

11/03

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

Projet de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état
En génie mécanique

Thème :

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Etude d'une propulsion hybride avec turbine à gaz
et comparaison avec un véhicule conventionnel.

Présenté par:

- Mr. OUITAS Hamza

Dirigé par :

- Mr. BENBRAIKA Med.

Promotion Juin 2003

DEDICACES :



A ma mère.

A mon père, qui n'a jamais épargné le moindre effort pour m'aider.

A mes sœurs, et mes frères, et leur soutien et confiance.

A toute ma famille.

A tous mes amis, spécialement qui m'ont vraiment aidé durant l'élaboration

de ce travail ; Fateh , Zohir, Mounir ,Hocine

Hichem, Soufiane, Rabah.

A tous mes collègues dans la promotion génie mécanique 2003.

Je dédie ce modeste travail

Remerciements

- Tout d'abord, je tiens à remercier Dieu le clément et le miséricordieux de m'avoir donné la force et la volonté de mener à bien ce modeste travail.
- Je tiens remerciements vont tout particulièrement à Mr : BEN BRAIKA, pour m'avoir confié ce travail ainsi que pour son suivi très appréciable et ses critiques toujours fructueuses.
- J'exprime aussi ma profonde reconnaissance aux membres de mon jury qui vont examiner mon modeste travail.
- Que toute personne ayant œuvré de près ou de loin à la réalisation de ce projet, par un simple conseil, un mot d'encouragement ou par toute forme de contribution, trouve ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.

ملخص

حاولنا في هذه الأطروحة دراسة سيارة مجهزة بعنفة غازية. بعد القيام بالحساب الحراري لمختلف المراحل التي يمر بها الغاز داخل المحرك قمنا باستعمال برنامج لمحاكاة استجابة العربة في مسار تجريبي و بعدها قمنا بمقارنة النتائج مع نتائج سيارة عادية مجهزة بمحرك ديزل. السيارة هي سيارة هجينة ذات محرك كهربائي و مولد مربوطين على التسلسل و عنفة غازية كمصدر للطاقة

كلمات مفتاحية: عنفات غازية ،سيارة هجينة ، محاكاة ، ADVISOR

RESUME:

Dans le travail suivant, on a étudié un véhicule équipé d'une turbine à gaz. Après le calcul thermodynamique on a utilisé un simulateur pour simuler ses performances et le comparer avec un véhicule conventionnel entraîné avec un moteur diesel .

Notre véhicule est un véhicule hybride en série avec une turbine à gaz comme source d'énergie thermique.

Mot clés : turbine à gaz, véhicule hybride, HEV, simulation des véhicules, ADVISOR

ABSTRACT :

In the following work , we have attempted to study a vehicle powered by a gas turbine. After thermodynamic calculus we have used a vehicle simulator «ADVISOR program» to simulate its performance on a drive cycle and compare it with a conventional vehicle powered by a diesel engine.

Our turbinecar is a HEV ; «hybrid electric vehicle», with a series drivetrain configuration, and a gas turbine as fuel converter.

Keywords: gas turbine , hybrid vehicle , HEV, vehicle simulation , ADVISOR

Table des matières :



INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I :.....	4
Théorie et construction des turbines à gaz	4
I.1. HISTORIQUE :.....	5
I.2. Turbine à gaz et domaine d'application :.....	6
I.3. Principaux types de cycles thermodynamiques :	7
I.4. Rappels théoriques	10
I.4.1. Formules générales.....	10
I.4.2. Nombres de Mach et grandeurs d'arrêt ou totales dans un gaz parfait	11
I.4.3. Fonction de débit.....	13
I.4.4. Travaux et rendements de compression.....	14
I.4.5. Travaux et rendements de détente	16
I.4.6. Caractérisation des performances d'un turbomoteur	17
I.5. Construction des turbines à gaz :	19
I.5.1 Différents types de turbomoteurs :	19
I.5.1.1 Turbine liée	19
I.5.1.2 Turbine libre.....	19
I.5.1.3. Turbines à échangeur de chaleur.....	19
I.5.2. Les étages d'une turbine à gaz :	20
I.5.2.1 Entrée d'air.....	20
I.5.2.2 Compresseurs	21
I.5.2.3. Chambre de combustion.....	27
I.5.2.4. La turbine	31
I.5.2.5. Echangeur de chaleur.....	37
Chapitre II :	39
Description du véhicule et hybridation.....	39
II.1. Description du véhicule et schéma de fonctionnement :	40
II.1.1. Le générateur des gaz :	42
II.1.2. Le réchauffeur :	42
II.1.3. L'aube fixe réglable :	44
II.1.4. Système d'échappement :	45
II.2. Disposition de la turbine sur le véhicule :	46
II.2.1. La traction thermique :	46
II.2.2. La traction hybride :	46
II.2.2.1. Hybridation en série :	47
II.2.2.2. Hybridation en parallèle	48
II.3. Hybridation du véhicule :	49
II.3.1. La batterie de traction :	49
II.3.1.1. La construction.....	49
II.3.1.2. Le processus de décharge.....	49
II.3.1.3. Le processus de charge.....	50
II.3.2. Le moteur électrique de traction	51
II.3.2.1. Le principe de fonctionnement du moteur à courant continu.....	51
II.3.2.2. La construction du moteur à courant continu.....	52
II.3.2.3. Le principe de fonctionnement du moteur à courant alternatif.....	54
II.3.2.4. Construction du moteur asynchrone.....	54
II.3.2.5. Moteur asynchrone triphasé.....	54
II.3.3. L'électronique de commande :	55
II.3.3.1. Le hacheur pour les moteurs à courant continu.....	55
II.3.3.2. L'onduleur pour les moteurs à courant alternatif :	56

CHAPITRE III :	58
CALCUL DU CYCLE THERMODYNAMIQUE	58
III.1. Calcul du cycle thermodynamique :	59
III.1.1. plan 1: Entrée d'air	60
III.1.2. plan 2 : Le compresseur centrifuge.....	60
III.1.3. Plan 2.1 : L'échangeur de chaleur	61
III.1.4. Plan 3 : Chambre de combustion.....	61
III.1.5. Plan 4 : 1 ^{er} étage de la turbine	61
III.1.6. Plan 4.1 : Conduite et aubes entre les deux turbines.....	62
III.1.7. Plan 5 : Turbine de puissance.....	62
III.2. Carburant :	64
III.2.1. Le PCI du combustible:	64
III.3. Résultats du calcul :	65
CHAPITRE IV:	68
Comparaison et commentaires des résultats	68
IV.1 Présentation du logiciel de simulation :	69
IV.2. Diagramme de fonctionnement du simulateur:	70
IV.2.1-Choix du cycle :	71
IV.2.2. choix du véhicule :	71
IV.2.3. Type de motorisation :	71
IV.2.4. Les composants électriques :	73
IV.2.5. Le système de transmission :	73
IV.3. Simulation des véhicules :	74
IV.3.1. Véhicule hybride en série :	74
IV.3.2. Véhicule conventionnel :	75
IV.3.3. Résultats de simulation :	76
VI.4. Comparaison entre le turbomoteur et le moteur alternatif :	89
VI.4.1- Comportement routier :	89
VI.4.2. Les rendements :	89
VI.4.3. Puissance spécifique :	90
VI.4.4. Le refroidissement et la lubrification :	90
VI.4.5. Vibration et sonorisation :	90
VI.4.6. Le démarrage :	91
VI.4.7. Les émissions polluantes :	92
VI.4.8. Construction et matériaux :	92
VI.4.9. Maintenance :	92
CONCLUSION GENERALE	94
BIBLIOGRAPHIE	96
ANNEXE	97

Notations et symboles :

Symbole	Unité	Signification
a	m/s	vitesse locale du son
C_H	kg/h	consommation horaire de carburant
C_p	J/(kg · K)	capacités thermiques massiques à pression constant
C_v	J/(kg · K)	capacités thermiques massiques à volume constant
d_{carb}	kg/s	débit de carburant
E	J/kg	travail (ou énergie) massique du fluide
E_a	J/kg	travail sur l'arbre
E_C	nombre	efficacité d'échangeur de chaleur
E_c	J/kg	travail réel de compression
E_t	J/kg	travail réel de détente
$E_{c\ is}$	J/kg	travail de compression isentropique
$E_{t\ is}$	J/kg	travail de détente isentropique
E_{cp}	J/kg	travail de compression polytropicque
E_{tp}	J/kg	travail de détente polytropicque
E_i	J/kg	travail interne
H	J/kg	enthalpie massique totale
h	J/kg	enthalpie massique
K	nombre	exposant polytropicque
Ma	nombre	nombre de Mach
N	tr/min	vitesse de rotation
P, p	Pa	pression totale, statique
Q	J/kg	énergie calorifique échangée par unité de masse
q	kg/s	débit de gaz
Q_{ith}	J/kg	énergie calorifique échangée en évolution isentropique
R	nombre	constante des gaz
S	m ²	surface
s	J/(kg · K)	entropie massique
T, t	K	température totale, statique
U	m/s	vitesse d'entraînement

