires est un critère important dans le choix d'un turbocompresseur. Outre les caractéristiques aérodynamiques du compresseur et de la turbine, les bonnes performances transitoires supposent des inerties thermiques et mécaniques faibles. Dans ce but, il faut rechercher le plus petit turbocompresseur permettant de satisfaire le niveau de performances requis.

■ Les critères de fiabilité concernent plus particulièrement le niveau de la température des gaz d'échappement (qui conditionne le choix du matériau du corps de turbine), les conditions d'installation du turbocompresseur sur moteur et les bonnes conditions de lubrification.

■ Le coût de la fonction régulation est un élément déterminant dans le choix du dispositif de suralimentation. Le surcoût de la géométrie variable de turbine, des paliers à roulements à billes ou de la roue de turbine en céramique doit être justifié par le gain de performances.



Sur la courbe pleine charge du moteur on évalue trois grandeurs importantes qui permettent de caractériser les performances du système de suralimentation :

- 1 - la « **vitesse d'accrochage** », qui est la vitesse de rotation du moteur permettant l'obtention de la pression d'admission souhaitée : l'objectif actuel est de l'ordre de 1 800 tr/min et tend vers 1 600 tr/min.
- 2 - la **pression d'admission à faible vitesse de rotation** (1 500 tr/min par exemple) : cette valeur prend de plus en plus d'importance pour l'amélioration du couple à bas régime et l'amélioration de l'agrément de conduite. Une valeur courante pour les moteurs Diesel automobiles est de l'ordre de 500 hPa à 1 500 tr/min.
- 3 - la **différence de pression entre l'admission et l'échappement** (contrepression) au régime nominal : on souhaite que cette valeur soit positive et la plus grande possible, pour améliorer le rendement du moteur et réduire les charges thermiques. Le cas représenté est typique d'un moteur Diesel automobile, pour lequel une valeur négative de 500 hPa au régime nominal est une valeur courante.

Figure 4 – Exemple du cahier des charges d'un turbocompresseur pour moteur Diesel d'automobile avec limitation de pression d'admission par soupape de dérivation de turbine (*wastegate*)

2. Caractéristiques fonctionnelles

Le but de ce paragraphe est de présenter les caractéristiques d'utilisation du compresseur centrifuge et de la turbine centripète utilisés dans les turbocompresseurs automobiles. Le lecteur pourra se reporter utilement à l'article [1] [2] de ce traité pour connaître les critères de conception aérodynamique de ces composants.

La figure 5 montre les différents éléments constitutifs d'un turbocompresseur d'automobile.

2.1 Compresseur centrifuge

L'étage compresseur comprend deux parties principales : la roue et le diffuseur (figure 6), contenues dans un carter assurant une bonne distribution de l'air à l'entrée et la collecte de l'air comprimé en sortie.

Le **roue** de compresseur donne de l'énergie au fluide la traversant en lui communiquant une vitesse de sortie élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché.

Remarque : les vitesses périphériques de rotation des roues de compresseurs actuels dépassent 500 m/s pour des rapports de compression de l'ordre de 3/1.

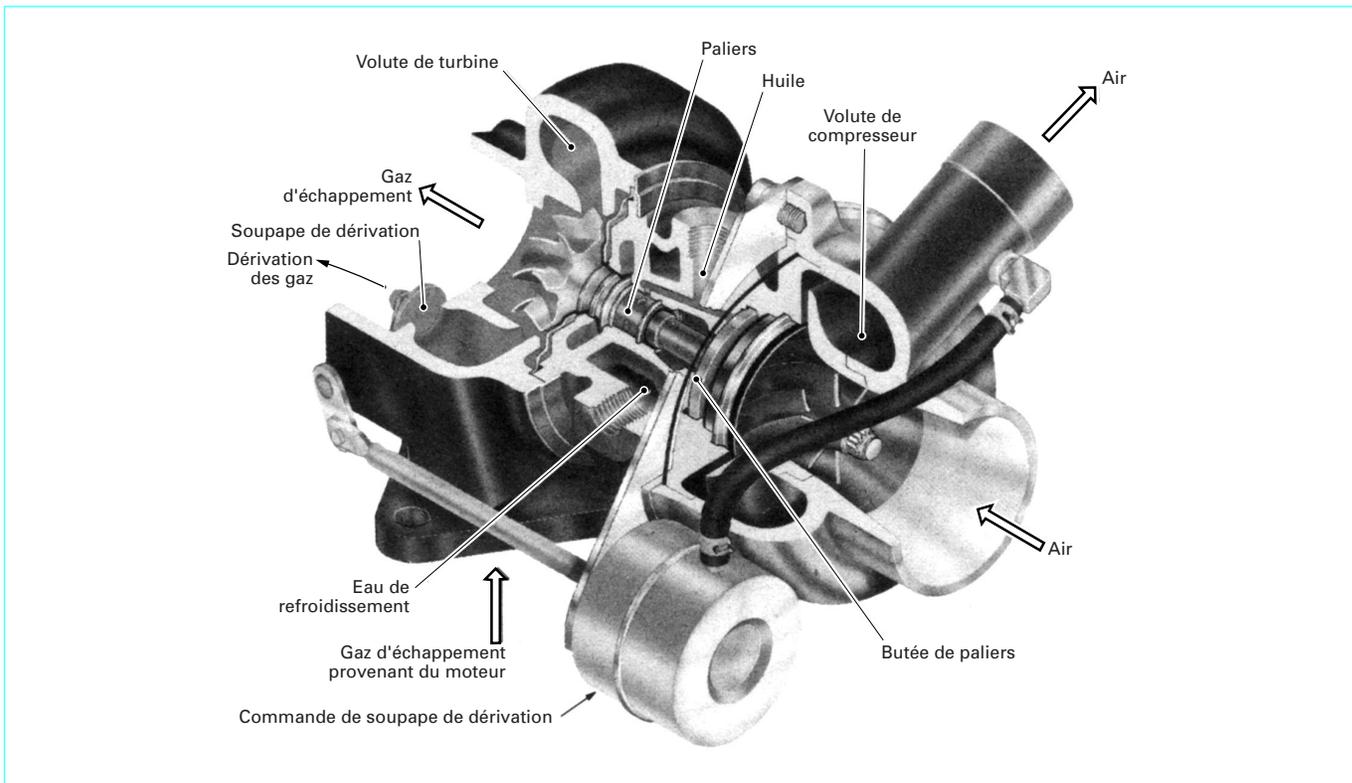


Figure 5 – Écorché de turbocompresseur d'automobile (source Garrett)

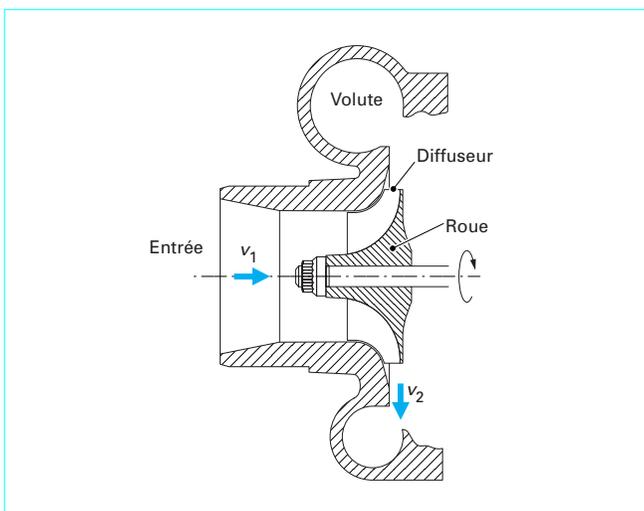


Figure 6 – Compresseur centrifuge : schéma

Le diffuseur transforme l'énergie cinétique du fluide en pression. Les diffuseurs des turbocompresseurs automobiles ne comportent pas d'aubages redresseurs. Ces diffuseurs lisses ont des rendements inférieurs à ceux comportant des aubages redresseurs mais se justifient par une grande plage d'utilisation (débit variable) et un coût moindre.

2.1.1 Courbes caractéristiques

Les performances d'un compresseur sont représentées dans un champ débit-pression sur lequel sont indiquées les courbes isovitesse du compresseur, les courbes isorendement et les limites de fonctionnement (figure 7).

Suivant les constructeurs, les débits sont exprimés sous forme de débits-volumes ou de débits-masses comme dans la figure 7. L'utilisation de valeurs réduites permet de garder les cartes compresseurs invariantes par rapport aux conditions d'entrée du fluide.

La valeur de **débit réduit** est souvent rapportée à des conditions standards, propres à chaque constructeur, et a la forme indiquée ci-dessous (débit-masse) :

$$q_C = q_a \frac{\sqrt{T_1/T_0}}{p_1/p_0}$$

Les valeurs de **pression** sont indiquées sous la forme de **rapports de compression** :

$$\pi_C = p_2/p_1$$

dans lesquels les valeurs considérées sont des **valeurs absolues** et les pressions des **pressions totales**.

Les **vitesse de rotation** sont exprimées en **valeurs réduites**, souvent rapportées à une valeur standard de température d'entrée propre à chaque constructeur :

$$N_C = \frac{N}{\sqrt{T_1/T_0}}$$

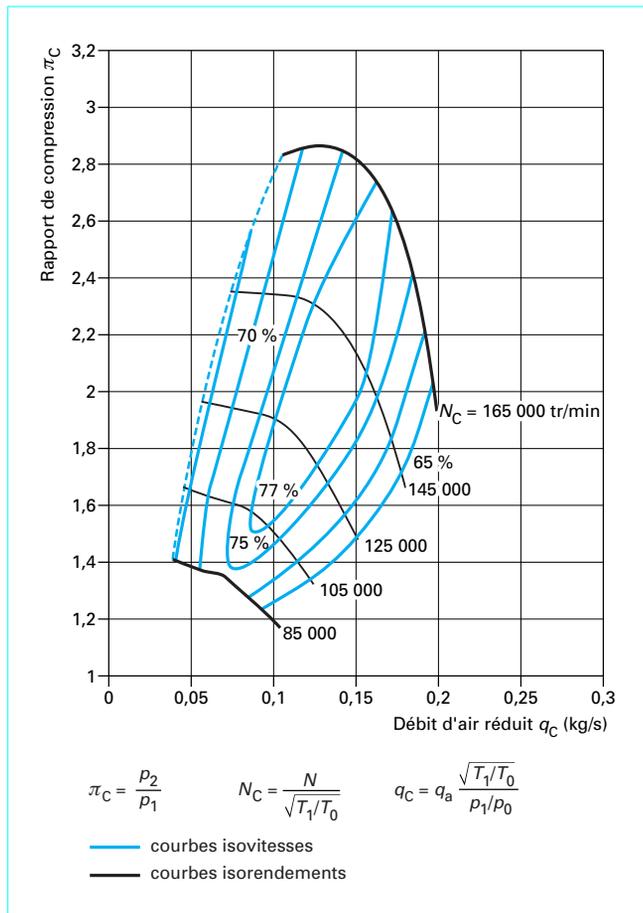


Figure 7 – Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett)

2.1.2 Limites d'utilisation

Une augmentation de la vitesse de rotation du compresseur entraîne une augmentation du rapport de compression. La vitesse de rotation est limitée par la tenue mécanique de la roue de compresseur, les conditions aérodynamiques en sortie de roue et la stabilité de fonctionnement du système paliers. En pratique, la vitesse périphérique maximale atteinte en sortie de roue de compresseur est de 500 m/s.

