

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
المركز الجامعي لعين تموشنت
Centre Universitaire Belhadj Bouchaib d'Ain-Temouchent
Institut de Technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de fin d'études Pour l'obtention du diplôme de Master en :
Domaine : TECHNOLOGIE
Filière : GENIE MECANIQUE
Spécialité : ENERGETIQUE
Thème

Simulation des turbocompresseurs de suralimentation en écoulement pulsé

Présenté Par :

- 1) Bouguerra Hichem
- 2) Benamar Mohammed Aziz

Devant les jurys composés de :

Pr. Bouafia Farida	C.U.B.B (Ain Temouchent)	Président
Pr. Bounif Abdelhamid	C.U.B.B (Ain Temouchent)	Encadrant
Dr. Nehari Tayeb	<u>C.U.B.B(Ain Temouchent)</u>	Examineur

Année universitaire 2019/2020

Formulaire de déclaration sur l'honneur

**Relatif à l'engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans
l'élaboration d'un travail de recherche**

(Annexe de l'arrêté n°933 du 28 juillet 2016 fixant les règles relatives à la prévention et
la lutte contre le plagiat)

Je soussigne, l'étudiant **Bouguerra Hichem...** et **Benamar Mohammed...**

Détenteur d'une carte d'étudiant N° **2531/2483** délivrée le **02/08/2014**.

Inscrit à l'institut de Technologie au niveau du département **Génie mécanique..**

Et chargé de préparer un mémoire de fin d'étude en Master 2.

Intitulé : **Simulation des turbocompresseurs de suralimentation en écoulement
pulsé..**

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et
les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requise dans
l'élaboration du projet de recherche suscité.

À ain temouchent , le 29/06/2020

Signature de l'étudiant :

Remerciements

Je remercie ALLAH le très miséricordieux

Pour la patience qu'il m'a donnée pour mener à terme ce travail.

*Je tiens tout d'abord à remercier grandement monsieur BOUNIF
ABDELHAMID pour sa grande disponibilité et ses précieux conseils.*

*J'exprime mes sincères remerciements à tous mes professeurs de l'université
pour leurs disponibilité et conseils.*

*Mes remerciements vont enfin à toute perçons ayant contribué de près ou de
loin à la réalisation de ce travail.*

Introduction général :

Le but de ce travail 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 proposera la différente technologie actuellement et on évoquera les évolutions de ces technologies.

Ce travail sera limité à l'application des petits turbocompresseurs utilisée sur les moteurs automobile et les moteurs de camion. Les machines utilisées sur les gros moteurs industriels relèvent d'une technologie spécifique qui ne sera pas abordée dans ce travail.

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 utilisée pour des rapports de pression de l'ordre de 3/1.

Position du problème :

Notre travail consiste à faire les calculs pour simuler le comportement du turbocompresseur et les caractéristiques d'utilisation du compresseur et de la turbine et leur interaction avec le comportement du moteur.

Ce PFE est divisée en Trois chapitres :

-Chapitre1 : caractéristique de la boucle de suralimentation.

Ce chapitre comprend la suralimentation par turbocompresseur.

-Chapitre2 : les caractéristiques sur les différents organes de turbocompresseur.

Dans ce chapitre nous présentons les différents organes de turbocompresseur et leur fonctionnement.

-Chapitre3 : résultats de la simulation.

Dans ce chapitre nous allons voir l'interprétation des résultats relatifs à la variation de la vitesse de rotation.

Chapitre 1 :
Caractéristique de la
boucle de
suralimentation.

1 Caractéristiques de la boucle de suralimentation :

1.1 Moteur suralimenté par turbocompresseur: [1]

1.1.1 Turbocompresseur :

Un turbocompresseur (dit « turbo », en langage courant) est l'un des trois principaux systèmes connus de suralimentation généralement employés sur les moteurs à combustion et explosion (essence ou Diesel), destinés à augmenter la puissance volumique les deux autres étant le compresseur mécanique et l'injection gazeuse.

Le Principe est d'augmenter la pression des gaz admis, permettant un meilleur remplissage des cylindres en mélange air/carburant, permettant ainsi soit d'augmenter la puissance volumique du moteur afin d'augmenter la puissance soit de réduire la consommation avec un moteur de plus faible cylindrée.

1.1.2 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-pass**).

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 de 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 page 7, 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.

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

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.

1.1.3 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 **Râteau** 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.

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

Notations et symbols

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 = 105Pa).

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 (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	(kg · m ²) moment d'inertie
A/C	rapport (massique) air/combustible
c_p	[J/ (kg · K)] capacité thermique massique moyenne

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

- γ rapport des capacités thermiques massiques à pression et volume constants
 π_C rapport de compression
 π_T rapport de détente
 ρ (kg/m³) 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)

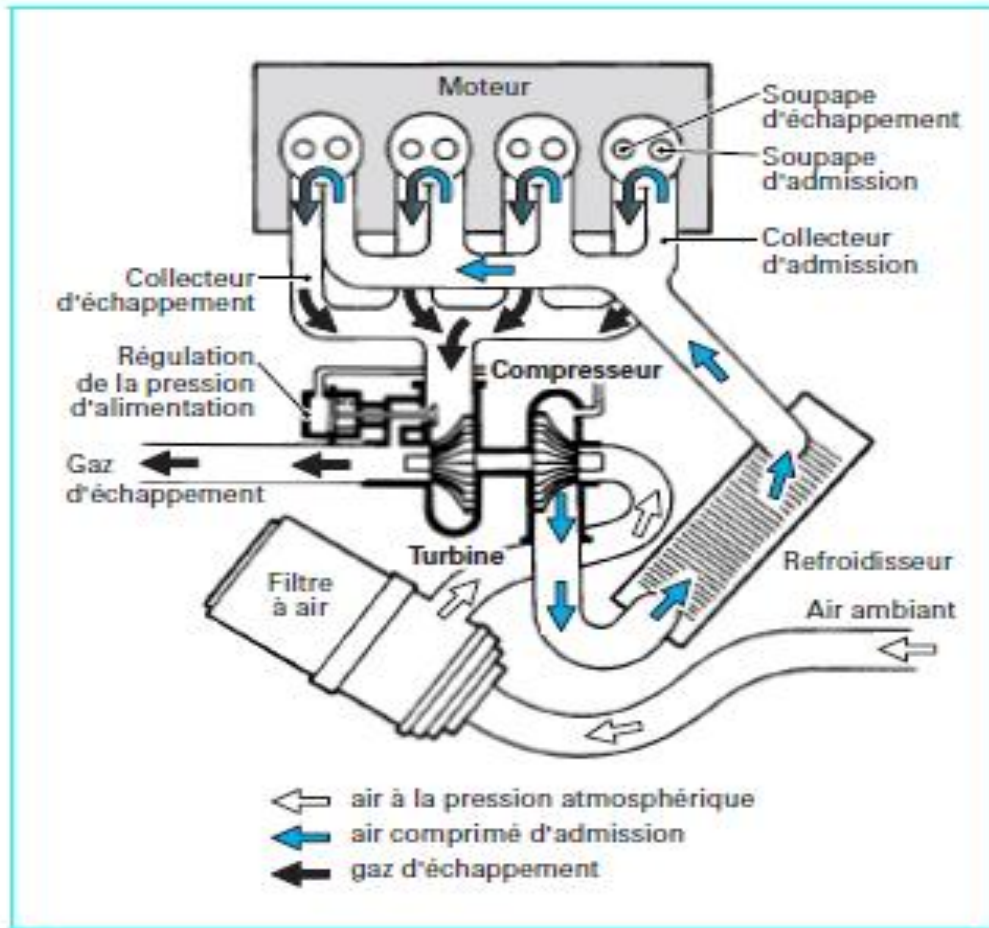


Figure 1 - Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile (d'après doc. Renault).

1.1.4 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.

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

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.

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
<i>p_{me}</i> 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 <i>p_{me}</i> maximale	18	17	14,5
Consommation spécifique d'air :			
— à puissance nominale..... (kg/kWh)	5,3	5,7	3,6
— à <i>p_{me}</i> maximale (kg/kWh)	3,5	3,5	3,4

1.1.5 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.

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

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.

Diesel automobile, l'injection directe a entraîné une augmentation sensible des performances spécifiques. À pme maximale (18 bar), le besoin en air du moteur suppose un rapport de compression supérieur à 2,4/1 et l'utilisation de turbine 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 1000 °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

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

compression isentropique (η_C) qui permet d'écrire l'expression de la puissance de compression réelle suivante :

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

1.2.2 Rendement isentropique du compresseur :

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

La définition précédente permet d'écrire la formule :

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).

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.

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).

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

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 :

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

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 %.

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 :

$$P_{T \text{ is}} = q_g c_{pg} (T_4 - T_5)_{\text{is}}$$
$$(T_4 - T_5)_{\text{is}} = T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Avec :

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**

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

turbine et mécanique et est exprimé par la relation :

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

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

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

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.