v	m^3	volume de gaz
V	m/s	vitesse absolue du fluide
W	W	puissance
W_m	W	puissance totale fournie par le moteur
W_p	W	puissance perdue
α	nombre	rapport air/carburant
γ	nombre	exposant isentropique
ρ	g/m^3	masse volumique
$\eta_{c\ is}$	nombre	rendement de compression isentropique
$\eta_{t\ is}$	nombre	rendement de détente isentropique
η_{comb}	nombre	efficacité de combustion
η_{cp}	nombre	rendement de compression polytropique
η_{tp}	nombre	rendement de détente polytropique

Liste des Indices :

Indices numériques des plans de référence :

0	infini amont
1	entrée compresseur
2	sortie compresseur
2.1	sortie échangeur
3	entrée turbine du générateur de gaz
4	sortie turbine du générateur de gaz
4.1	entrée turbine de puissance
5	sortie turbine de puissance
6	sortie tuyère

Indices alphabétiques inférieurs :

a	air
c	compression
carb	carburant

ce, cs	entrée, sortie du flux chaud
chd, fd	chaud, froid
crit	critique
g	gaz de combustion (ou générateur de gaz)
gl	global
i	interne (au système thermodynamique)
is	isentropique
p	polytropique
st	stœchiométrique
t, tg	détente
th	thermique
u	composante tangentielle
x	composante axiale

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE :

Bien qu'âgé maintenant de plus de cent ans le moteur à explosion occupe encore actuellement une position prédominante dans de nombreux secteurs économiques pour la production d'énergie mécanique. Cette longévité s'explique essentiellement par son faible coût de production en grande série; sa souplesse d'utilisation, son adéquation aux carburants hydrocarbonés d'origine fossile produits à bas prix par l'industrie pétrolière. Son avenir, à plus ou moins long terme, nous semble conditionné à la disponibilité de ces produits ou de produits de substitution adaptés ,car les réserves sont épuisables.

Depuis quelques décennies, le développement éventuel de motorisations concurrentes, notamment dans le domaine de l'automobile, fait l'objet d'une recherche incessante : turbine à gaz, hybridation thermique-électrique, pile à combustible, batteries électriques, etc., mais aucune de ces techniques n'a fait preuve, pour le moment, de sa supériorité sur l'existant pour s'y substituer.

Cependant, la mise en œuvre limitée de certaines de ces techniques est envisagée dans un avenir relativement proche dans un souci de réduction radicale des émissions polluantes : véhicules urbains, propulsion électrique, voire véhicules mixtes à hybridation thermique-électrique, ou avec turbine à gaz.

Notre étude vient comme une tentative d'aborder une de ces solutions d'avenir ;

La turbine à gaz. Notre but est d'essayer de prévoir ses performances et rendement après calcul énergétique, et de faire une comparaison avec la motorisation classique , en utilisant un logiciel d'analyse et de simulation des véhicules .

Notre travail est divisé en quatre chapitre ; Dans le premier on va aborder la théorie des turbine à gaz avec un rappel de calcul du cycle thermodynamique, et une présentation des différents parties constituant une turbine, avec technologie et matériaux de construction ; Dans le deuxième chapitre, on va présenter notre véhicule, et on parlera des modes de montage et de la disposition de la turbine sur le véhicule, en justifiant notre choix pour un véhicule hybride. Le troisième chapitre est dédié au calcul thermoénergétique.

Dans le quatrième chapitre on va utiliser un logiciel de simulation des véhicules ; ADVISOR PROGRAM, pour réaliser une comparaison entre le véhicule hybride et un autre véhicule avec motorisation à piston classique, avec commentaire des résultats, et conclusion.

**CHAPITRE I :
THEORIE ET CONSTRUCTION DES
TURBINES A GAZ**

I.1. HISTORIQUE :

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes ;

La première, celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'elle remonte à Héron d'Alexandrie avec son éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement.

Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevète un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.[1]

La deuxième, celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX e siècle et peut être considérée comme achevée en 1951.

Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global de 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des recherches actives menées au cours de la dernière guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). [1]

La troisième, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire, ou des efforts considérables ont permis de multiplier dans toutes les branches l'utilisation des installations turbomotrices à gaz. [1]

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, dans le domaine automobile les applications n'ont pas encore atteint des niveaux à concurrencer les moteurs à piston classique, et cette évolution est loin d'être terminée.

I.2. Turbine à gaz et domaine d'application :

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des TURBOMACHINES définies comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a affaire à une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz, dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible solide, liquide ou gazeux.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Pour les voilures tournantes, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères.

Parmi les utilisations non aéronautiques, très diversifiées, on peut citer :

- Les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée .
- Les turbopompes, utilisées dans les stations de pompage et de recompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore .
- La traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbo trains ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celles des moteurs Diesel .On peut parler aussi des prototypes des véhicules utilitaires et de loisir équipés avec des turbines à gaz réalisées par différents constructeurs et laboratoires de recherches, notamment après la crise pétrolière des années soixante-dix, mais ils ne sont jamais arrivés à la phase de commercialisation, sauf un modèle à série limitée du constructeur américain CHRYSLER en 1965.
- Les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique

(récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60 % ;

- Les groupes auxiliaires de puissance ou GAP constituent une classe de machines bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les avions que sur les turbotrains ; d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions).[1]

I.3. Principaux types de cycles thermodynamiques :

On désigne par cycle une évolution thermodynamique fermée où l'état final coïncide avec l'état initial. Dans ce type de **cycle fermé**, la machine est sans cesse parcourue par les mêmes molécules de fluide. Par abus de langage, le terme de cycle a été étendu à toute évolution thermodynamique d'ensemble : d'où la notion de **cycle ouvert** qui désigne une évolution thermodynamique où l'état final diffère de l'état initial. Cette situation se rencontre dans la plupart des turbomachines où l'air atmosphérique, jouant le rôle de fluide actif, est sans cesse renouvelé.

Par ailleurs, il est nécessaire de distinguer entre **cycle idéal** et **cycle réel**. On appelle cycle idéal, tout cycle thermodynamique dans lequel les rendements de compression et de détente sont supposés égaux à 1. En outre, les diverses pertes de charge et les vitesses d'écoulement dans chaque plan de référence sont supposées nulles (ce qui revient à confondre pressions statiques et totales). Il est évident que le cycle idéal est purement théorique et ne s'applique pas, en toute rigueur, aux machines réelles, mais il renseigne cependant sur le niveau maximal des performances.[1]

Dans le cycle réel, les rendements de compression et de détente sont naturellement inférieurs à l'unité et les pertes de charge sont prises en compte. Pour les turbines à gaz, leur fonctionnement fait appel au cycle de BRAYTON décrit comme suit :

Le **cycle ouvert idéal**(figure 1.a) comporte :

- une compression isentropique de 1 à 2 ;
- un apport de chaleur isobare de 2 à 3 ;
- une détente isentropique de 3 à 5 (jusqu'à la pression atmosphérique).

Une partie de cette détente (de 3 à 4) libère la puissance nécessaire à la compression ; l'équilibre des puissances du compresseur et de la turbine génératrice se traduit, en négligeant le débit de carburant, par :

$$H_3 - H_4 = H_2 - H_1 \quad (01)$$

qui peut s'écrire :

$$H_3 - H_2 = H_4 - H_1 \quad (02)$$

Cette relation traduisant le fait que l'énergie calorifique apportée à la turbomachine sert à élever l'enthalpie totale du fluide à la traversée du générateur de gaz.