On ne peut pas décrire une isovitesse compresseur jusqu'à débit nul. En allant **vers les faibles débits d'air**, la pente de la courbe isovitesse, d'abord négative, passe par une valeur nulle, puis devient positive tout en donnant lieu à de faibles variations de pression pouvant être acceptables lors des fonctionnements transitoires. Lorsque ces fluctuations de pression deviennent trop importantes, elles peuvent remonter jusqu'à l'entrée du compresseur et créer des instabilités qui se traduisent par des claquements très bruyants. Ce phénomène est appelé *pompage* et il convient de ne pas fonctionner dans ces conditions. La courbe caractéristique d'un compresseur centrifuge présente la limite de pompage sous la forme d'une **ligne de pompage** (figure 8).

Vers les débits d'air élevés, les isovitesse chutent rapidement, le compresseur atteint une limite de fonctionnement provoquée par le blocage sonique de l'écoulement dans tout ou partie des canaux d'air. D'une façon pratique, on considère que le débit limite

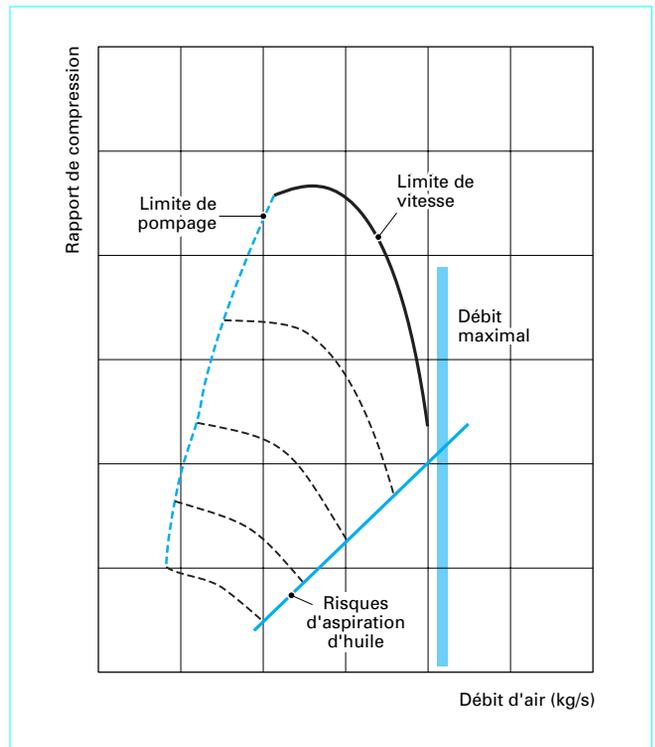


Figure 8 – Limites d'utilisation d'un compresseur

est atteint pour des valeurs de rendement isentropique inférieures à 0,65 ; au-delà, il y a **étouffement du compresseur**.

2.1.3 Choix et adaptation du compresseur

Le tableau 1 (§ 1.1.2) précise les consommations spécifiques en air des principaux types de moteurs aux régimes de *pme* maximale et de puissance nominale. Le moteur se comporte comme une pompe volumétrique et impose, par ses caractéristiques de remplissage, le débit-volume le traversant et, compte tenu des conditions de température, le niveau de pression dans le collecteur d'admission. Ce niveau permet de définir le rapport de compression nécessaire à l'obtention des performances souhaitées. Le choix d'un compresseur suppose en premier lieu la détermination des besoins en air du moteur.

La figure 9 représente les points de fonctionnement d'un compresseur pour les régimes moteur indiqués et schématise les caractéristiques de fonctionnement isovitesse de ce moteur.

Le compresseur choisi doit contenir tous les points de fonctionnement possibles du moteur, en particulier ceux concernant les variations de condition d'utilisation (altitude en particulier).

■ Une première caractéristique importante pour le choix d'un compresseur est le **débit** dont il est capable. Un des paramètres les plus importants permettant de faire varier cette caractéristique est la **dimension extérieure de la roue** dont dépend la famille du turbo-compresseur utilisé et donc son encombrement et son poids.

Exemple : un moteur Diesel d'automobile de 2 L de cylindrée utilisera un compresseur de diamètre extérieur 50 mm environ et un moteur de véhicule industriel de 12 L sera équipé d'un compresseur de 90 mm.

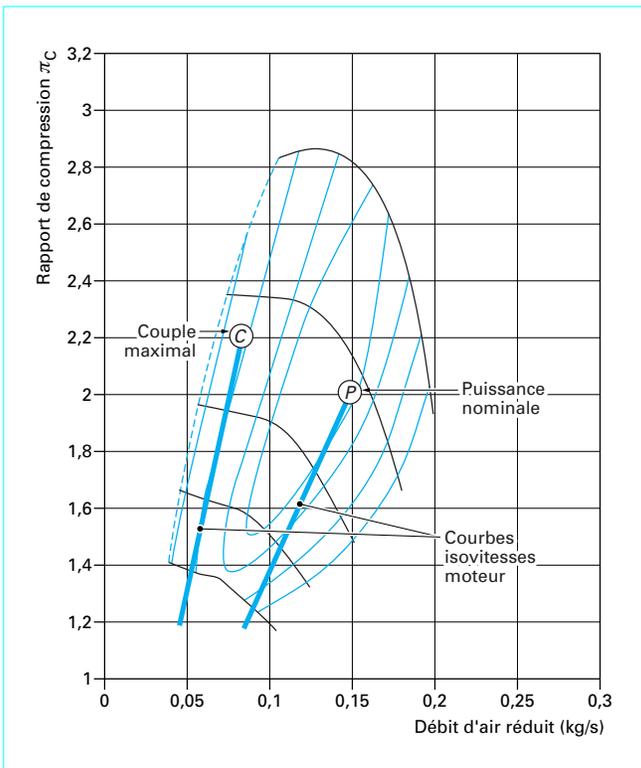


Figure 9 – Points de fonctionnement d'un compresseur

Remarque : une même roue peut être taillée suivant plusieurs profils en faisant varier la section d'entrée ou le rapport de cette section à celle de sortie. Certains constructeurs utilisent la notion de « trim » pour caractériser les variantes de compresseur d'une même famille. La valeur de trim correspond au carré du rapport des diamètres d'entrée et de sortie de la roue (x 100). Une valeur courante de trim est : 50, ce qui signifie que le diamètre d'entrée de la roue de compresseur est égal à 0,7 fois le diamètre extérieur.

■ La **plage d'utilisation** du compresseur est un autre paramètre important ; on peut la caractériser comme étant le rapport entre la différence des débits maximal (avant blocage) et minimal (avant pompage) et le débit maximal, ceci pour un rapport de pression donné (figure 10a). Un des paramètres permettant de faire varier cette caractéristique est l'**angle d'inclinaison des ailettes** en sortie de roue (figure 10b). Les ailettes retournées vers l'arrière (*backcurved impeller*) permettent d'augmenter la plage d'utilisation mais nécessitent une vitesse de rotation plus élevée, donc une résistance à la fatigue moindre, pour un même rapport de compression.

2.2 Turbine radiale centripète

La turbine radiale centripète est universellement utilisée sur les moteurs de traction routière car ses dimensions sont bien adaptées aux débits de gaz considérés et aussi parce que son comportement est bien adapté aux pulsations de pression des circuits d'échappement. Une turbine est essentiellement composée d'une volute assurant la mise en vitesse et la distribution des gaz et d'une roue transformant l'enthalpie et l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique d'entraînement du compresseur (figure 11).

La fonction de mise en vitesse et de distribution des gaz est, dans les cas les plus simples et, actuellement, les plus fréquents,

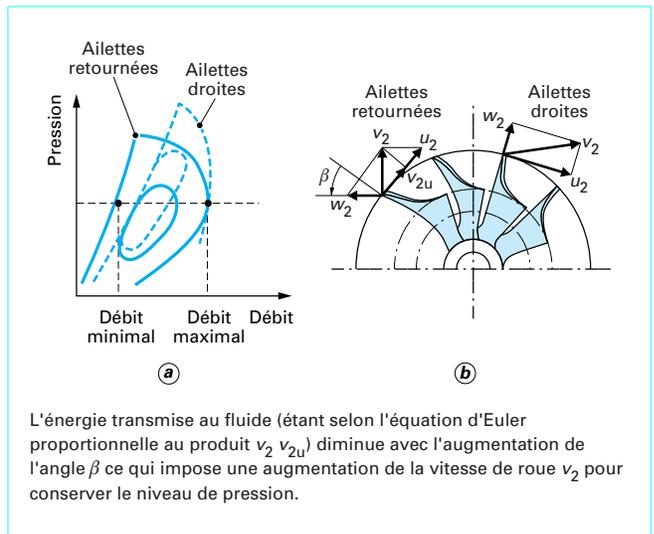


Figure 10 – Plage d'utilisation du compresseur et angle d'inclinaison des ailettes

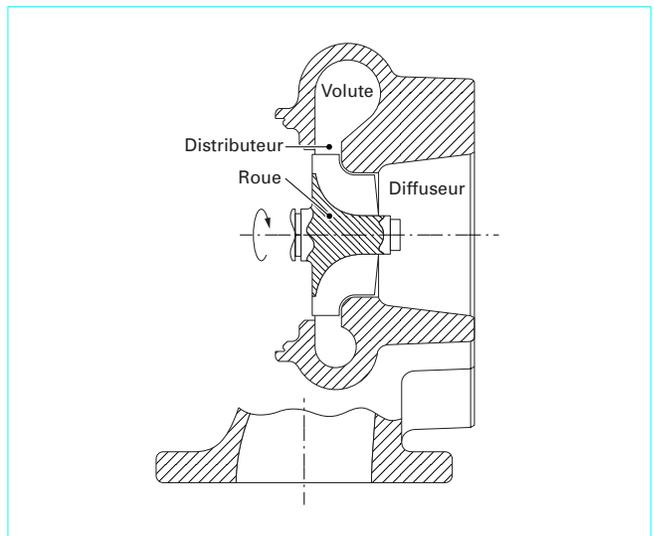


Figure 11 – Turbine radiale centripète : schéma

assurée par un distributeur lisse en sortie de volute. Les distributeurs de section variable, à ailettes pivotantes ou autres concepts, se sont imposés récemment en automobile sur les moteurs Diesel à injection directe et également sur les moteurs de véhicules industriels les plus performants.

2.2.1 Courbes caractéristiques

Les courbes caractéristiques de turbine précisent les valeurs de débit massique et de rendement isentropique pour différentes valeurs de vitesse de rotation en fonction du rapport de détente (figure 12a et b). Les différentes grandeurs sont exprimées en valeurs réduites, rapportées aux conditions standards des constructeurs (p_0, T_0), ce qui permet de disposer de cartes invariantes selon les conditions d'entrée de la turbine.