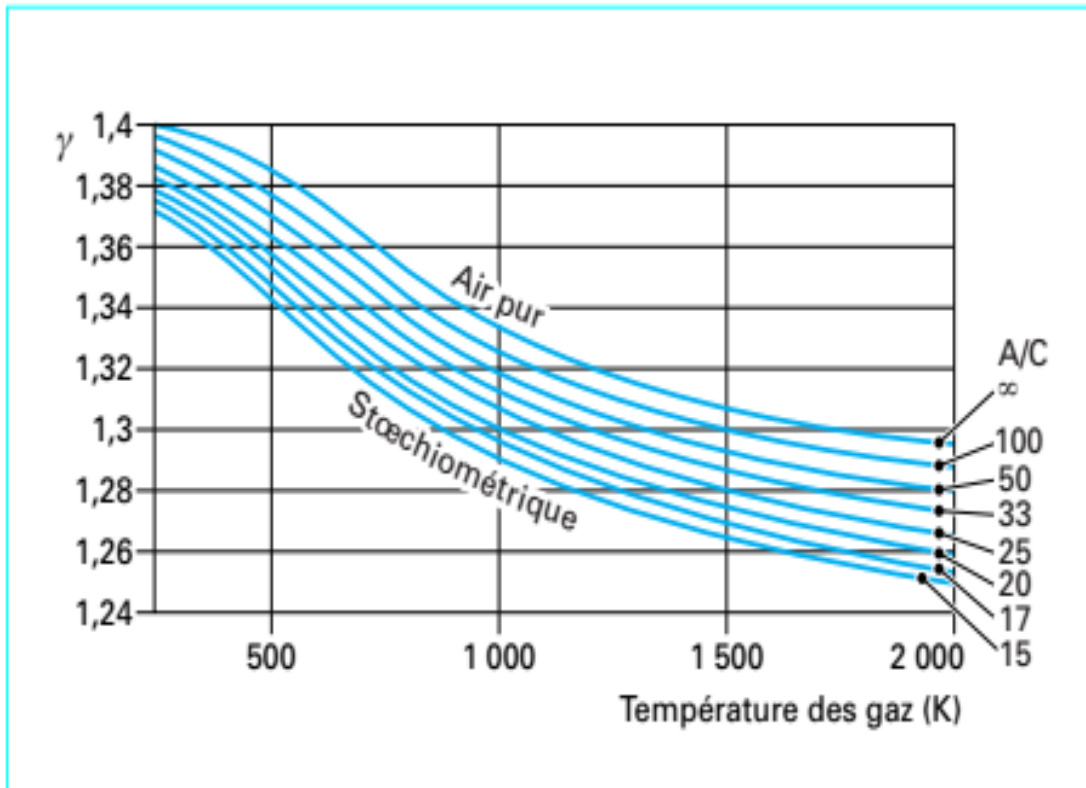


Figure 2 - valeurs de γ en fonction du rapport A/C et de la température des gaz d'échappement

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 :

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

Caractéristiques de la boucle de suralimentation

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.

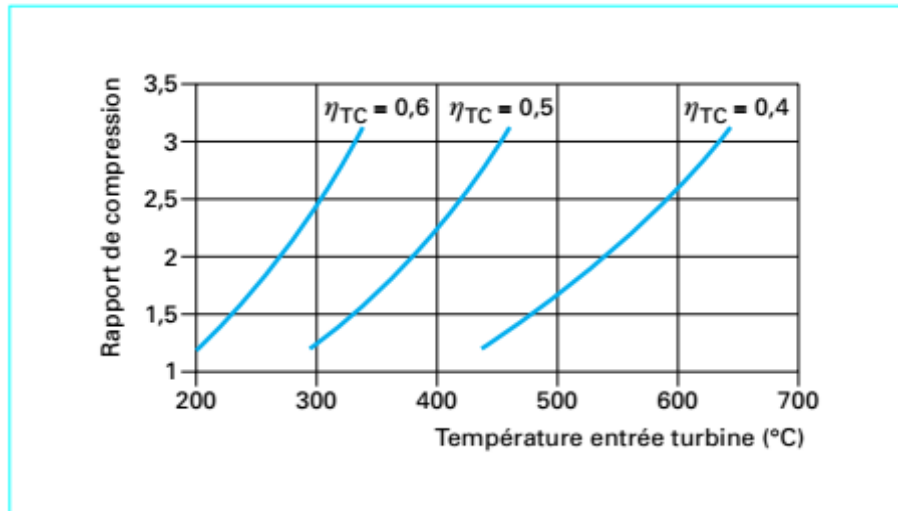


Figure 3 - exemple de variation du rapport de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine pour trois valeurs du rendement global

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 de 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 critique du moteur et d'effectuer les réglages du turbocompresseur à ces régimes particuliers (figure4).

- 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.

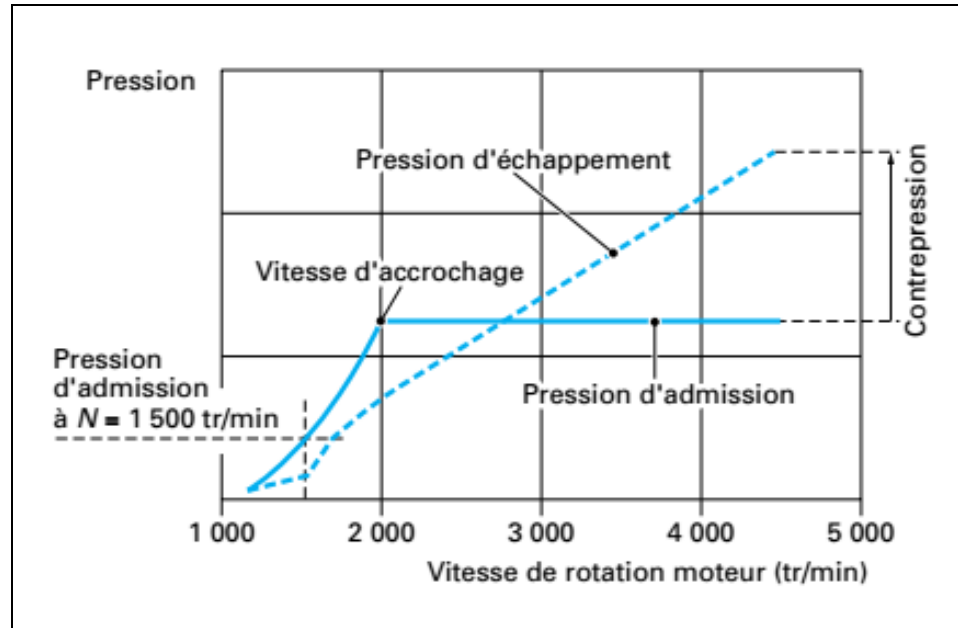


Figure 4– Exemple du cahier des charges d'un turbocompresseur pour moteur Diesel d'automobile avec limitation de pression d'admission par soupape de dérivation de turbine (wastegate).

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 500hPa 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.

Chapitre 2 :

Caractéristique fonctionnelles.

2 Caractéristiques fonctionnelles :[2]

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.

La 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.

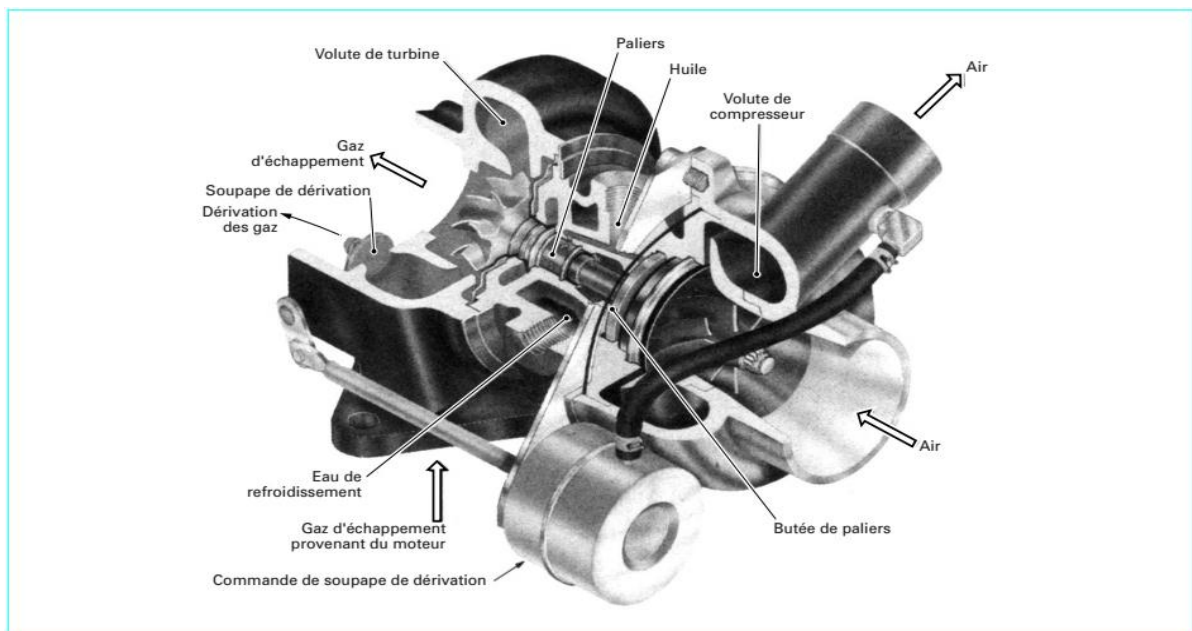


Figure 5 – Écorché de turbocompresseur d'automobile (source Garrett)

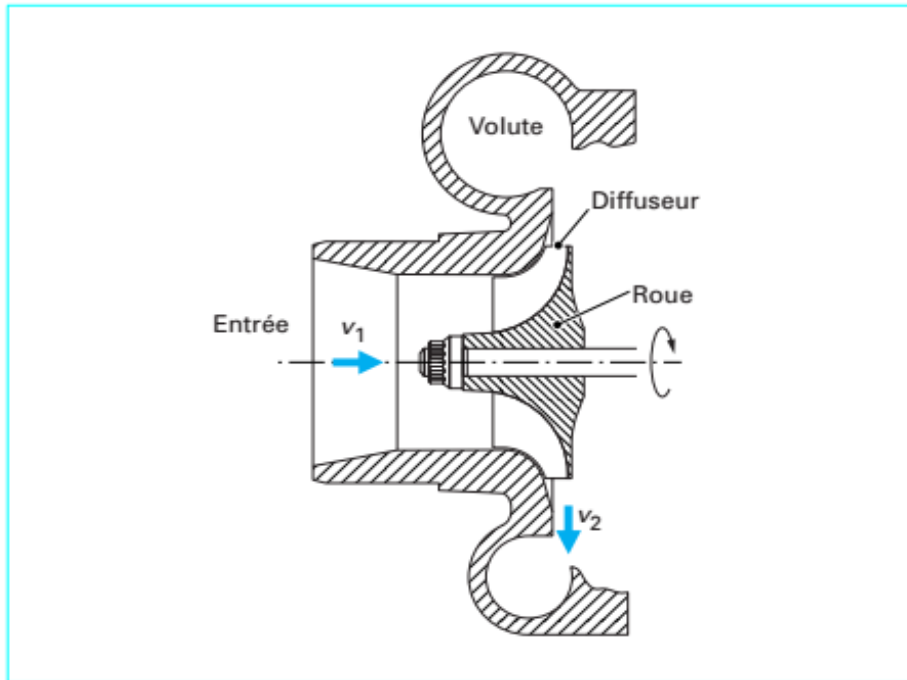


Figure 6 – Compresseur centrifuge : schema

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.