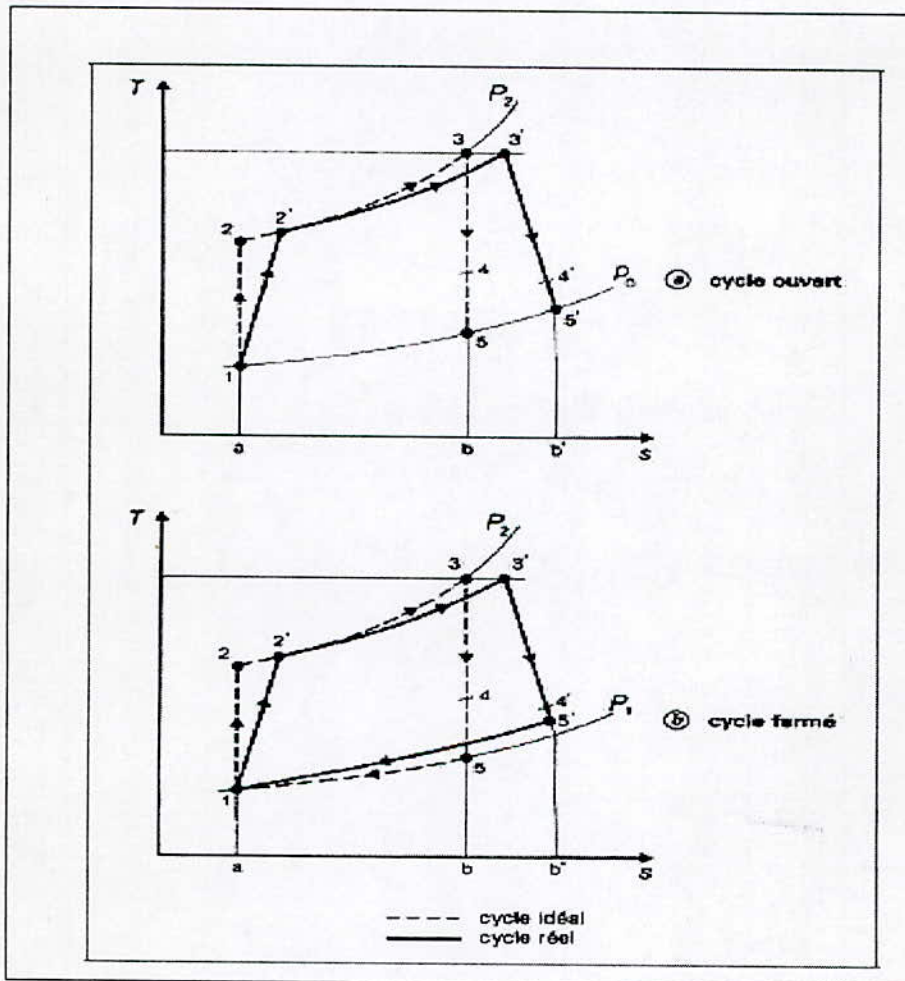


Fig.I.1 Représentation dans le diagramme (T.S) des principaux types de cycles

La puissance fournie par la turbomachine est la différence entre la puissance totale mise en jeu dans la détente de 3 à 5, et la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur de 3 à 4 :

$$\frac{W_m}{q} = (H_3 - H_5) - (H_3 - H_4) = H_4 - H_5 \quad (03)$$

Le rendement thermique a pour définition :

$$\eta_{th} = \frac{\text{puissance fournie par la turbomachine}}{\text{puissance apportée à la turbomachine}} \quad (04)$$

Dans le diagramme (T, S), il est représenté graphiquement par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{aire}(1,2,3,5,1)}{\text{aire}(a,2,3,b,a)} \quad (05)$$

Le cycle ouvert réel (figure 1.a) comporte :

- une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de 1 à 2' .
- un apport de chaleur avec une chute de pression due à la perte de charge du foyer de 2' à 3' .
- une détente adiabatique jusqu'à la pression atmosphérique, avec augmentation d'entropie de 3' à 5'.

Le cycle fermé idéal (figure 1.b) est identique au cycle ouvert idéal sauf que la pression $P_1 = P_5$ peut différer de la pression atmosphérique p_0 .

Le cycle fermé réel (figure 1.b) est identique au cycle ouvert réel sauf que la cession d'énergie calorifique s'accompagne d'une perte de charge, ramenant le fluide aux conditions du plan 1 : de 5' à 1.

I.4. Rappels théoriques

I.4.1. Formules générales

Les formules et notions théoriques rappelées ci-après sont celles nécessaires aux calculs des cycles et performances des turbines à gaz.