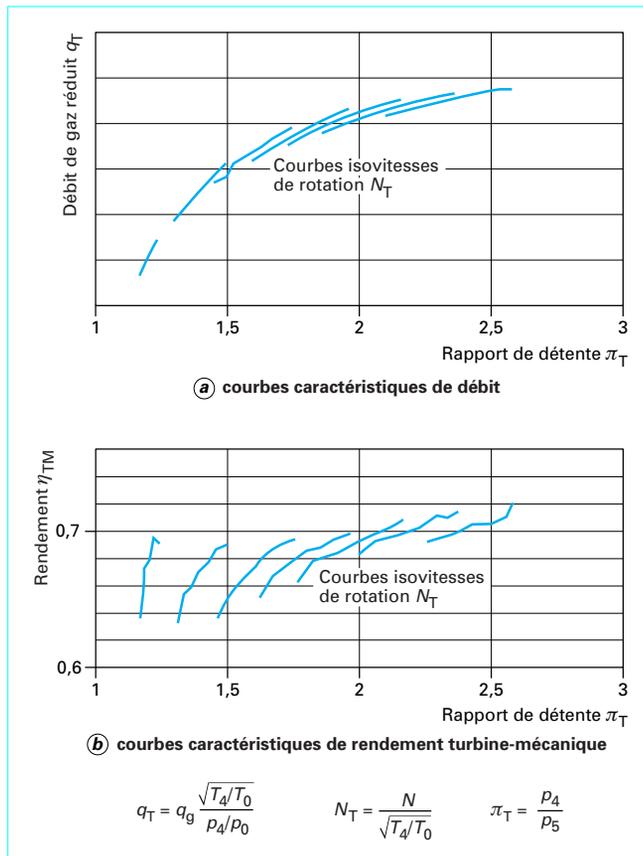


Figure 12 - Courbes caractéristiques d'une turbine centrifuge

Dans le cas le plus général, le débit de gaz dans la turbine peut être modélisé par la **formule de Barré-Saint-Venant** donnant le débit de fluide dans un orifice de section équivalente : $S_{\text{éq}}$, en fonction de ses conditions à l'entrée et du rapport de détente dans l'orifice :

$$q_T = \rho_4 S_{\text{éq}} \varphi_4 \sqrt{2rT_4}$$

avec :

$$\varphi_4 = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

Pour une turbine de section donnée, la caractéristique de débit peut être représentée par une ligne indépendante de sa vitesse de rotation. Le débit devient bloqué au-delà d'un rapport de détente critique, de l'ordre de 2,8/1 (figure 12a).

Remarque : le rapport de détente critique paraît plus élevé que le rapport théorique qui, dans le cas des gaz d'échappement considérés, est de 1,85 environ ; cela est dû au fait que la turbine est composée en fait de plusieurs orifices équivalents en série (en particulier distributeur d'entrée et roue de turbine).

Dans la plage d'utilisation, **un rapport de détente est associé à une valeur de débit**, ce qui signifie que, lorsque le débit de gaz varie (variation de vitesse du moteur), il n'est pas possible, sans artifice, de conserver un rapport de détente constant.

Les courbes caractéristiques de la figure 12b donnent les valeurs de rendement turbine-mécanique pour différentes vitesses de rotation en fonction du rapport de détente. Les valeurs indiquées correspondent le plus souvent aux mesures effectuées en

écoulement stationnaire sur banc d'essai calorifugé ; elles peuvent être très différentes des valeurs que l'on calcule à partir des mesures effectuées sur moteur.

Notons que pour un rapport de détente donné le rendement turbine-mécanique varie assez rapidement en fonction de la vitesse de rotation, il est donc souhaitable de vérifier qu'au point de fonctionnement considéré, les réglages choisis permettent à la turbine de fonctionner à la vitesse de rotation assurant le rendement maximal. Un changement de compresseur peut changer la vitesse de rotation et faire évoluer le rendement turbine-mécanique.

2.2.2 Choix et adaptation de la turbine

Le choix de la turbine est fait après la définition de l'étage compresseur. Dans le cas d'un moteur de traction, on définit la turbine au régime de fonctionnement le plus critique du point de vue du manque d'air, en général au point de *pme* la plus élevée, à faible vitesse de rotation moteur. Les conditions de fonctionnement du compresseur étant connues à ce point particulier, il est possible de calculer le rapport de détente nécessaire à l'obtention de l'énergie d'entraînement du compresseur. Ce calcul suppose la connaissance du rendement turbine (on peut prendre 0,7 en première hypothèse et faire une correction si nécessaire) et de la température des gaz d'échappement (pour une première approximation prendre les valeurs du tableau 1).

La connaissance du rapport de détente permet de déterminer la pression à l'entrée de la turbine et de corriger la valeur de débit de gaz pour déterminer la caractéristique de débit de turbine.

Notons que, si l'on choisit une caractéristique de turbine plus grande que nécessaire, au débit considéré, le rapport de détente sera plus faible que souhaité et l'équilibre du turbocompresseur sera obtenu pour une pression d'air plus basse et que, inversement, une turbine de perméabilité plus faible augmentera la pression d'air.

Notons également que l'on ne peut choisir la spécification turbine qu'à un régime particulier de fonctionnement, il faut donc vérifier qu'aux autres régimes les conditions de fonctionnement du système moteur-turbocompresseur seront acceptables.

2.2.3 Pulsations de pression et turbine divisée

En fonctionnement sur moteur, l'écoulement des gaz vers la turbine est instationnaire et les pulsations de pression en amont de la turbine sont importantes. La récupération de l'énergie des « **bouffées** » d'échappement augmente l'énergie reçue par la turbine. Les mesures de pression et de températures moyennes permettant le calcul du rendement de la turbine n'étant plus représentatives des valeurs réelles, en pratique on définit un « coefficient de pulsation » qui permet de modifier le rendement de turbine pour tenir compte de ces effets. Ce coefficient est d'autant plus important que la vitesse du moteur est faible et que le volume du collecteur d'échappement entre moteur et turbine est petit. Dans le cas des moteurs bien adaptés pour la récupération des bouffées d'échappement, il n'est pas rare de relever des rendements turbine de 1,0 indiquant que, dans ce cas, si la turbine a un rendement de 0,7 en régime stationnaire, l'installation a un coefficient de pulsation de 1,4.

On peut augmenter l'effet de pulsation en amont de la turbine en utilisant des collecteurs d'échappement de petite section. On peut aussi répartir et diviser les gaz d'échappement de façon à réduire le volume entre la sortie d'un cylindre donné et le distributeur de la turbine. Dans le cas des moteurs 6 cylindres en ligne utilisés sur les véhicules industriels, les échappements des cylindres 1, 2, 3 sont regroupés et séparés des cylindres 4, 5, 6 et la division est maintenue dans le corps de turbine, jusqu'au distributeur. L'augmentation des pulsations de pression dans le collecteur d'échappement ne doit pas perturber la vidange des différents cylindres et le regroupement des différents cylindres doit donc être fait en fonc-

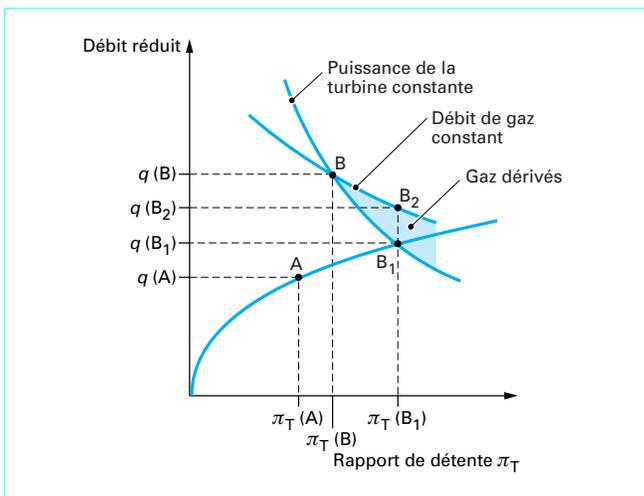


Figure 13 – Dérivation des gaz de turbine : caractéristique et points de fonctionnement

tion de l'ordre d'allumage du moteur (1-4 + 2-3 pour un moteur 4 cylindres).

Exemple : dans le cas d'un moteur 4 cylindres automobile de 2 L de cylindrée avec échappements divisés de faible section, on peut espérer, en pleine charge, un gain de 100 % à 1 400 tr/min, se réduisant à 30 % vers 1 800 tr/min.

2.3 Dérivation des gaz de turbine (wastegate)

Dans le cas de moteurs à grande plage de variation de vitesse, comme c'est le cas de tous les moteurs automobiles, il est impératif de donner un degré de liberté supplémentaire à la turbine pour l'adapter aux variations correspondantes de débit d'air.

La solution la plus communément utilisée consiste à dériver une partie des gaz de turbine. Le clapet de dérivation (*wastegate*), souvent intégré au corps de turbine pour des raisons économiques, est, le plus souvent, commandé par un vérin pneumatique.

Le dimensionnement de la turbine est effectué de façon à obtenir la pression d'air souhaitée aux faibles régimes de rotation moteur, plein couple. Le clapet est alors maintenu fermé. La caractéristique de débit de la turbine choisie contient donc le point de fonctionnement correspondant à ce régime, A, comme il est indiqué sur la figure 13.

À un régime de fonctionnement correspondant à un débit de gaz plus grand, c'est-à-dire à grande vitesse, le point représentatif du fonctionnement sans dérivation de gaz est le point B, situé au-dessus de la courbe caractéristique choisie ; le fonctionnement n'est donc pas possible dans ces conditions. La dérivation d'une partie des gaz turbine permet de trouver des conditions de fonctionnement telles qu'avec un débit de gaz plus faible la puissance turbine est conservée.

Rappelons, comme l'indique la relation ci-dessous que la puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz la traversant et donc qu'à puissance constante une réduction du débit de gaz nécessitera une augmentation de la chute d'enthalpie de la turbine obtenue par une augmentation du rapport de détente.

$$P_T = q_g c_{pg} (T_4 - T_5) = q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \eta_T$$

Sur la figure 13, la courbe B-B₁ représente, en fonction du rapport de détente et à température et rendement constants, le débit de gaz nécessaire à la turbine pour assurer une puissance constante égale à celle du point B. Les coordonnées du point B₁ indiquent quels sont le rapport de détente et le débit corrigé permettant de fonctionner au régime considéré avec la turbine choisie.