Caractéristique fonctionnelles

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) :

$$q_C = q_a \frac{\sqrt{T_1/T_0}}{\rho_1/\rho_0}$$

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

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

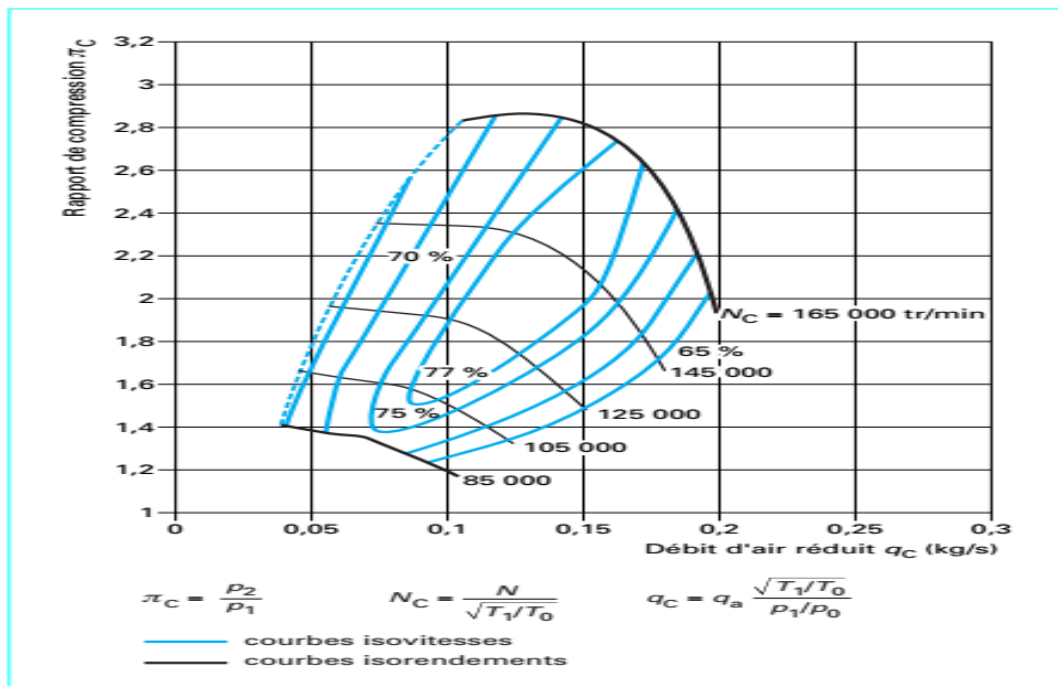


Figure 7– Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett).

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 iso-vitesse compresseur jusqu'à débit nul. En allant vers les faibles débits d'air, la pente de la courbe iso-vitesse, 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 isovitesses 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 est atteint pour des valeurs de rendement isentropique inférieures à 0,65 ; au-delà, il y a étouffement du compresseur.

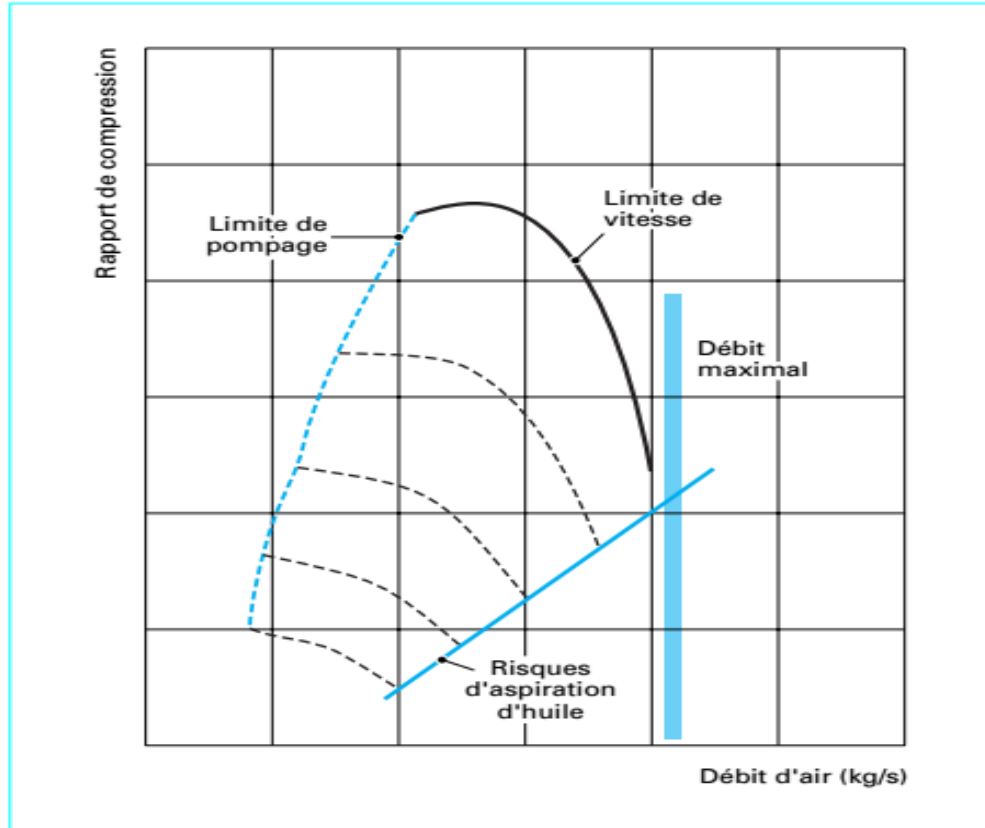


Figure 8 – Limites d’utilisation d’un compresseur

2.1.3 Choix et adaptation du compresseur :

Le tableau 1 (§ 1.1.4) 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 turbocompresseur utilisé et donc son encombrement et son poids.

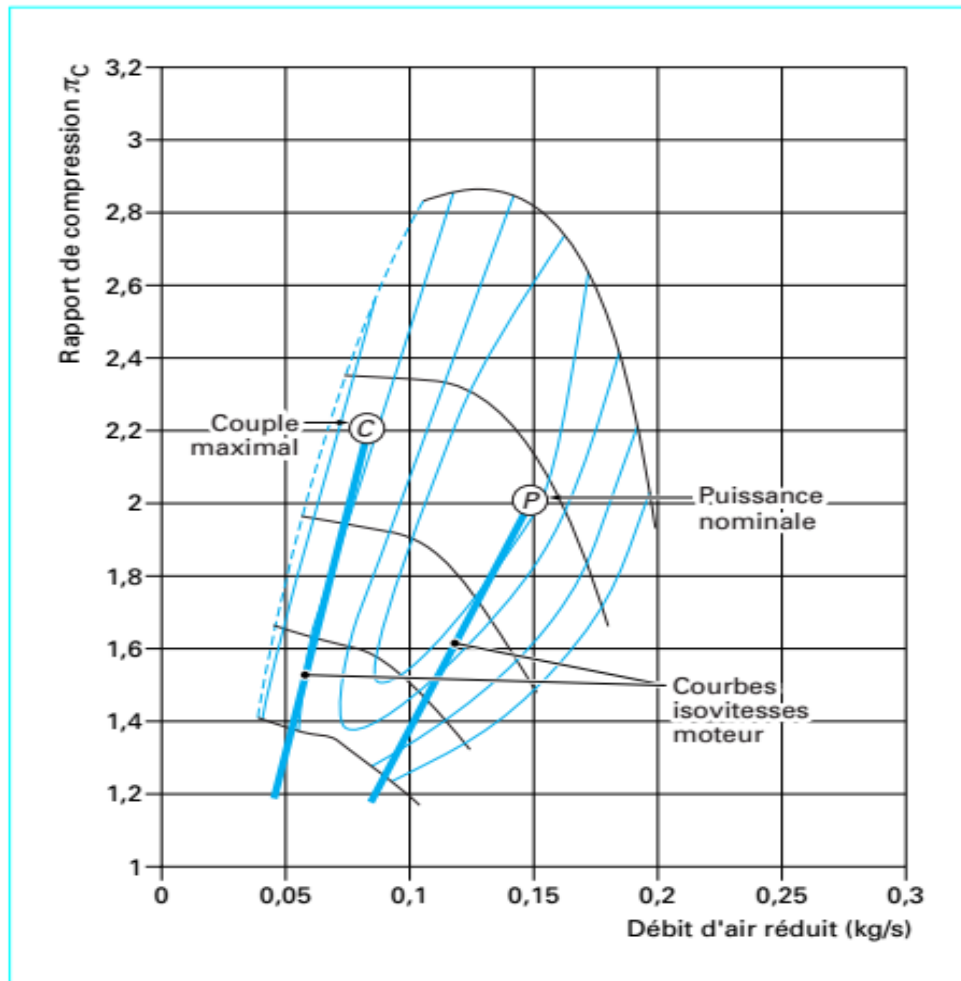


Figure 9 – Points de fonctionnement d'un compresseur

■ 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, 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 et également sur les moteurs de véhicules industriels les plus performants.

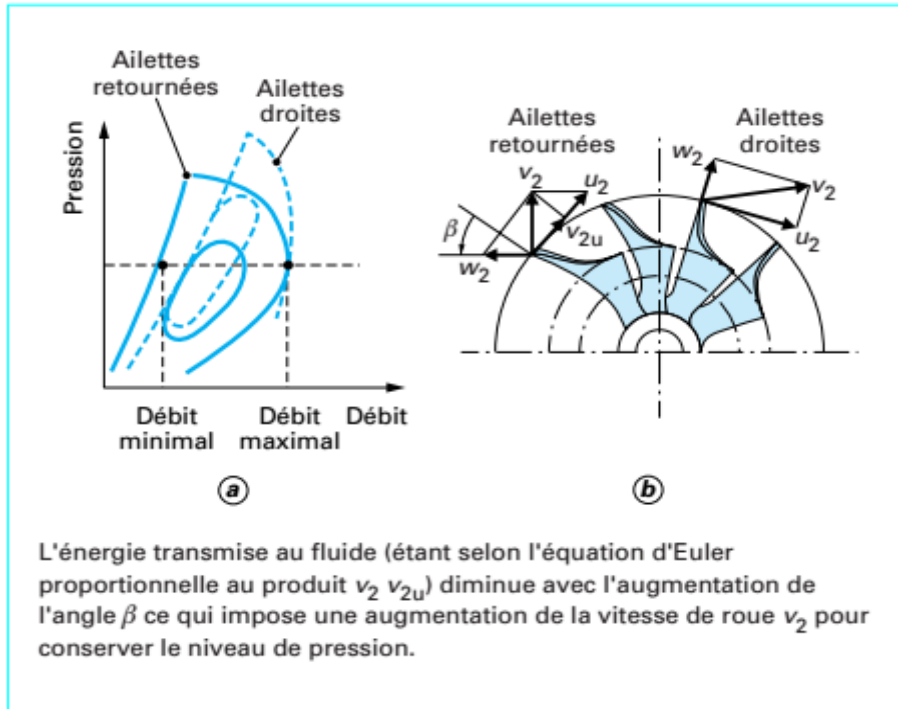


Figure 10 – Plage d'utilisation du compresseur et angle d'inclinaison des ailettes

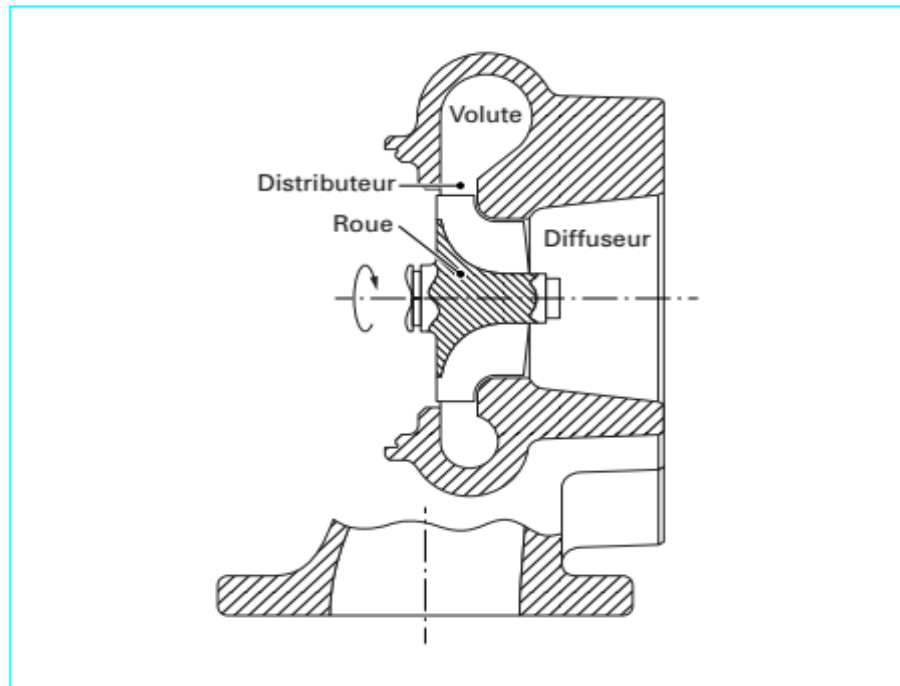


Figure 11 – Turbine radiale centripète : schéma

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.

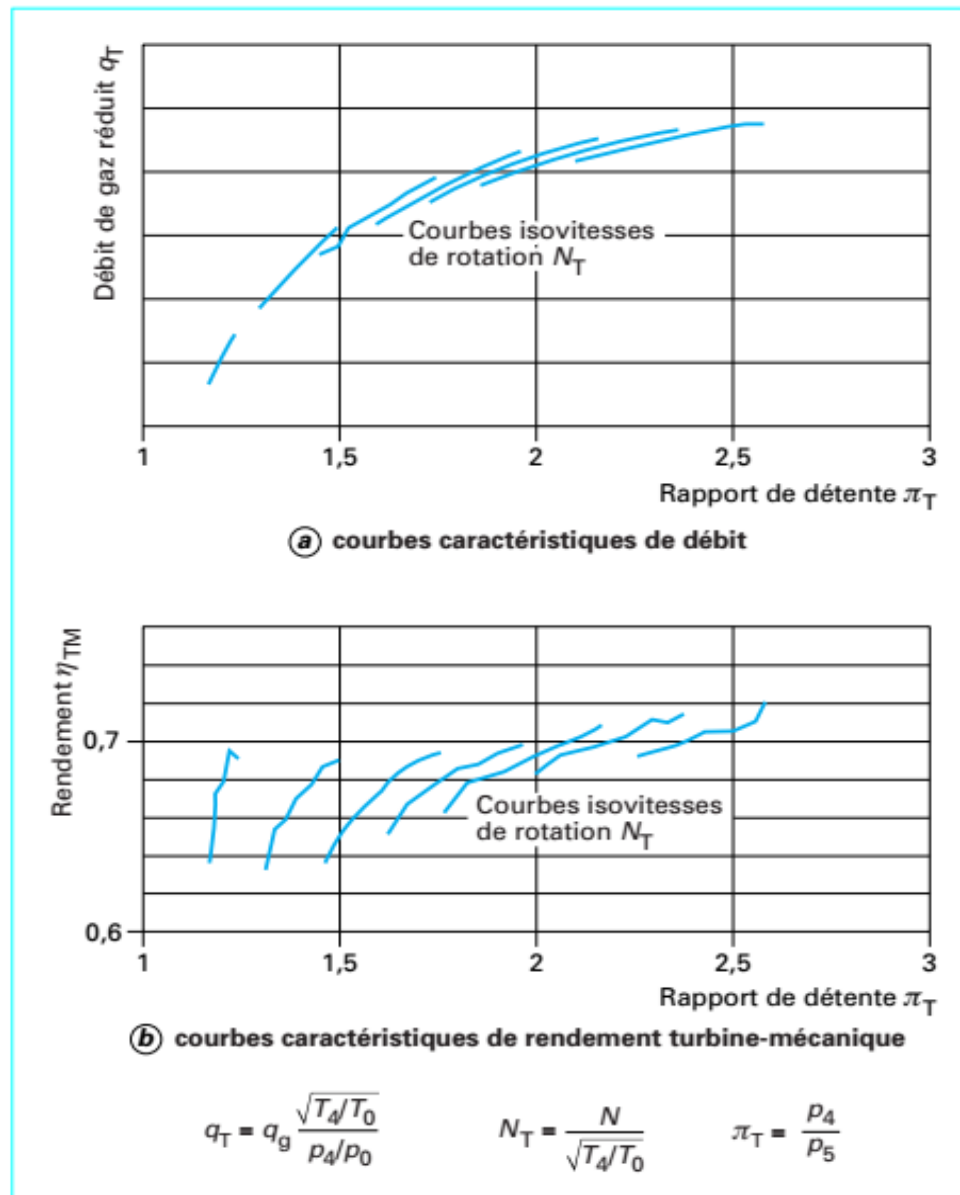


Figure 10 – Courbes caractéristiques d’une turbine centrifète.

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 :

$$q_T = \rho_4 S_{\text{éq}} \varphi_4 \sqrt{2rT_4}$$
$$\varphi_4 = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

Avec :

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 12 b 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 petite.

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

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.

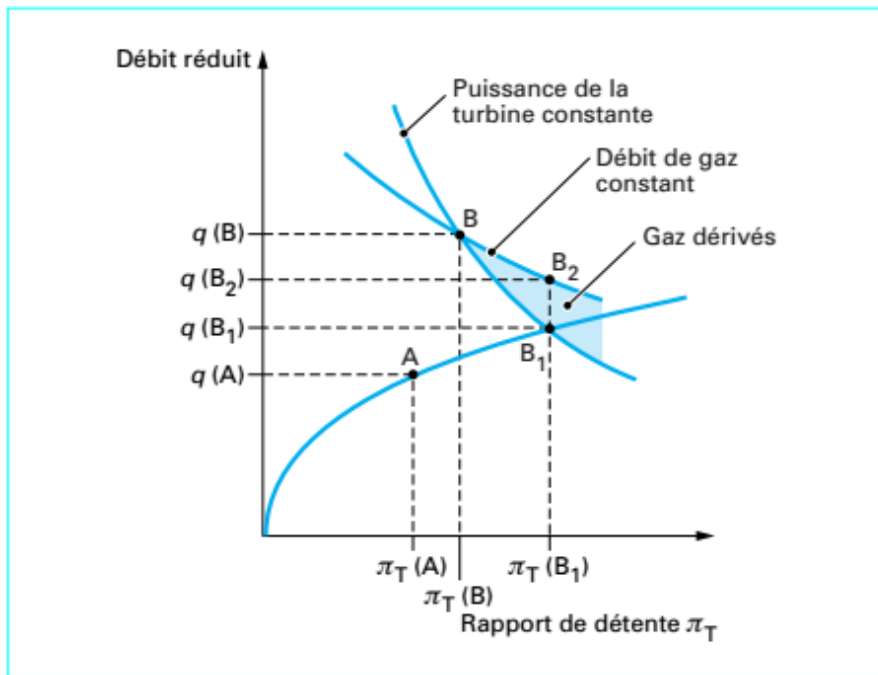


Figure 11 – Dérivé des gaz de turbine : caractéristique et points de fonctionnement.

Chapitre 3: Résultats de la simulation.

Interprétation des résultats relatifs à la variation de la vitesse de rotation :

Dans ce chapitre on va simuler le comportement d'un turbocompresseur en écoulement pulsée en utilisant le logiciel fortran.