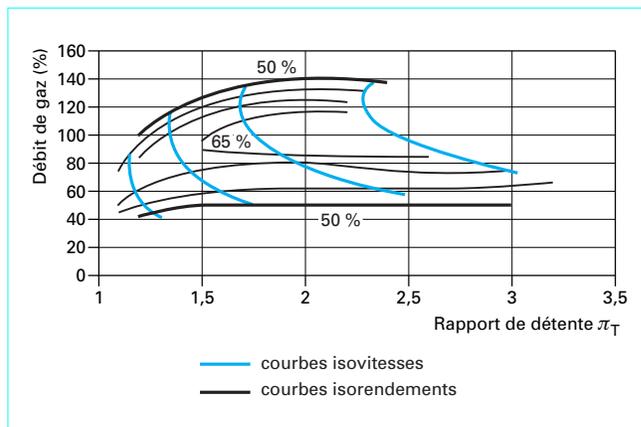


Figure 14 – Courbes caractéristiques de rendement d'une turbine à géométrie variable



Figure 15 – Turbine à géométrie variable à ailettes pivotantes (doc. Honeywell-Garrett)

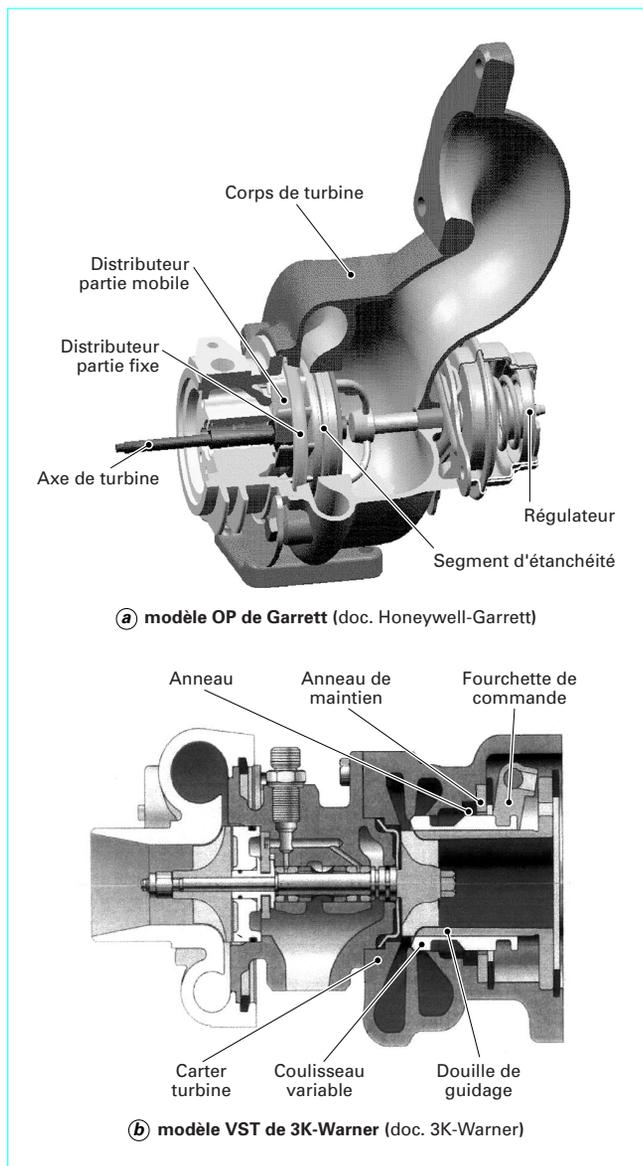


Figure 16 – Deux concepts de turbine à géométrie variable

La courbe B-B₂ représente en fonction du rapport de détente la variation du débit réduit correspondant à un débit réel constant égal à celui du point de fonctionnement B. La différence entre les débits des points B₂ et B₁ est égale au débit de gaz dans la dérivation de turbine (en valeur réduite).

2.4 Turbine à géométrie variable

Dans la turbine à géométrie variable, on fait varier la section d'entrée de la turbine de façon à obtenir le rapport de détente souhaité en tout point du fonctionnement, quelles que soient les valeurs de débit et de température des gaz d'échappement (figure 14). Dans la plupart des cas d'utilisation actuels, la plage de variation de débit est suffisante pour que ce dispositif soit utilisé seul, sans dérivation complémentaire.

Différents dispositifs de turbines à géométrie variable sont utilisés ou en développement. Le système à ailettes pivotantes (figure 15) est le plus connu actuellement ; dans les applications automobiles, il possède un rendement maximal de 65 % environ et permet une variation de débit de plus ou moins 50 % par rapport au débit de rendement maximal dans des conditions de rendement supérieure à 50 %.

Remarque : dans les conditions de fonctionnement d'un moteur Diesel automobile un rendement de 50 % entraîne un rapport de détente 1,4 fois supérieur à celui qu'aurait une turbine de rendement 0,7.

D'autres systèmes de géométrie variable de turbine, moins coûteux, ont été proposés ; les concepts « OP » de Garrett (figure 16a) ou « VST » de 3K-Warner (figure 16b) répondent à cet objectif.

3. Adaptation du turbocompresseur au moteur

Le moteur suralimenté par turbocompresseur est vulnérable à basse vitesse de rotation en pleine charge car le faible débit de gaz dans la turbine se traduit par un manque d'énergie et donc une pression d'air trop faible par rapport aux besoins du moteur.

Dans tous les cas de suralimentation d'un moteur de traction routière, on favorisera l'adaptation du turbocompresseur au régime de couple maximal, éventuellement à une vitesse inférieure et à plein couple.

3.1 Sensibilité du moteur Diesel à la suralimentation

Les limites de fonctionnement d'un moteur Diesel sont liées aux conditions d'alimentation en air :

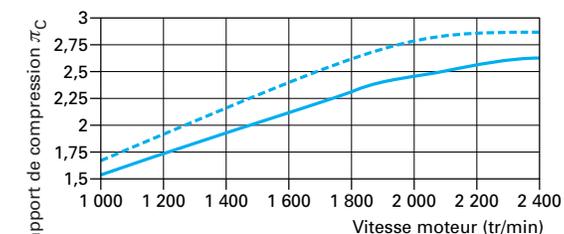
- une pression de suralimentation trop faible entraîne des fumées et des températures d'échappement excessives ;
- une pression de suralimentation trop élevée peut entraîner des pressions maximales de combustion non acceptables pour la tenue mécanique du moteur.

La définition de la turbine joue un rôle important dans le réglage de la pression de suralimentation. Pour un régime donné, une petite turbine entraîne un niveau de pression d'air plus élevé qu'une turbine de perméabilité plus grande. Ainsi, dans le cas d'un système de suralimentation avec turbocompresseur libre (*free floating*) [3], le choix de la turbine influera sur la forme de la courbe de couple, une petite turbine permettra de s'éloigner des limites de fumée et de température à faible régime — et donc d'augmenter le couple — mais conduira à limiter la puissance à vitesse élevée à cause des pressions de combustion trop élevées. Inversement, une turbine plus grande favorisera le régime de puissance nominale mais imposera une limite de couple plus basse à faible vitesse (figure 17).

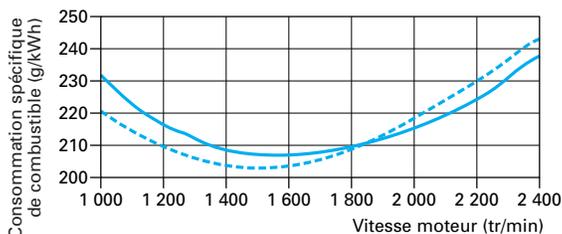
3.2 Cas types d'adaptation de turbocompresseur

3.2.1 Moteur de véhicule industriel

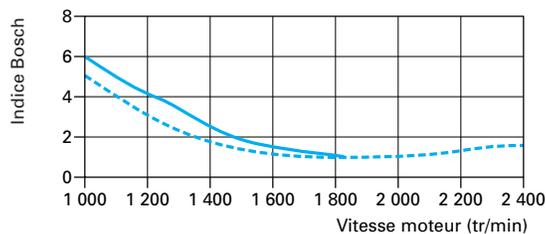
La fiabilité est un critère important pour ce type de moteurs ; pour le turbocompresseur, l'objectif de durée de vie est supérieur à 1 million de km. Les taux de suralimentation couramment utilisés



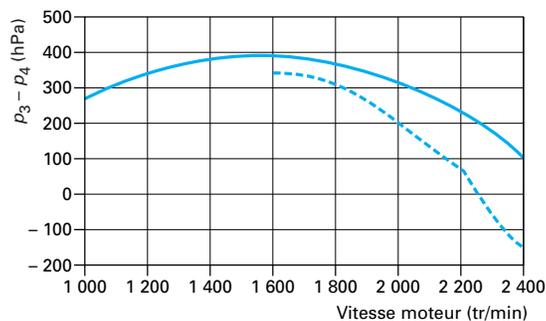
(a) effets sur la pression d'admission



(b) effets sur la consommation spécifique



(c) effets sur la fumée d'échappement



(d) effets sur le balayage moteur

----- petite turbine ——— grande turbine

Le choix du carter de turbine est une étape importante de la définition de la fonction suralimentation. L'exemple ci-dessus concerne un moteur de véhicule industriel de 10 litres de cylindrée et permet d'appréhender l'influence de la turbine sur les performances du moteur en comparant les performances de deux turbines de perméabilités différentes. Pour un même rapport de détente, la plus grande a un débit d'environ 15 % supérieur à la plus petite. La petite turbine entraîne une pression d'air maximale de 2,8 bar qui peut être préjudiciable à la tenue du moteur à cause d'une pression de cycle excessive ; elle permet par contre une amélioration de la fumée et des consommations à bas régime grâce à un rapport air/combustible plus favorable. La grande turbine améliore le fonctionnement à haut régime par une pression d'échappement plus basse, par rapport à la pression d'admission, ce qui favorise la consommation de combustible.

Figure 17 - Influence de la perméabilité de la turbine sur les performances d'un moteur

sont inférieurs à 3/1 mais la tendance actuelle pour les versions les plus performantes est légèrement supérieure. Les systèmes de suralimentation utilisaient jusqu'alors des turbocompresseurs libres et un échangeur air-air placé devant le radiateur (efficacité égale à 85 %). Les contraintes de performances et d'émissions ont imposé l'utilisation de la *wastegate* et depuis peu de la géométrie variable de turbine.

Dans les versions à pression d'air non régulée, le choix du compresseur est un compromis difficile. Une des conditions les plus difficiles à satisfaire est le rapport air/combustible à faible vitesse de rotation du moteur. Le déficit en air dû à la caractéristique de la turbine nécessite souvent l'utilisation de systèmes limiteurs de débit d'injection n'autorisant le plein débit de combustible que lorsqu'un seuil de pression est atteint, cela pour rester dans les limites de fumées imposées. La réduction de la section effective de la turbine est limitée par la différence de pression admission-échappement qui doit rester suffisamment élevée pour garantir une bonne consommation en utilisation et plus particulièrement aux vitesses de moteur élevées.

Les rendements du compresseur et de la turbine sont particulièrement importants pour la consommation du véhicule et la définition du turbocompresseur doit vérifier que les composants choisis sont bien « centrés » par rapport à la caractéristique d'utilisation du moteur.

La vitesse de rotation du compresseur est un paramètre important pour la fiabilité à cause des risques de rupture par fatigue. Elle est d'autant plus importante que l'on cherche à utiliser des roues de compresseur à ailettes retournées vers l'arrière (cf. figure 10) pour augmenter les plages d'utilisation. Actuellement on peut admettre des vitesses périphériques de 500 m/s sous réserve de validation suivant les cycles d'utilisation, en particulier lorsqu'ils comportent des contraintes d'utilisation en altitude.

3.2.2 Moteur Diesel automobile

Le petit moteur Diesel automobile se caractérise par un couple élevé sur une grande plage de vitesse et un besoin d'atteindre rapidement la valeur maximale de couple lors d'une accélération. Actuellement, les moteurs Diesel suralimentés ont, à puissance nominale, une vitesse de rotation de 4 500 tr/min et doivent disposer de la pression maximale de suralimentation dès 1 800 tr/min. Les couples développés sont de l'ordre de 100 % supérieurs aux valeurs obtenues avec les mêmes moteurs non suralimentés. Les pressions absolues à l'admission sont de l'ordre de 2 à 2,4 bar. Les températures d'air à la sortie du compresseur étant de 100 à 120 °C, on utilise des échangeurs de température, généralement air/air, permettant de ramener la température d'entrée du moteur à des valeurs maximales de 70 °C.