On considère un moteur diesel 4 temps et 4 cylindres tournant respectivement à 1000, 1500, 2000 et 2500 Tr/mn. La fréquence d'ouverture de la soupape d'échappement correspondante est:

La vitesse de rotation	1000	1500	2000	2500
La fréquence (Hz)	33.33	50	66.66	83.33

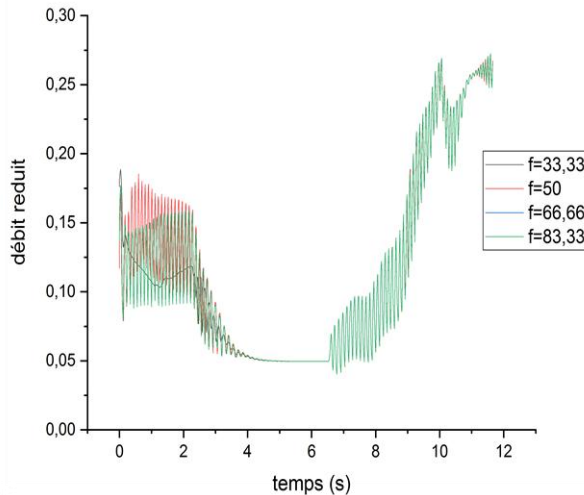


Figure14 : variation de débit réduit en fonction de réduit en Temps (compresseur).

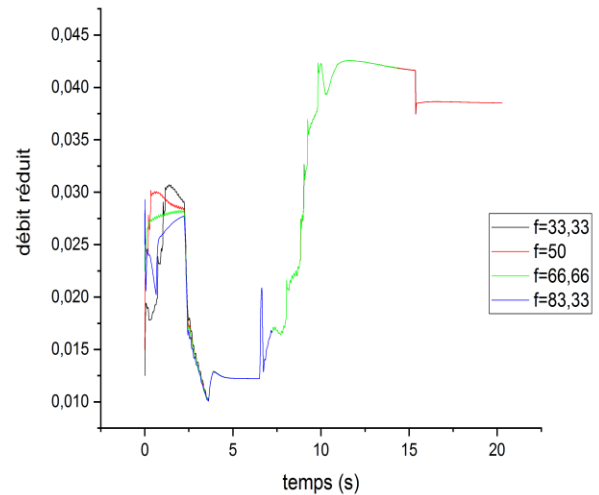


Figure15 : variation de débit réduit en fonction de temps (turbine).

Les figures 14 et 15 représentent la variation du débit réduit en fonction du temps de simulation respectivement de compresseur et la turbine pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

Les figures 14 et 15 correspondants à cette position sont nulles, du fait que l'écoulement des gaz d'échappement n'a pas encore atteint la turbine. Cette courte période caractérise la phase transitoire de la turbine.

Il s'en suit une élévation brutale de ce taux de détente après un certain temps, nécessaire à l'arrivée de la première bouffée.

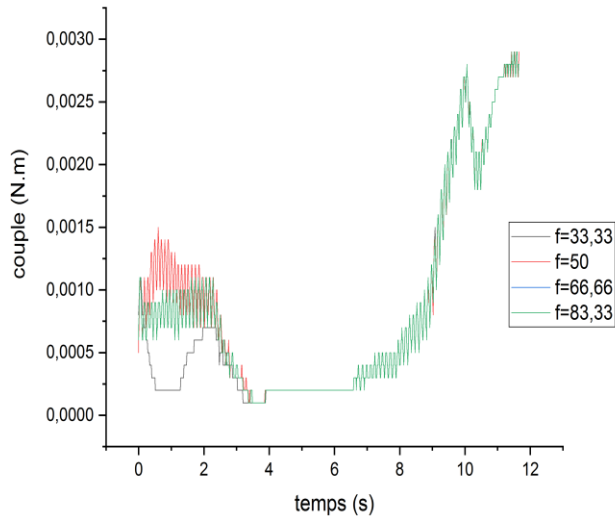


Figure16 : variation de couple en fonction temps (compresseur).

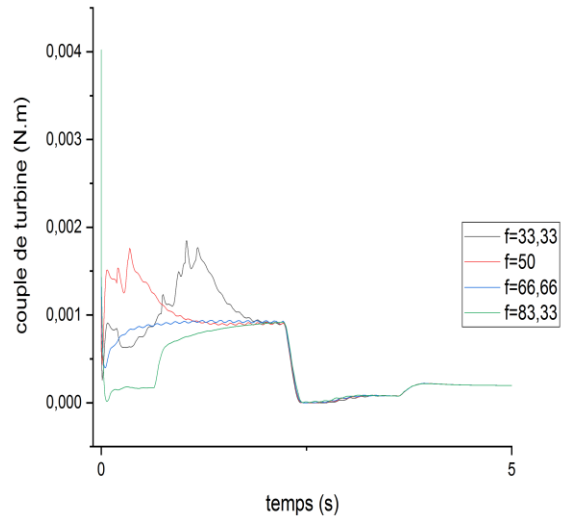


Figure 17 : variation de couple en de fonction de temps (turbine).

Les figures 16 et 17 représentent la variation du couple en fonction du temps de simulation respectivement de compresseur et la turbine pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

On constate que pour les faibles fréquences le régime pulsatif est accentué durant la phase transitoire de l'ensemble turbocompresseur et les performances s'établissent après le temps de stabilisation vers les hautes fréquences.

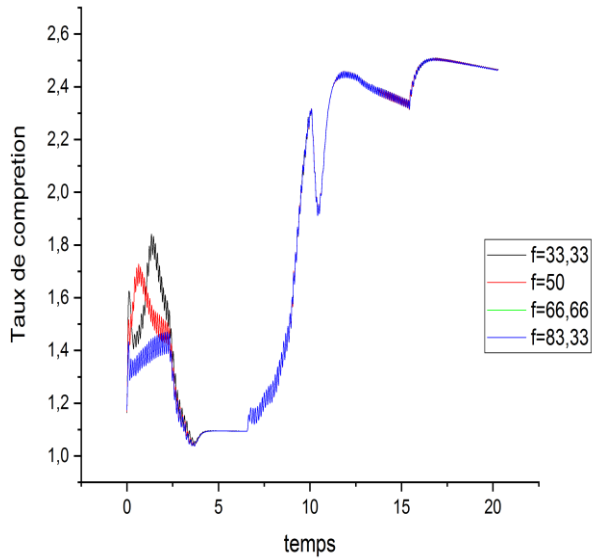


Figure18 : variation de taux de compression en fonction de temps

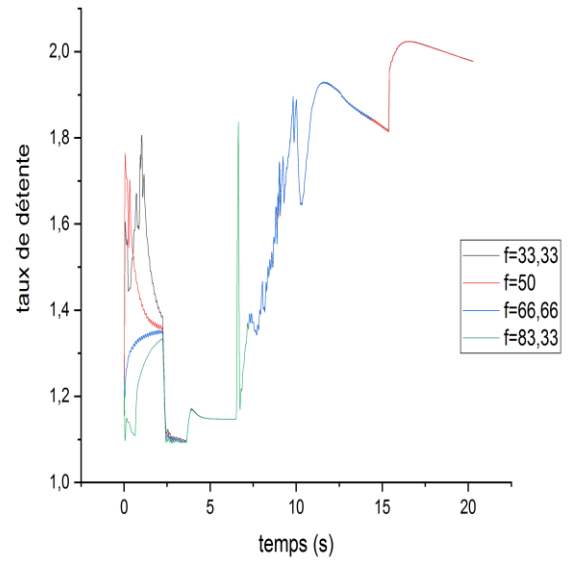


Figure19 : variation de taux de détente en fonction de temps (turbine).

La figure18 et **19** représente respectivement la variation de taux de compression et taux de détente en fonction du temps de simulation, pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

La courbe de couleur noire, correspondant à la vitesse de 1000 Tr/mn (fréquence $F = 33$ Hz), présente une valeur positive du taux de détente et taux de compression mais inférieure à l'unité juste au début de la simulation. Ceci est dû à la pression à la sortie de la turbine qui est plus grande que la pression à son entrée.

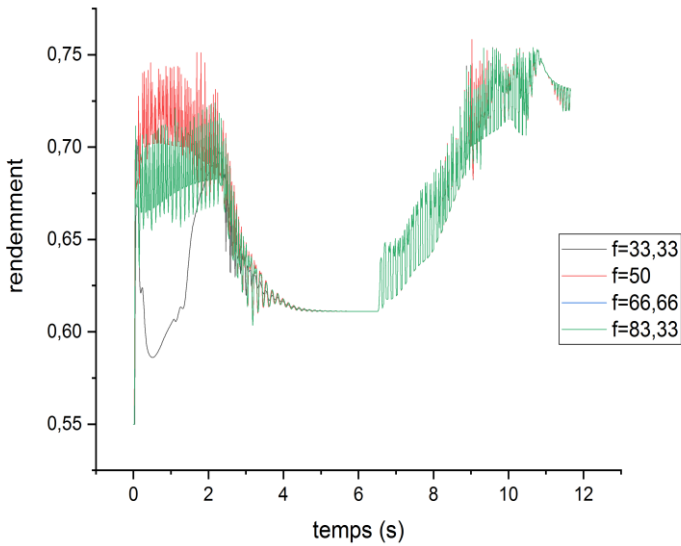


Figure20 : variation de rendement du compresseur en fonction de temps.

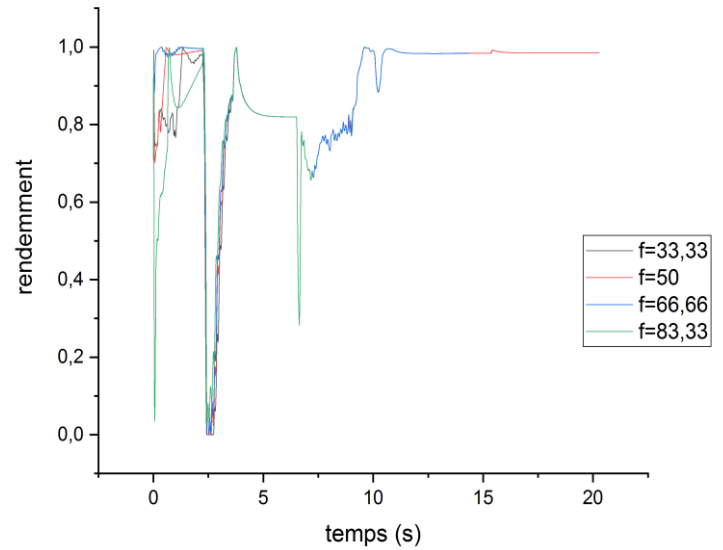


Figure21 : variation de rendement de la turbine en fonction de temps.