L'utilisation du moteur sur une grande plage de variation de vitesse impose l'utilisation de compresseurs ayant des sorties d'ailettes très fortement retournées vers l'arrière ; les angles courants utilisés actuellement sont de 30 à 45° (figure 10), les rendements de compresseur restent inférieurs à 80 % (figure 7).

Dans le cas des turbocompresseurs avec dérivation de gaz turbine, l'obtention d'un niveau de pression d'air élevé en dessous de 2 000 tr/min nécessite l'utilisation d'une turbine de très faible section, et le maintien de la pression de suralimentation à une valeur constante au-delà de 2 000 tr/min suppose la dérivation des gaz turbine avec corrélativement des pressions d'échappement élevées (figure 4).

Il faut remarquer que les moteurs Diesel automobiles fonctionnent quasiment toujours avec une différence de pression négative qui justifie des angles de distribution avec des croisements de sou-pape faibles, sinon nuls.

Les moteurs à injection directe actuels fonctionnant avec un excès d'air confortable, donc des températures d'échappement basses, ont recours aux technologies de turbine à géométrie varia-

ble pour garantir un couple élevé dès 1 500 tr/min tout en limitant les pressions d'échappement aux régimes élevés.

Le temps de réponse à l'accélération est favorisé par la petite section de turbine mais est tributaire de la faible température de gaz à l'entrée de la turbine (qui ne dépasse pas 250 °C en vitesse de croisière à 90 km/h, par exemple). Il est important de réduire l'inertie thermique de l'installation pour réduire le temps de réponse à l'accélération. La réduction de longueur des conduits d'échappement est une des solutions utilisées (turbocompresseur aussi près du moteur que possible et masse des pièces à haute température la plus faible possible).

L'inertie mécanique du turbocompresseur est un facteur également important dans la réduction du temps de réponse. Il faut cependant noter que, si la réduction d'inertie du turbocompresseur est obtenue par une réduction de sa taille, il y a augmentation de sa vitesse de rotation au même point de fonctionnement ; il faut donc comparer les valeurs de JN^2 .

L'installation d'un turbocompresseur sur automobile est soumise à des contraintes qui se traduisent par des pertes de charge importantes en entrée compresseur et sortie turbine qui ont des effets négatifs sur les conditions de fonctionnement.

3.2.3 Moteur à essence automobile

Dans un moteur à essence à mélange homogène le débit d'air peut être réglé, en charge partielle, par un papillon de commande placé sur la veine d'air d'admission, le plus souvent après le compresseur à l'entrée du moteur. Cette spécificité entraîne que, sans régulation particulière, la caractéristique de fonctionnement du moteur sur le champ compresseur se réduit à la ligne de fonctionnement en pleine charge ; les différents régimes de fonctionnement se déplacent sur cette ligne en fonction du débit d'air demandé, indépendamment de la vitesse de rotation du moteur. Les limites de performances des moteurs à allumage commandé sont dictées par les conditions de bonne combustion du moteur ; les niveaux de température et de pression pouvant être à l'origine de combustions non contrôlées, ils imposent de réduire le rapport volumétrique du moteur pour éviter les combustions non contrôlées. Actuellement, lorsque l'on suralimente avec une pression d'admission absolue de 1 800 hPa (1,8 bar), on réduit le rapport volumétrique à 8,5/1 environ.

La température des gaz d'échappement est une autre contrainte des moteurs à essence. Les matériaux des roues et corps de turbine supportent des températures maximales de gaz à l'entrée de 950 °C, éventuellement 980 °C avec validation. Au-delà de ces températures, les risques de perte de fiabilité sont élevés. Les technologies de *wastegate* intégrée au corps de turbine sont éprouvées à ces niveaux de contrainte thermique mais les dispositifs à géométrie variable tardent à être validés.

3.3 Contrôle de la boucle de suralimentation

3.3.1 Limite et régulation de pression

Le système de régulation de pression le plus simple consiste à commander le clapet de dérivation des gaz turbine, ou le système de géométrie variable, par un vérin pneumatique comprenant un piston avec membrane d'étanchéité, rappelé par un ressort (figure 5). Lorsque la pression de commande est celle du circuit d'air comprimé entre compresseur et moteur, le système agit en limiteur de pression, le clapet s'ouvre lorsque la pression est atteinte. Ce système ne permet pas de respecter des faibles tolérances de pression. La pression de référence réglée lors de l'assemblage du turbocompresseur n'inclut pas les effets dynamiques des pressions d'admission sur le vérin et d'échappement

sur le clapet ni les contre-pressions de la ligne d'échappement qui agissent aussi sur le clapet. Or les variations de ces grandeurs pendant le fonctionnement provoquent des variations de pression d'admission, et l'on peut espérer au mieux des tolérances de 100 hPa (0,1 bar) sur cette dernière.

Ce système peut être amélioré par un pilotage électronique ; la pression (ou la dépression) agit sur le piston du vérin après avoir été modulée par une vanne à rapport cyclique d'ouverture (RCO) commandée par la centrale de contrôle électronique (ECU). Cette technologie permet des réglages plus fins sur la pression d'admission. Elle permet également d'ouvrir le clapet de décharge (ou le distributeur de la turbine à géométrie variable) pour réduire les contre-pressions d'échappement aux charges partielles et améliorer la consommation. Elle permet éventuellement de bien gérer les fonctionnements transitoires (*overboost* par exemple).

La régulation électrique, commandée électroniquement par ECU, apporte, par rapport aux systèmes précédents, des avantages de réduction de temps de réponse (gains de 50 % des temps d'ouverture et de fermeture des vannes) et apporte une plus grande précision ainsi qu'une grande flexibilité dans les systèmes de contrôle moteur, notamment en ce qui concerne l'agrément de conduite.

3.3.2 Dispositif antipompage compresseur

Lorsque, à la suite d'un « lever de pied » par exemple, la vitesse de rotation du moteur chute rapidement, la variation de débit d'air correspondante peut entraîner le compresseur dans la zone de pompage et générer des perturbations importantes dans les systèmes de contrôle du moteur (plus particulièrement dans le cas des moteurs à allumage commandé). La mise en place d'un clapet de dérivation du compresseur permet à l'air comprimé de revenir à l'entrée du compresseur et évite ainsi le phénomène de pompage. L'ouverture de ce clapet est en général commandée par la dépression du collecteur d'admission. Le clapet peut être intégré au corps de compresseur.

3.4 Accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur

L'accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur est très influencée par la montée en régime du turbocompresseur, le couple moteur dépendant d'une part de la quantité de combustible pouvant être introduite, donc de la rapidité de l'augmentation de la pression d'admission, et d'autre part des effets négatifs de la contrepression d'échappement due au turbocompresseur.

Le théorème de l'énergie cinétique nous permet d'écrire l'équation d'équilibre du turbocompresseur :

$$P_T = P_C + P_f + JN_{TC} \frac{dN_{TC}}{dt}$$

avec P_T puissance délivrée par la turbine,
 P_C puissance absorbée par le compresseur,
 P_f puissance perdue par frottement,
 N_{TC} vitesse angulaire.

Le moment polaire d'inertie (J) est, pour un turbocompresseur automobile de l'ordre de grandeur de $2 \cdot 10^{-6}$ kg · m².

Les pertes par frottement (P_f) sont de la forme : fN_{TC}^2 et, pour un turbocompresseur automobile, de l'ordre de grandeur de 700 W à vitesse de rotation nominale.

■ **Augmentation du rapport de détente** : la réduction de la section de turbine permet une augmentation du rapport de détente dans la turbine et favorise la montée en régime du turbocompresseur. Il est important de noter que la montée en vitesse du turbocompresseur n'implique pas nécessairement celle du moteur à cause de l'augmen-

tation corrélative de la pression des gaz d'échappement. En pratique, l'utilisation de petites turbines a nécessité l'adaptation d'une *wastegate* pour le fonctionnement à haut régime ; pour les moteurs les plus performants, la turbine à géométrie variable est une excellente solution pour un bon fonctionnement transitoire, sous réserve que le rendement de turbine reste acceptable aux positions extrêmes.

■ **Inertie mécanique** : l'inertie de l'ensemble tournant contribue pour une grande part à la réponse en termes d'accélération. La roue de turbine elle-même représente plus des 2/3 de l'ensemble. L'utilisation des céramiques permet un gain important (masse volumique trois fois moindre que celle du nickel). De même, les développements aérodynamiques ont permis de réduire de 20 % les diamètres des roues de turbine et de compresseur au cours de ces dix dernières années.

■ **Influence des paramètres aérodynamiques** : en début d'accélération le turbocompresseur n'est pas toujours autonome et le compresseur et la turbine se comportent comme des freins à la mise en mouvement de la veine d'air. Il est important que l'installation d'admission et d'échappement soit formée de **conduits perméables**, en particulier l'entrée du compresseur doit avoir le plus grand diamètre possible (petit compresseur mais grand « trim »).

■ **Contrôle du turbocompresseur pendant l'accélération** : au moment de l'accélération il est souhaitable de disposer d'un grand rapport de détente pour mettre rapidement le turbocompresseur en vitesse, mais la pression d'échappement joue un effet de bouchon et pénalise la montée en vitesse du moteur, même si le turbocompresseur a atteint son plein régime. Les systèmes de contrôle à commande électronique (et les commandes électriques de contrôle turbine) permettent de réduire la restriction de turbine pendant sa mise en vitesse et donc de libérer le moteur.

3.5 Assistance du turbocompresseur en accélération

Plusieurs dispositifs d'apport d'énergie ont été proposés et sont encore en développement ; citons pour mémoire la **turbine hydraulique** « HAT » proposée par Garrett. Cette turbine, montée entre compresseur et turbine, était alimentée par de l'huile sous une pression de 80 bar environ pendant le temps de montée en vitesse du turbocompresseur et permettait de réduire le temps de réponse de 30 à 50 %, suivant les régimes de fonctionnement. Les systèmes **d'assistance électrique** en cours de développement sont plus prometteurs. Ils comportent un moteur synchrone à fréquence variable grâce à un champ tournant créé par trois stators. La dimension réduite du moteur (diamètre inférieur à 20 mm) permet de le placer sur l'arbre entre compresseur et turbine. Sous une tension d'alimentation de 12 V, les performances actuelles sont de l'ordre de 1,5 kW avec un rendement de 90 % et une vitesse de rotation pouvant atteindre 170 000 tr/min. L'assistance électrique est surtout une assistance **transitoire** permettant lors d'une accélération d'atteindre plus rapidement le couple maximal avec, éventuellement, un *overboost* d'une durée limitée dans le temps. L'utilisation d'une tension de 12 V conduit à des courants de grande intensité et à un échauffement rapide des circuits électriques en limitant l'utilisation et les performances. L'augmentation de la tension de bord des véhicules sera un facteur favorable au développement de ce système d'assistance électrique. On peut à l'avenir envisager de générer du courant électrique en renversant le mode de fonctionnement mais les valeurs de rendement obtenues à ce jour restent trop faibles pour en envisager l'application prochaine.

D'autres systèmes d'assistance à l'accélération sont en cours de développement, notamment un compresseur centrifuge entraîné par moteur électrique et placé en amont du compresseur principal (*e-boost*) ; les essais effectués sont prometteurs et permettent d'envisager une mise en production prochaine de ces dispositifs.

4. Technologie du turbocompresseur et installation sur moteur

On se limitera à indiquer les caractéristiques constructives particulières, notamment les matériaux spécifiques, les systèmes de paliers et d'étanchéité et les exigences d'équilibrage pour la réduction des vibrations et du bruit.

4.1 Matériaux

4.1.1 Roue de turbine

La roue de turbine est sollicitée au fluage et à la rupture sous l'effet des efforts centrifuges dus à la vitesse de rotation et doit donc présenter des caractéristiques mécaniques élevées à haute température. Les ailettes de turbine sont excitées en vibration ; on admet généralement que les risques de rupture sont faibles si la fréquence propre de vibration des ailettes est supérieure à 4 fois la vitesse de rotation de la turbine.

Les alliages métalliques utilisés pour sa réalisation sont à base de nickel et contiennent d'autres éléments pour accroître la résistance mécanique et la résistance à la corrosion à haute température.

Les roues de turbine sont coulées sous vide par le procédé de cire perdue. Elles sont ensuite soudées par friction ou par faisceau d'électrons sur l'axe en acier. L'axe et le profil de roue sont ensuite rectifiés et l'ensemble équilibré dynamiquement.

Les principaux alliages utilisés sont les suivants :

— l'**alliage GMR 235** (mis au point par General Motor Research), avec 62 % Ni, contient principalement du chrome (5 %) et du molybdène (5 %) ; il convient aux applications Diesel (atmosphère oxydante) ;

— l'**Inconel 713**, avec 73 % Ni, contient principalement du chrome (12 %), de l'aluminium (6 %) et du molybdène (5 %) ; il est plus utilisé pour les applications essence (température élevée) au-dessous d'une température de gaz de 1 000 °C ;

— le **Martin Marietta MAR-M247** (60 % Ni, 10 % Co, 10 % W, 8,5 % Cr) pour mémoire : matériau limité à certaines applications à très haute température, n'ayant aucune contrainte de coût (voitures de compétition à essence).

La figure 18 (courbes de Larson-Miller) précise la limite élastique acceptable ainsi que la durée de vie espérée pour les matériaux précités en fonction de la durée de fonctionnement à une température donnée.

À ce jour, bien que de nombreuses tentatives aient été tentées pour utiliser les **céramiques industrielles** (et plus particulièrement le **nitru de silicium**), l'utilisation de ces matériaux reste encore confidentielle, probablement à cause des coûts de réalisation. Ces matériaux n'ont pas encore permis d'augmentation sensible de température de gaz mais ils assurent un gain important d'inertie de l'ensemble tournant (masse volumique 2,7 kg/dm³) même s'ils imposent des ailettes de turbine plus épaisses qui pénalisent le rendement.

4.1.2 Corps de turbine

Le choix du matériau du corps de turbine est dicté par la température d'utilisation.

Dans les conditions oxydantes des gaz Diesel, on est contraint à utiliser des fontes à haute teneur en silicium-molybdène (SiMo)

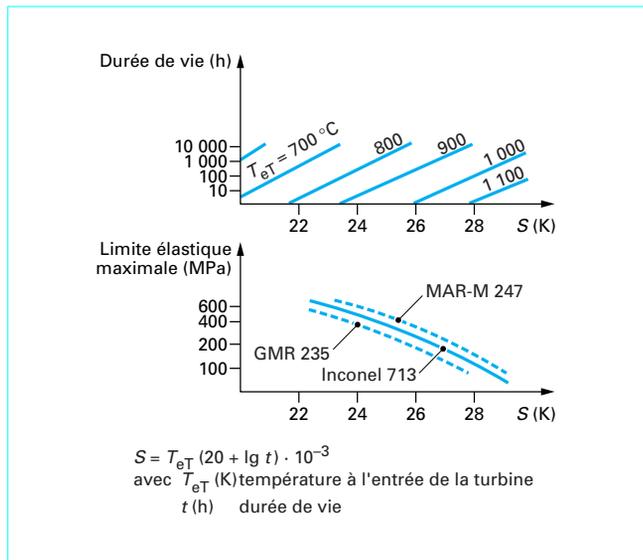


Figure 18 – Caractéristiques des matériaux réfractaires utilisés pour les roues de turbine

au-dessus de 680 °C et des fontes au nickel (Ni-Résist D2B ou D5B) au-delà de 750 °C.

Dans le cas des moteurs à allumage commandé, qui ont des températures de gaz supérieures à 900 °C, on utilise des fontes

Ni-Résist D5 ou, au-delà de 980 °C, des aciers inoxydables de type HK30 ; d'autres aciers à forte teneur en chrome sont en cours de développement.

Le tableau 2 donne la composition et les caractéristiques de ces matériaux.

Dans la majorité des cas, le turbocompresseur est fixé par la bride d'entrée de turbine sur le collecteur d'échappement du moteur. Le poids de l'ensemble peut nécessiter l'utilisation d'un support. Le cas échéant, il faut veiller à ce que l'installation réalisée permette la dilatation des différentes pièces et que les contraintes apportées par les différentes liaisons restent acceptables. Il faut également choisir les matériaux pour que leurs coefficients de dilatation soient compatibles afin d'éviter le *fretting corrosion* au niveau des assemblages.

Une tendance actuelle est de réaliser le corps de la turbine et le collecteur d'échappement en une seule pièce de fonderie ; cette solution présente de nombreux avantages au niveau de l'assemblage sur moteur, des inerties thermiques en transitoire mais doit être correctement validée du point de vue de la fiabilité eu égard aux coûts des outillages.

4.1.3 Roue de compresseur

La roue de compresseur est soumise à la **force centrifuge** due à la vitesse de rotation et elle doit présenter de bonnes caractéristiques **de résistance à la fatigue**. Les applications les plus critiques pour la tenue de la roue de compresseur sont les véhicules industriels pour lesquels la vitesse périphérique en bout de pale dépasse 500 m/s et où la température de matériau peut atteindre 180 °C en bout d'aubage.

Tableau 2 – Composition et caractéristiques des matériaux de carter de turbine

Matériau	Fontes à graphite sphéroïdal			Fontes « Ni-Resist »		Acier inox
	FGS 400 - 10	FGS 500 - 10				
Appellation courante (1)	GS	SiMo	SiMo+	D2B	D5S	HK30
Température maximale d'utilisation :						
Diesel (°C)	730	760	780	820	850	
Essence..... (°C)					980	1100
Composition chimique :						
C (%)	3	3	3	3	2	0,3
Si (%)	2	4	4,7	2,5	5	
Mo (%)		0,6	0,6			
Ni (%)				22	36	20
Cr (%)				2	2	26
Coefficient de dilatation entre 600 et 900 °C.....(10 ⁻⁶ · °C ⁻¹)	16	13	13	20	16	17
Caractéristiques mécaniques à température ambiante :						
Résistance à la traction (MPa)	414	520	520	400	345	450
Limite d'élasticité..... (MPa)	255	450	450	207	207	240
Allongement..... (%)	10	10	8	8	12	10
Sensibilité magnétique	Oui	Oui	Oui	Faible	Oui	Non
Pénétration de l'oxydation à 850 °C (mm/an)		20		15	2,2	0,002

(1) Les termes SiMo et SiMo+ sont couramment utilisés par les praticiens. Les dénominations D2B ; D5S ; HK30 sont conformes à la norme américaine ASTM et couramment utilisées en France.

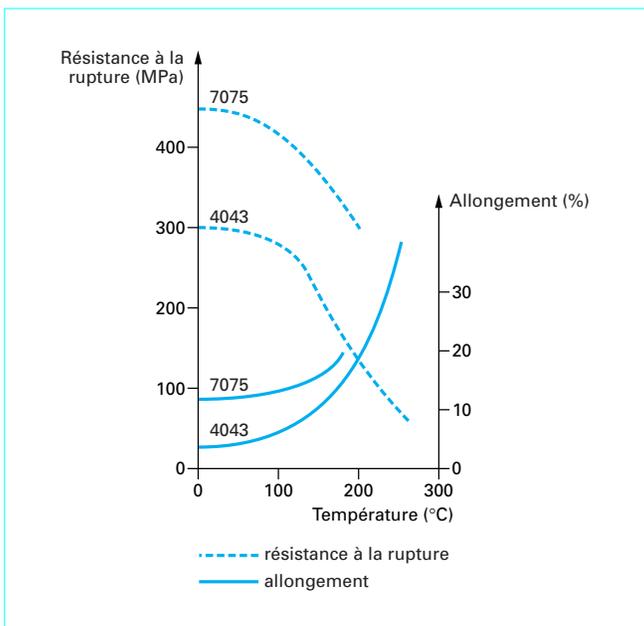


Figure 19 - Résistance à la rupture et allongement en fonction de la température pour les alliages d'aluminium utilisés

Les ailettes de compresseur sont soumises aux excitations cycliques et on doit vérifier que leur **fréquence propre de vibration** est supérieure à 5 fois la vitesse de rotation du compresseur.

Les roues de compresseur sont réalisées en alliage d'aluminium et obtenues brutes de fonderie, avec utilisation d'un modèle en caoutchouc dans un moule en plâtre.

L'alliage le plus utilisé est le 4043 qui contient 5 % de silicium + 1 % de cuivre et 1 % de manganèse. Ses propriétés peuvent être sensiblement améliorées par compression isostatique à température élevée après coulée.

L'alliage 7075 forgé et usiné peut être utilisé (de façon non économique) pour des applications particulières fortement sollicitées.

Les caractéristiques mécaniques des alliages d'aluminium chutent très rapidement lorsque la température du matériau dépasse 150 °C, comme indiqué sur la figure 19.

4.2 Système paliers

Le système paliers (figure 20) comprend des paliers d'arbre et une butée latérale permettant de maintenir les déséquilibres dus aux efforts de pression sur les roues de turbine et de compresseur. Les paliers d'arbre peuvent être constitués de bagues flottantes, tournant librement dans le bâti, ou d'une douille flottante immobilisée en rotation. Le système paliers assure la stabilité de fonctionnement du rotor.

L'ensemble tournant est soumis à trois vitesses critiques, deux dites rigides correspondant aux modes de fonctionnement conique et cylindrique de l'arbre dans ses paliers, et une de flexion d'arbre. Cette dernière doit être placée au-delà des vitesses d'utilisation du turbocompresseur. Les vibrations de l'ensemble tournant sont transmises à la carcasse par les films d'huile. Elles doivent être limitées afin de réduire les bruits créés par les résonances des pièces environnantes.