La figure20 et 21 représente respectivement la variation de rendement du compresseur et rendement de la turbine en fonction du temps de simulation pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

Le rendement (figure 20 et 21) correspondants à cette position sont à leurs maximums sur cette courbe.

Ceci caractérise bien l'énergie de cette première bouffée.

En avançant dans le temps de simulation, ce taux de détente diminue tout en restant supérieur à l'unité jusqu'à l'instant $t = 5$ s. Cette période correspond au balayage des gaz d'échappement par le piston. Leur pression est inférieure à celle de l'énergie de la bouffée. Le débit réduit (figure14-15) diminue progressivement. Le couple (figure16-17) et le rendement (figure 20-21) baissent et s'annulent à l'instant $t = 1.2$ s, car le débit des gaz d'échappement correspondant à cet instant est faible. Ensuite, ils augmentent et diminuent progressivement jusqu'à l'instant $t = 5$ s du fait de la fluctuation de la température à l'entrée de la turbine.

A partir de l'instant $t = 5$ s, on voit l'apparition d'une autre bouffée, d'intensité moins importante que la première. Le taux de détente augmente brutalement. Le débit réduit, le couple et le rendement augmentent aussi brutalement.

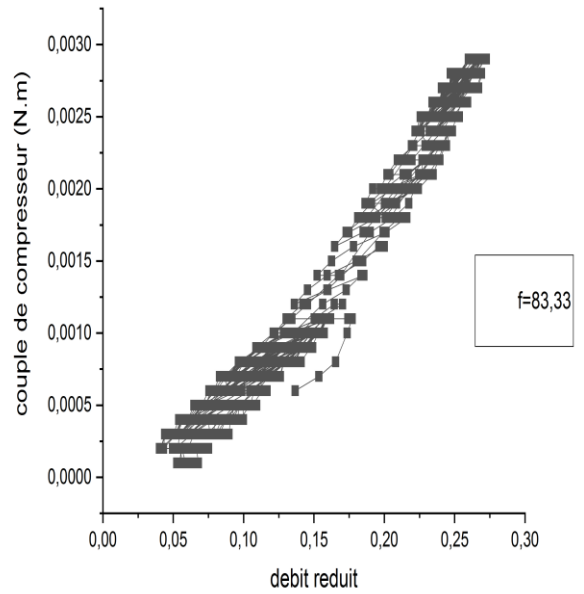
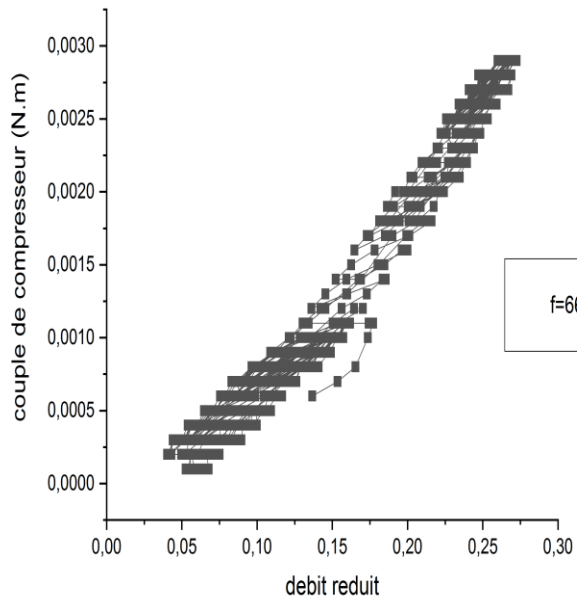
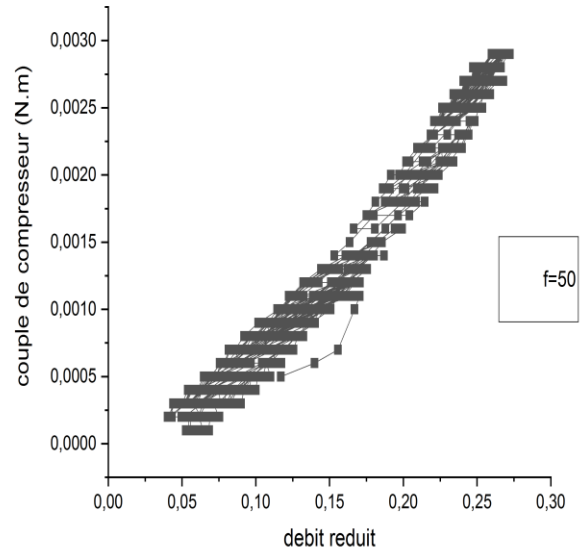
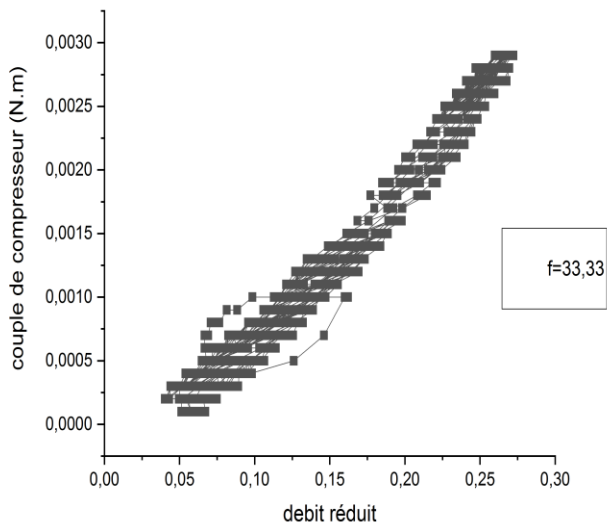


Figure 12 : représente la variation de couple du compresseur en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

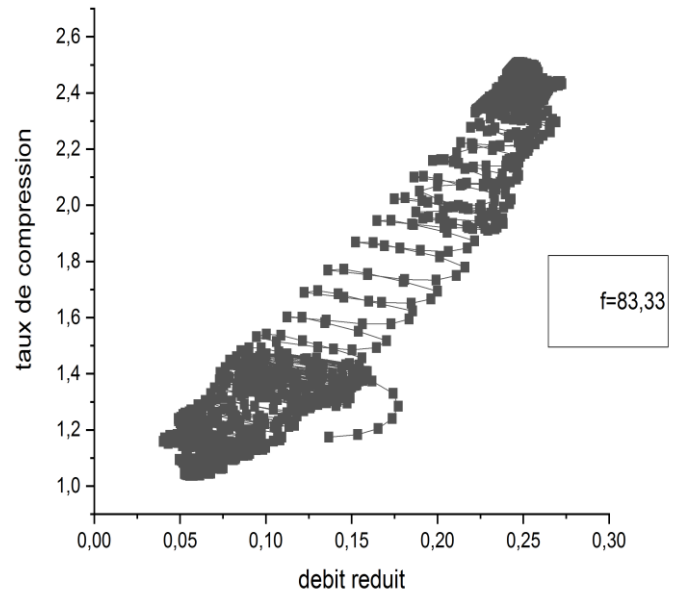
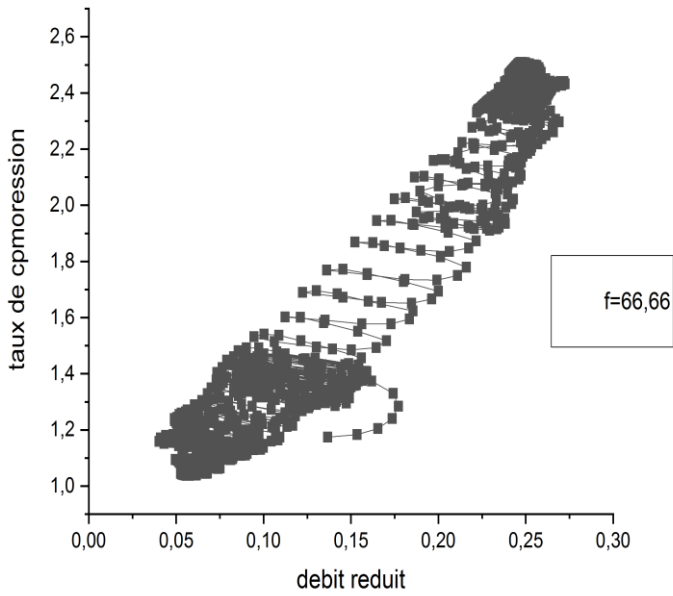
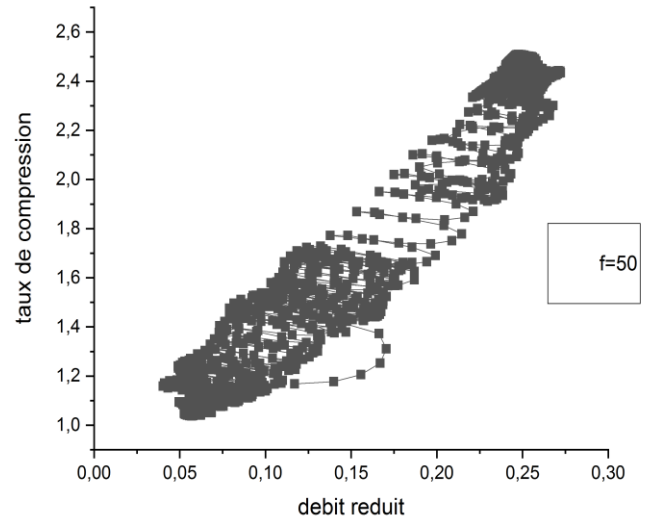
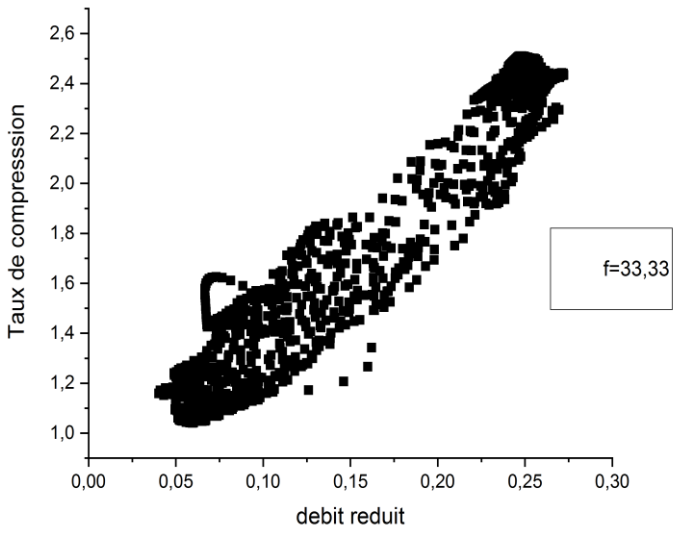