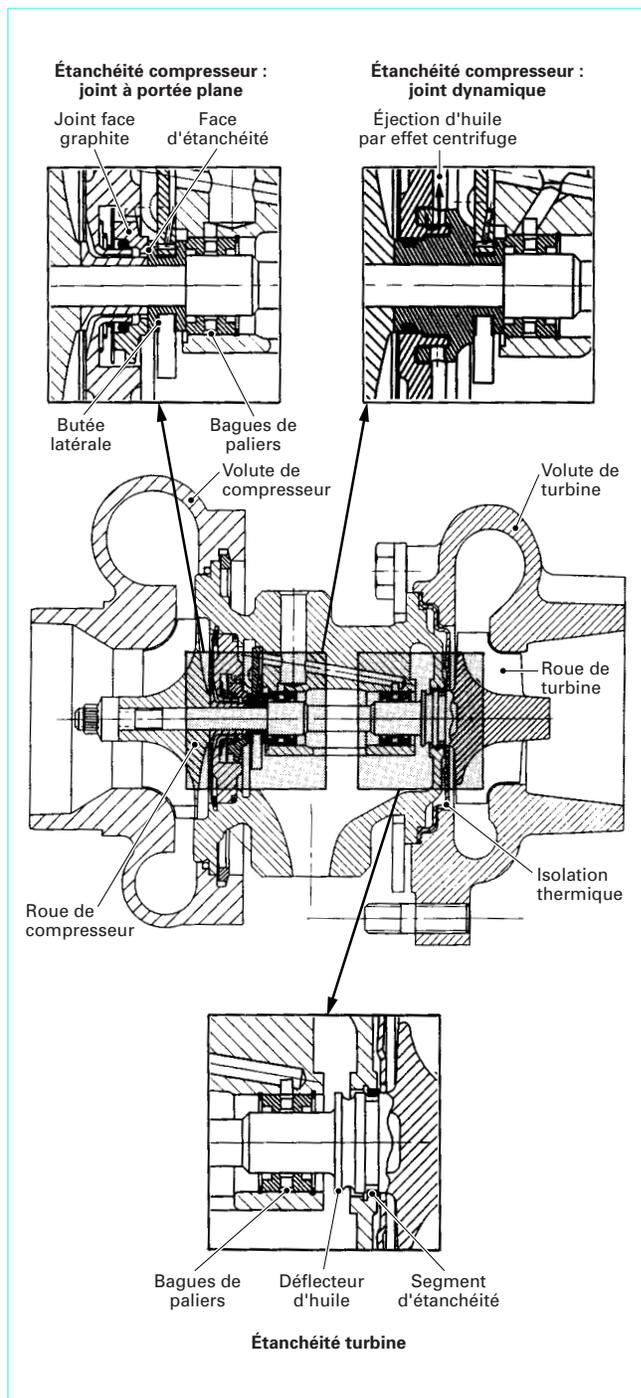


Figure 20 - Système paliers et étanchéité

Les pièces tournantes sont équilibrées dynamiquement avant montage et, pour les turbocompresseurs devant tourner à plus de 100 000 tr/min, l'équilibrage est corrigé après assemblage. On admet couramment des valeurs de déséquilibre inférieures à $2 \cdot 10^{-4}$ g · mm.

L'alimentation en huile du turbocompresseur est un paramètre important pour la fiabilité des paliers. L'huile est celle du moteur, elle doit être prélevée dans la « galerie » d'alimentation. Les conditions de filtration de l'huile ne sont pas plus sévères que pour le moteur, c'est-à-dire de l'ordre de 20 μm . Il faut cependant dimensionner la cartouche filtrante pour permettre le passage d'un débit de 30 % supérieur à celui absorbé par le moteur (un turbocompresseur pour moteur d'automobile absorbe un débit de l'ordre de 2 à 4 L/min sous une pression d'alimentation de 4 bar à une température de 120 °C). La **pression d'huile** doit être suffisamment élevée pour assurer le débit suffisant à la création des films d'huile (attention aux huiles modernes à très faible coefficient de viscosité) et vaincre l'effet centrifuge d'éjection d'huile dans le cas des paliers à douilles flottantes, entraînées en rotation par l'arbre. L'huile peut se cokéfier au contact de parois internes à **haute température**, une température continue de 250 ou de 300 °C consécutive à un arrêt chaud peut entraîner une cokéfaction interne de l'ensemble paliers et provoquer sa destruction. Pour y remédier on utilise des carter-paliers refroidis par circulation du liquide de refroidissement du moteur. Il faut dans ce cas vérifier que la circulation du liquide est bien assurée (naturellement par thermosiphon ou forcée par pompe électrique) après arrêt moteur.

4.3 Vibrations et bruit

Le turbocompresseur en fonctionnement est générateur de bruits difficiles à réduire et il est souhaitable de s'en préoccuper dès la première installation sur véhicule. Le turbocompresseur lui-même n'émet pas ou peu de bruit, mais il excite l'installation dont un ou plusieurs éléments se comportent comme émetteurs. Les mécanismes de génération de bruits sont nombreux, parmi les plus importants, on peut citer les suivants :

■ **Vibration synchrone créée par le déséquilibre des pièces en rotation** : elle se transmet par les paliers aux organes de fixation et excite le plus souvent la tuyauterie d'échappement. Le bruit est un sifflement dont la fréquence suit la variation de vitesse du turbocompresseur. Les solutions permettant une réduction de ce bruit sont la désensibilisation de l'installation (analyse de la réponse acoustique de la ligne d'échappement avec pot vibrant) et la réduction des tolérances d'équilibrage de l'ensemble tournant du turbocompresseur. En automobile, on contrôle et corrige l'équilibre du rotor après assemblage à une vitesse de rotation voisine de la vitesse en utilisation. Actuellement, les tolérances d'équilibrage utilisées correspondent à une erreur maximale de la position de l'axe d'inertie de l'ensemble tournant par rapport à l'axe des paliers de 0,5 μm .

■ **Vibration synchrone créée par les vibrations axiales** : elle prend naissance dans la butée et se transmet au corps des paliers puis à l'installation. Le bruit est le même que précédemment. Les solutions permettant de réduire cette cause de bruit sont les réductions de tolérances de positionnement des pièces constituant la butée latérale.

■ **Vibration synchrone créée par les pulsations de pression d'air** : ces pulsations sont générées principalement par les irrégularités de la roue de compresseur, défauts de fonderie, de positionnement d'usinage par exemple. Ces pulsations sont à la fréquence de rotation du turbocompresseur ; elles se propagent dans le circuit d'admission et excitent les tuyauteries d'air ou l'échangeur qui résonnent et émettent un sifflement, fonction de la vitesse du turbocompresseur comme précédemment. Les solutions pour éliminer ce bruit sont la désensibilisation de l'installation et l'amélioration de la qualité de fonderie des roues de compresseur.

■ **Vibration subsynchrone créée par les paliers** : elle est générée par le système paliers et liée aux conditions de fonctionnement hydrodynamique de ce système. Le bruit se manifeste au-delà d'une vitesse de rotation particulière ; il est émis à une fréquence fixe, de l'ordre de 800 à 1 000 Hz, et son amplitude varie avec la température de l'huile dont les fluctuations entraînent une variation de la viscosité et de la raideur des films d'huile des paliers. Cette vibration subsynchrone dépend des tolérances de réalisation des paliers et elle excite certains éléments de la ligne d'échappement. L'adoption de paliers immobilisés en rotation ou de paliers à billes, plus robustes, permet d'atténuer ce bruit, mais la solution la plus efficace est une nouvelle fois la désensibilisation de l'installation.

■ **Bruits aérodynamiques** : les bruits de pompage marginal sont les plus fréquents et conduisent à modifier la roue ou le corps du compresseur. On peut citer les bruits haute fréquence de passage d'ailettes de compresseur ou de turbine.

5. Exemple de calcul d'adaptation de turbocompresseur

Le moteur utilisé pour cet exemple de calcul est un moteur Diesel à injection directe de cylindrée 2,5 L pour lequel on souhaite obtenir une *pme* de 17 bar dès 1 800 tr/min et une puissance nominale de 120 kW à 4 400 tr/min. Nous donnons ci-après la démarche de calcul. Dans les tableaux **3**, **4** et **5** sont indiqués (**en caractères italiques**) au fur et à mesure les hypothèses utilisées et les conditions particulières de fonctionnement de ce moteur. Les valeurs utilisées pour cet exemple fictif restent proches des applications actuelles en production.

■ **Démarche générale** : en premier, on détermine le besoin en air du moteur dans les conditions de pleine charge ; dans ce cas particulier, on fera le calcul aux deux régimes de fonctionnement indiqués. Après avoir choisi le compresseur, on définit la turbine et le système de régulation. Dans cet exemple, on considère en premier la turbine simple, puis le cas de cette même turbine avec clapet de dérivation et, en dernier, une turbine à géométrie variable.

■ **Besoin en air et conditions à l'admission moteur** : nous sommes partis de la consommation spécifique de combustible et du rapport air/combustible pour estimer le besoin en air du moteur. Le coefficient de remplissage utilisé est le rapport entre le volume d'air aspiré et le volume géométrique déplacé ; les valeurs trouvées sont typiques de ce type de moteurs. Nous avons fixé une température d'air d'admission que nous avons validée ensuite en vérifiant que l'efficacité du refroidisseur d'air était conforme aux attentes.

■ **Conditions compresseur** : après avoir déterminé les rapports de compression et les valeurs de débit d'air corrigées aux conditions des cartes de compresseur, nous avons choisi un compresseur permettant de bonnes conditions de fonctionnement aux deux points considérés (figure **21**) : il présente une garde au pompage acceptable au régime de 1 800 tr/min mais devra être validé pour les fonctionnements à des vitesses inférieures ; il est également acceptable du point de vue de sa vitesse maximale à 4 400 tr/min mais n'a pas de grande marge de sécurité en cas de fonctionnement avec un rapport de compression plus élevé en altitude par exemple).

Tableau 3 – Calcul des caractéristiques et conditions de fonctionnement d'un turbocompresseur pour deux vitesses du moteur (1)

Vitesse du moteur(tr /min)	1 800	4 400	
pme(bar)	17		
Puissance(kW)	63,8	120	
Cylindrée du moteur(dm ³)	2,5	2,5	
Pression atmosphérique(hPa)	1 000	1 000	
Température ambiante(°C)	25	25	
Besoin en air et conditions à l'admission moteur			
Rapport air / combustible	17	22	
Consommation spécifique de combustible [g/(kWh)]	220	230	
Consommation spécifique d'air[kg/(kWh)]	3,74	5,06	
Débit d'air(g/s)	66,2	168,7	
Coefficient de remplissage(%)	90	93	
Volume balayé par le moteur(dm ³ /s)	33,8	85,3	
Masse volumique à l'entrée du moteur(g/dm ³)	1,96	1,98	
Température à l'entrée du moteur(°C)	50	70	
Pression à l'entrée du moteur(hPa)	1 819	1 948	
Conditions compresseur			
Perte de charge compresseur-moteur(hPa)	25	70	
Pression à la sortie du compresseur(hPa)	1 844	2 018	
Perte de charge avant compresseur(hPa)	20	50	
Pression avant compresseur(hPa)	980	950	
Rapport de compression	1,88	2,12	
Débit corrigé (288 K/1 000 hPa)(g/s)	68,7	180,6	
Rendement du compresseur (lu sur carte)	0,68	0,70	
Température à la sortie du compresseur(°C)	112	127	
Efficacité de l'échangeur	0,71	0,56	
Vitesse réduite du turbocompresseur (15 °C)(en 10 ³ tr/min)	120	157	
Vitesse du turbocompresseur(en 10 ³ tr/min)	122	160	
Puissance du compresseur(kW)	5,7	17,2	
Conditions turbine		Sans wastegate	
		Avec wastegate	
Puissance délivrée(kW)	5,7	17,2	17,2
Rendement de la turbine (γ compris effet pulse)	0,80	0,65	0,65
Débit total de gaz(g/s)	70	176	176
Débit de gaz turbine(%)	100	100	78
Température à l'entrée de la turbine (hypothèse)(°C)	700	750	750
c_p (gaz) (valeur moyenne)[J/(kg · K)]	1 150	1 150	1 150
Rapport de détente	1,47	1,73	2,05
Contrepression à la sortie de la turbine(hPa)	100	300	300
Pression à la sortie de la turbine(hPa)	1 100	1 300	1 300
Pression à l'entrée de la turbine(hPa)	1 615	2 247	2 661
Débit total réduit (288 K/1 000 hPa)(g/s)	80	148	125
Débit réduit de la turbine(g/s)	80	148	97

(1) En italique : hypothèses utilisées et conditions particulières de fonctionnement du moteur.

Tableau 4 – Fonctionnement à 1 500 tr/min		
Rapport air/combustible	16	
Consommation spécifique.....(g/kWh)	260	
Coefficient de remplissage	0,86	
Température d'admission du moteur...(°C)	50	
Rendement du compresseur	0,60	
Rendement de la turbine	0,85	
Température à l'entrée de la turbine....(°C)	650	
Calcul de la turbine pour deux valeurs de la pme		
pme.....(bar)	10	14
Débit d'air.....(g/s)	36	51
Pression à la sortie du compresseur ..(hPa)	1 266	1 764
Rapport de compression	1,29	1,80
Puissance délivrée par la turbine.....(kW)	1,4	4,6
Rapport de détente	1,17	1,49
Débit total réduit (288 K/1 000 hPa)....(g/s)	53	59

■ **Calcul de la turbine à 1800 tr/min** : on définit la caractéristique de débit de la turbine permettant d'obtenir la puissance d'entraînement du compresseur dans les conditions de fonctionnement souhaitées en pleine charge moteur. Dans ce cas, on considère que tout le débit de gaz traverse la turbine (débit d'air + débit de combustible). Dans l'exemple correspondant au tableau 3, on a fait l'hypothèse d'une température de gaz (T_4) égale à 700 °C (valeur cohérente par rapport à la valeur de A/C choisie). On a aussi fait l'hypothèse d'un rendement turbine-mécanique de 0,65 porté à 0,80 grâce à un coefficient de récupération de l'énergie de bouffée des gaz d'échappement de 1,2. La valeur de capacité thermique massique retenue (1,15 kJ/kg · K) est une valeur moyenne arbitraire (on pourrait être plus précis si l'on déterminait la valeur correspondant aux conditions de température et de rapport A/C utilisées). Le calcul effectué permet de définir les coordonnées du point représentatif du

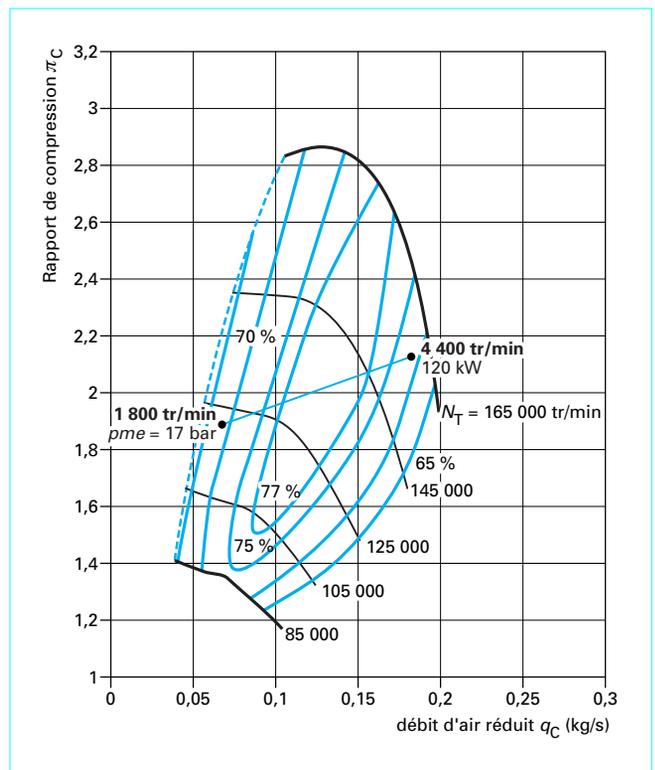


Figure 21 – Caractéristiques du compresseur de l'exemple

fonctionnement de la turbine (point ①) sur la figure 22. Après avoir choisi une turbine ayant une caractéristique contenant ce point de fonctionnement, on vérifie que l'hypothèse de rendement est acceptable et on précise éventuellement le calcul avec les nouvelles données.

Tableau 5 – Turbine à géométrie variable			
Vitesse moteur..... (tr/min)	1 500	1 800	4 400
pme..... (bar)	14	17	
Puissance.....(kW)			120
Conditions turbine			
Puissance délivrée.....(kW)	4,59	5,75	17,24
Rendement turbine	0,55	0,60	0,50
Débit total gaz..... (g/s)	54	70	176
Débit gaz turbine..... (%)	100	100	100
Température entrée turbine (hypothèse).....(°C)	650	700	750
c_p (gaz) (valeur moyenne)..... [J/(kg · K)]	1 150	1 150	1 150
Rapport de détente	1,88	1,68	2,07
Contrepression à la sortie de la turbine.....(hPa)	100	100	300
Pression à la sortie de la turbine.....(hPa)	1 100	1 100	1 300
Pression à l'entrée de la turbine.....(hPa)	2 072	1 851	2 690
Débit total réduit (288 K/1 000 hPa)..... (g/s)	46,4	69,6	123,5

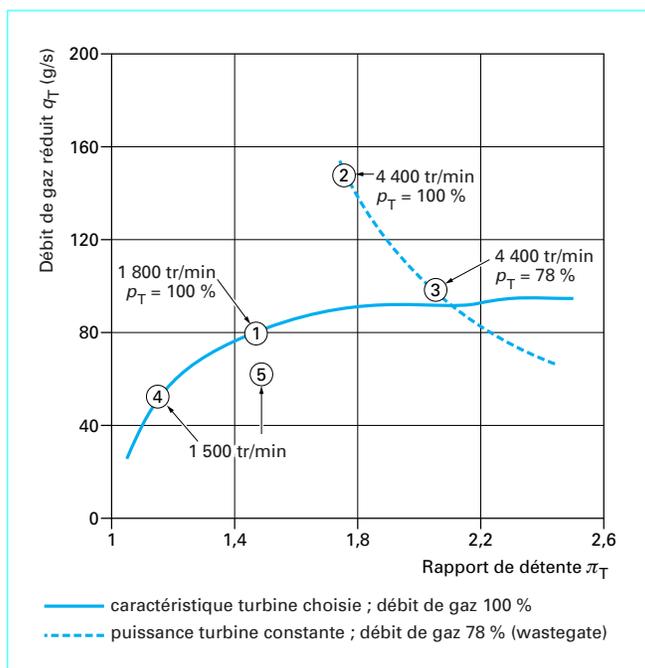


Figure 22 – Points caractéristiques de fonctionnement des turbines choisies

■ **Fonctionnement à 4 400 tr/min** : le calcul est effectué comme précédemment. Comme on le remarque dans le tableau 3, dans le cas où le débit de gaz dans la turbine est égal au débit total délivré par le moteur (100 %), le point de fonctionnement obtenu (rapport de détente = 1,73 et débit réduit = 148 g/s : point ②) est très éloigné de la courbe caractéristique de la turbine choisie précédemment. La dérivation d'une partie des gaz turbine permet, en limitant le débit

utile dans la turbine, de trouver un point de fonctionnement sur la courbe caractéristique pour lequel la puissance délivrée par la turbine reste égale à celle demandée par le compresseur. Le calcul doit être fait par itérations successives. Dans cet exemple, pour un débit utile de 78 % du débit total (22 % perdu dans la *wastegate*), on obtient un point satisfaisant correspondant à un rapport de détente égal à 2,05 (point ③).

■ **Fonctionnement à 1 500 tr/min** : la turbine choisie dans cet exemple permet un fonctionnement au couple maximal à 1 800 tr/min. Pour une vitesse de rotation du moteur inférieure à cette vitesse, il ne sera pas possible de maintenir le niveau de *pme*. On peut calculer par itérations successives suivant la même méthode que celle utilisée précédemment quelles seront les performances obtenues. Dans les conditions retenues pour cet exemple, on voit (tableau 4) que la turbine choisie limite la performance du moteur à une *pme* de 10 bar (correspond au point ④). On peut aussi remarquer que, dans les conditions choisies l'obtention d'une *pme* > 14 bar à cette vitesse supposerait une réduction du débit de turbine de 25 % par rapport à la turbine choisie (ce qui augmenterait considérablement le débit dérivé à 4 400 tr/min et corrélativement la pression des gaz d'échappement en sortie moteur) (point ⑤).

■ **Utilisation de la géométrie variable de turbine** (tableau 5) : on suppose que l'on dispose d'une turbine à géométrie variable ayant, pour les rapports de détente de l'ordre de 2 envisagés sur la courbe pleine charge, un rendement de 0,65 à 3 000 tr/min et chutant à 0,55 à 1 500 tr/min et de 0,50 à 4 400 tr/min (ce qui est une hypothèse plausible avec le matériel actuel). Dans ces conditions, on est capable de fonctionner à 1 500 tr/min avec 14 bar de *pme* si le compresseur n'est pas à la limite de pompage, et de fonctionner à la puissance nominale avec une pression à l'entrée de la turbine plus basse de 400 hPa que dans le cas du fonctionnement avec *wastegate*. Ce gain de pression dans le collecteur d'échappement favorise la vidange du cylindre moteur et est très important pour la réduction des contraintes thermiques du moteur.

■ Cet exemple permet de comprendre les différentes étapes du calcul de prédétermination d'un turbocompresseur. En pratique, si la connaissance du moteur permet d'affiner les hypothèses retenues, la précision de calcul obtenue est tout à fait suffisante pour choisir les composants de la boucle de suralimentation.

Références bibliographiques

Dans les Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

[1] MÉRIGOUX (J.-M.). – *Ventilateurs. Compresseurs. Notions fondamentales. Dimensionnement*. BM 4 500 (1999).

[2] MÉRIGOUX (J.-M.). – *Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques*. BM 4 501 (1999).

[3] GRATADOUR (M.). – *Applications de la suralimentation aux moteurs*. B 2 630 (1991).

Ouvrages généraux

[4] WATSON (N.) et JANOTA (M.S.). – *Turbo charging the internal combustion engine*. MacMillan Press Ltd (1982).

[5] FOY (M.). – *Techniques et applications de la suralimentation par turbocompresseur*. ETAI (1987).