Figure 13 : représente la variation de taux de compression en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

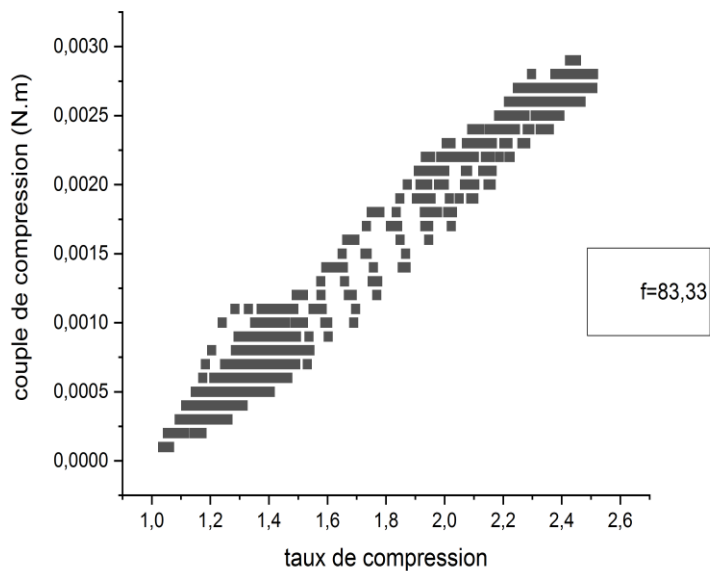
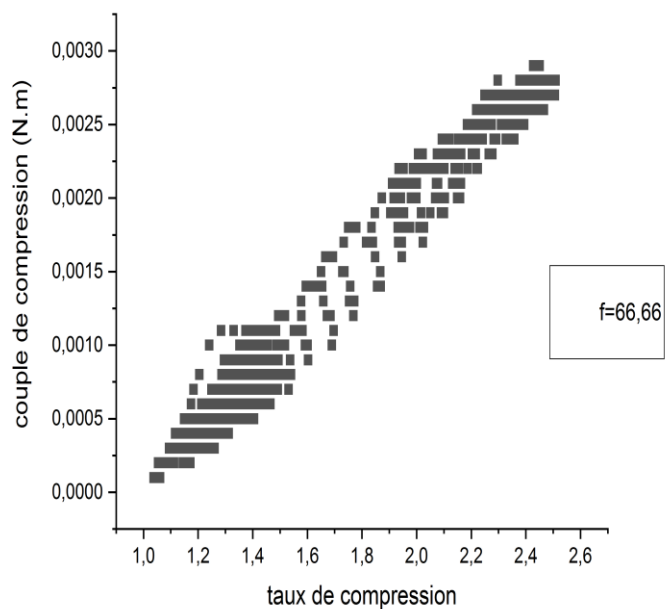
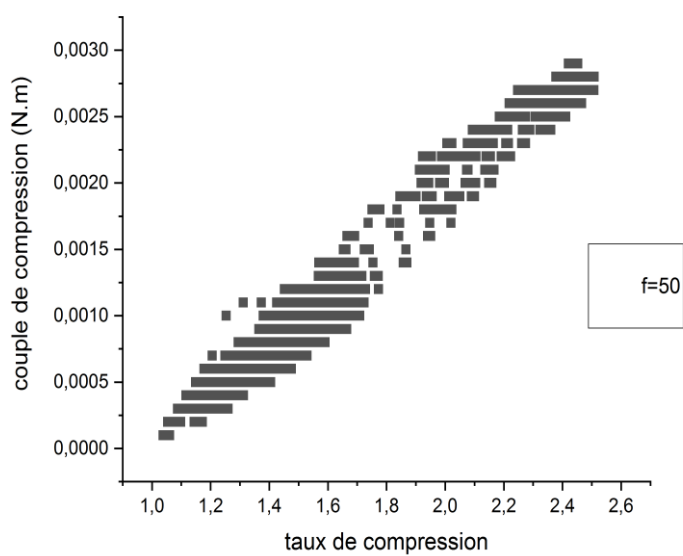
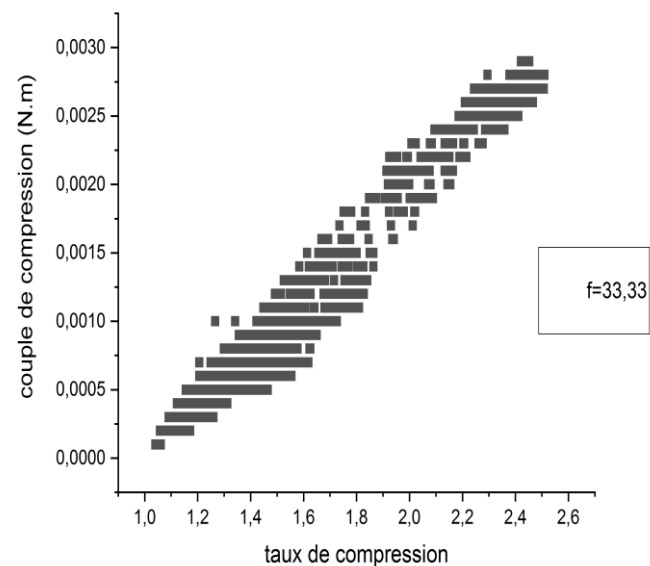


Figure 14 : représente la variation de couple du compresseur en fonction de taux decompression pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

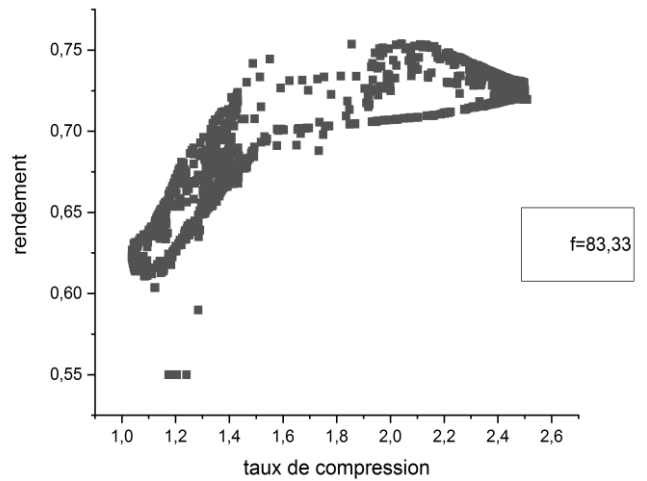
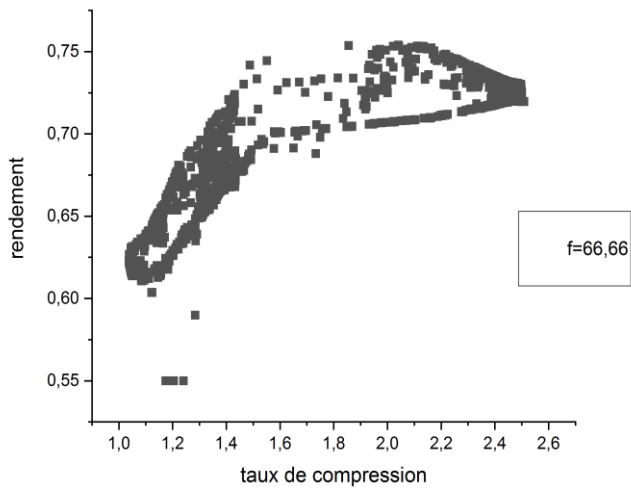
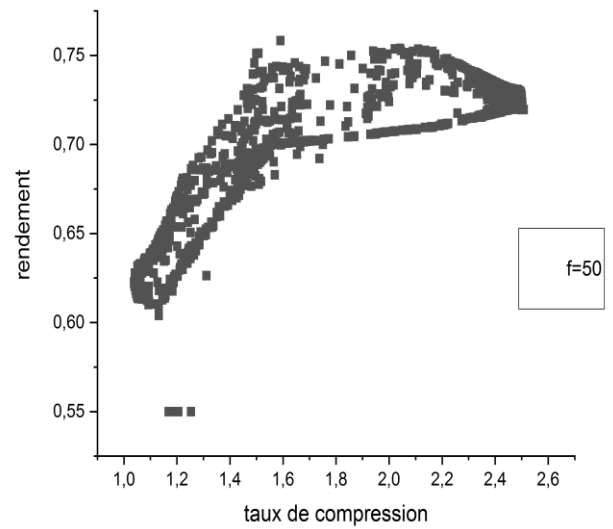
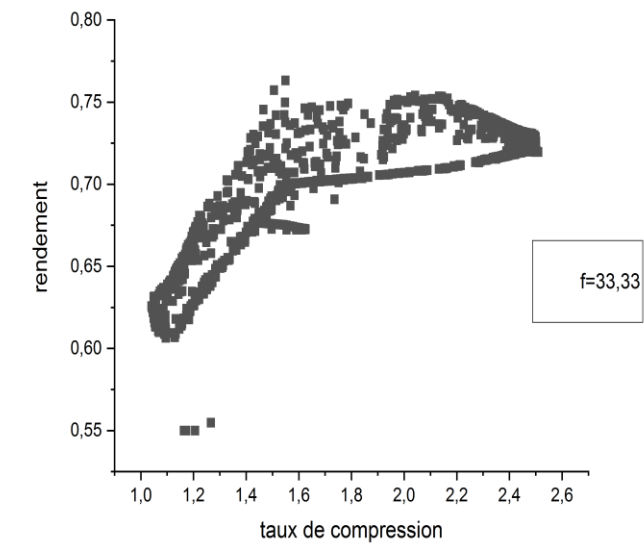


Figure 15 : représente la variation de rendement du compresseur en fonction de taux de compression pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

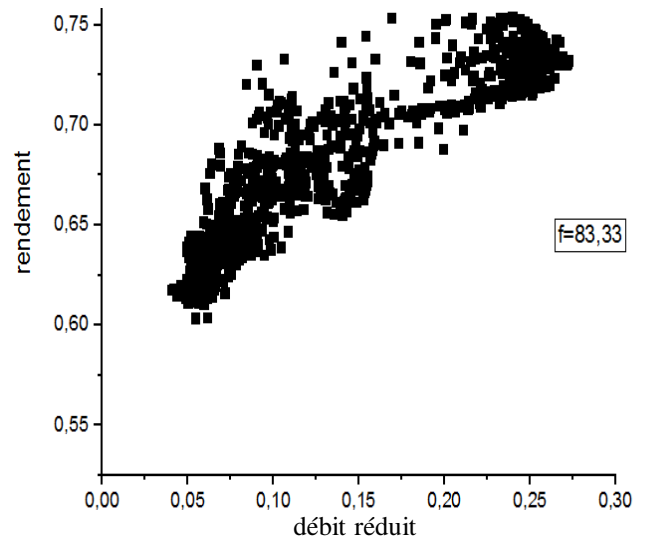
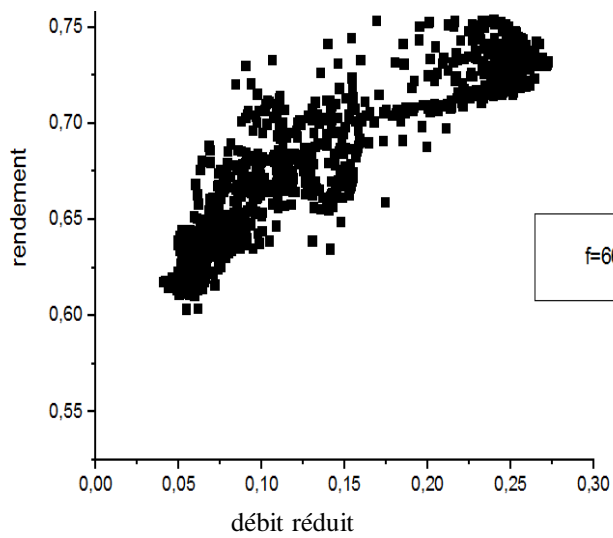
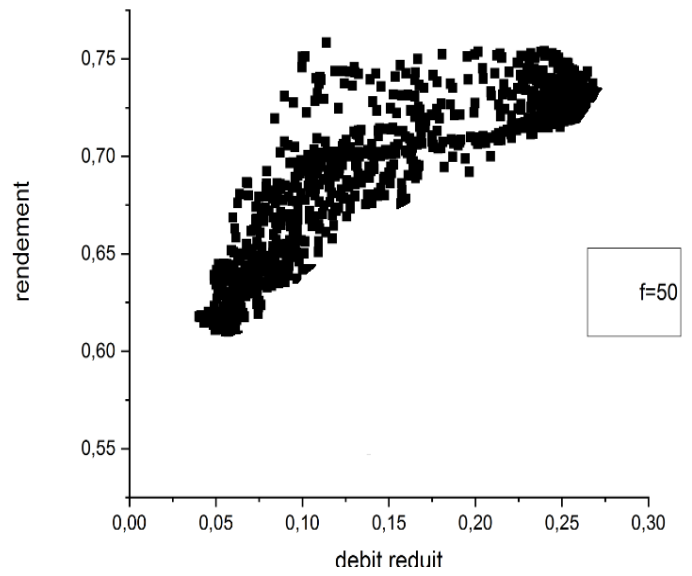
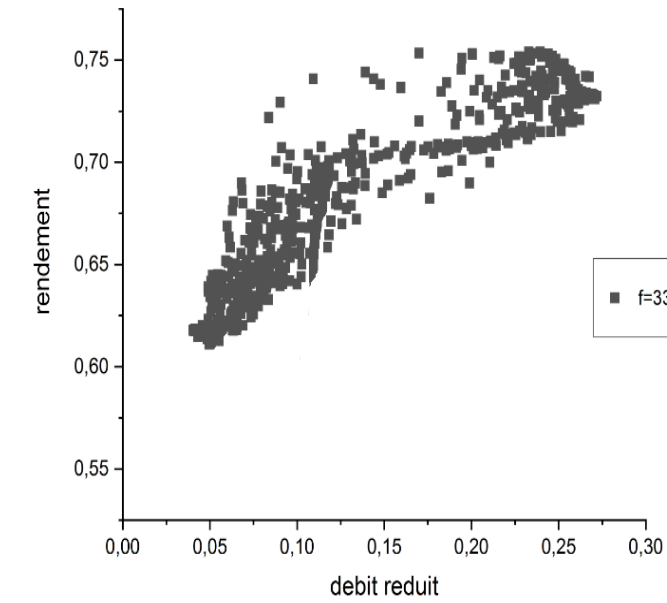


Figure 16 : représente la variation de rendement du compresseur en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).

Conclusion :

Les résultats obtenus numériquement nous permettent de tirer les conclusions suivantes :

1. la phase transitoire de la turbine : Cette courte période caractérise du fait que l'écoulement des gaz d'échappement n'a pas encore atteint la turbine.
2. pour les faibles fréquences le régime pulsatif est accentué durant la phase transitoire de l'ensemble turbocompresseur et les performances s'établissent après le temps de stabilisation vers les hautes fréquences.
3. la valeur du taux de détente est positive mais inférieure à l'unité juste au début de la simulation : Ceci est dû à la pression à la sortie de la turbine qui est plus grande que la pression à son entrée.
4. Les rendements correspondants sont à leurs maximums : Ceci caractérise bien l'énergie de cette première bouffée.

Les résultats ainsi obtenus peuvent être utilisés pour simuler le fonctionnement de la turbine de suralimentation en régime pulsé. Tout de même, il est à noter que le tuyau d'échappement provoque une amplification du signal ainsi que la production d'harmoniques.

Sommaire

Introduction générale.....	1
Position de problème.....	2
1 Caractéristiques de la boucle de suralimentation :.....	3
1.1 Moteur suralimenté par turbocompresseur: [1].....	3
1.1.1 Turbocompresseur :.....	3
1.1.2 Caractéristiques fonctionnelles:.....	3
1.1.3 Historique :.....	4
1.1.4 Besoin en air du moteur :.....	7
1.1.5 Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur:.....	8
1.2 Compression de l'air d'admission :.....	9
1.2.1 Puissance de compression :.....	9
1.2.2 Rendement isentropique du compresseur :.....	10
1.2.3 Refroidissement de l'air d'admission :.....	10
1.3 Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement :.....	11
1.3.1 Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine :.....	11
1.3.2 Rendement de la turbine :.....	12
1.3.3 Énergie récupérable dans les gaz d'échappement :.....	12
1.4 Boucle de suralimentation :.....	13
1.4.1 Autonomie du turbocompresseur :.....	13
1.4.2 Influence des conditions de fonctionnement :.....	14
1.5 Cahier des charges du turbocompresseur :.....	15
2 Caractéristiques fonctionnelles :[2].....	17
2.1 Compresseur centrifuge :.....	17
2.1.1 Courbes caractéristiques :.....	18
2.1.2 Limites d'utilisation :.....	20
2.1.3 Choix et adaptation du compresseur :.....	21
2.2 Turbine radiale centripète :.....	23
2.2.1 Courbes caractéristiques :.....	25
2.2.2 Choix et adaptation de la turbine :.....	27
2.2.3 Pulsations de pression et turbine divisée :.....	28
2.3 Dérivation des gaz de turbine (wastegate) :.....	29
Résultats de la simulation	31
Conclusion.....	40

Liste des figures

Figure 1 : Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile (d'après doc. Renault).	Erreur ! Signet non défini.
Figure 2 : valeurs de γ en fonction du rapport A/C et de la température des gaz d'échappement ...	13
Figure 3 : exemple de variation du rapport de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine pour trois valeur du rendement global	14
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).	16
Figure 5 : Écorché de turbocompresseur d'automobile (source Garrett)	17
Figure 6 : Compresseur centrifuge : schéma	18
Figure 7: Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett).	19
Figure 8 : Limites d'utilisation d'un compresseur	Erreur ! Signet non défini.
Figure 9 : Points de fonctionnement d'un compresseur	22
Figure 10: Plage d'utilisation du compresseur et angle d'inclinaison des ailettes	24
Figure 11 : Turbine radiale centripète : schéma	24
Figure 12 : Courbes caractéristiques d'une turbine centripète.	25
Figure 13 : Dérivation des gaz de turbine : caractéristique et points de fonctionnement.	30
Figure 14 : variation de débit réduit en fonction de temps (compresseur).	Erreur ! Signet non défini.
Figure 15 : variation de débit réduit en fonction de temps (turbine).	Erreur ! Signet non défini.
Figure 16 : variation de couple en fonction de temps (compresseur). ..	Erreur ! Signet non défini.
Figure 17 : variation de couple en fonction de temps (turbine).	Erreur ! Signet non défini.
Figure 18 : variation de taux de compression en fonction de temps	Erreur ! Signet non défini.
Figure 19 : variation de taux de détente en fonction de temps (turbine).	Erreur ! Signet non défini.
Figure 22 : représente la variation de couple du compresseur en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).	35
Figure 23 : représente la variation de taux de compression en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).	36
Figure 24 : représente la variation de couple du compresseur en fonction de taux de	37
Figure 25 : représente la variation de rendement du compresseur en fonction de taux.	38
Figure 26 : représente la variation de rendement du compresseur en fonction de débit réduit pour plusieurs fréquences (vitesses de rotation du moteur).	39

Références bibliographiques :

Dans les Technique 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).