- **Enthalpie totale**

Par définition :

$$H = h + \frac{v^2}{2} \quad (\text{énergie potentielle négligée}) \quad (06)$$

- **Premier Principe de la thermodynamique**

Appliqué aux turbomachines, il s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) du fluide :

$$E_i + Q = .H = H_2 - H_1 \quad (07)$$

En écoulement adiabatique ($Q = 0$), cette relation devient :

$$E_i = .H = H_2 - H_1 \quad (08)$$

soit :

— pour un compresseur :

$$E_c = H_2 - H_1 > 0 \quad (09)$$

— pour une turbine :

$$E_t = H_2 - H_1 < 0 \quad (10)$$

— pour une tuyère ($E_i = 0$) :

$$H_2 = H_1 \quad (11)$$

- Le théorème d'Euler établit l'expression du travail sur l'arbre E_a fourni ($E_a < 0$) ou reçu ($E_a > 0$) par chaque kilogramme du fluide traversant une grille d'aubages mobiles :

$$E_a = \Delta^2 (\vec{u} \cdot \vec{v}) \quad (12)$$

Si l'on néglige l'influence des fuites internes, on a entre l'entrée et la sortie d'un étage de turbomachine $E_a = E_i$, d'où selon la relation (08) :

$$Ea = H_2 - H_1 = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1} \quad (13)$$

Les indices (1) et (2) étant respectivement relatifs à l'amont et à l'aval de la roue.

- **L'équation dynamique fondamentale d'un écoulement** dans le système relatif attaché au rotor s'écrit, sous forme différentielle :

$$d\left(\frac{v'^2 - u^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} + \partial\phi_r \quad (14)$$

ou encore, en négligeant les pertes de charge $\partial\phi_r$:

$$\frac{dp}{\rho} = u du - v' dv' \quad (15)$$

- **Loi de Poisson** (valable pour les écoulements isentropiques, c'est-à-dire adiabatiques et réversibles d'un gaz parfait) :

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = Cte \text{ ou } \frac{P}{t^{\gamma/\gamma-1}} = Cte \text{ ou } \frac{t}{\rho^{\gamma-1}} = Cte \quad (16)$$

I.4.2. Nombres de Mach et grandeurs d'arrêt ou totales dans un gaz parfait

Pour caractériser la vitesse des écoulements gazeux, on utilise souvent le nombre de Mach :

$$Ma = \frac{v}{a}$$

avec a vitesse du son telle que :

$$a = \sqrt{\gamma r t} \quad (17)$$

$$r [j/(kg.k)] = \frac{8314.4}{M(g/mole)}$$

Considérons maintenant un écoulement qui n'échange ni chaleur ni travail avec l'extérieur. Un observateur entraîné à la vitesse du fluide relèverait des températures et pressions statiques t et p . Au contraire, un observateur fixe, faisant

face à l'écoulement, mesurerait des valeurs dites d'arrêt ou totales ou encore génératrices :

— Température totale :

$$T = t + \frac{v^2}{2c_p} \quad (18)$$

— pression totale :

$$P = p \left(\frac{T}{t} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (19)$$

Ces grandeurs s'expriment aussi en fonction du nombre de Mach de l'écoulement :

$$T = t \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (20)$$

$$P = p \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (21)$$

Pour l'écoulement considéré, la relation (11), compte tenu de la définition de l'enthalpie totale, peut s'écrire :

$$h_2 + \frac{v_2^2}{2} = h_1 + \frac{v_1^2}{2} \quad (22)$$

En utilisant la relation $dh = C_p dt$, il vient :

$$t_2 + \frac{v_2^2}{2c_p} = t_1 + \frac{v_1^2}{2c_p} \quad (23)$$

d'où: $T_1 = T_2 = cte$

Si, en outre, l'écoulement est réversible, l'équation (16) peut s'appliquer comme suit :

$$\frac{R}{T_1^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{P_1}{t_1^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{P_2}{t_2^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{P}{T^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (24)$$

et $P_1 = P_2 = cte$

Ainsi, pour tout écoulement d'un gaz parfait qui n'échange ni travail ni chaleur avec l'extérieur :

- même en présence de pertes, la température totale se conserve ;
- Si l'écoulement est sans pertes (donc isentropique), la pression totale se conserve aussi.

Pour les écoulements adiabatiques qui échangent du travail (compresseurs et turbines), par application de (08), on obtient :

$$W_i = q E_i = q (H_2 - H_1) \quad (25)$$

soit, encore (si C_p est constant) :

$$W_i = q C_p (T_2 - T_1) \quad (26)$$

I.4.3. Fonction de débit

Le débit massique qui passe au travers d'une surface S normale à l'écoulement s'exprime par la relation :

$$q = P S v \quad (27)$$

En faisant apparaître le nombre de Mach au lieu de la vitesse v et les grandeurs totales de l'écoulement, on obtient l'expression du débit réduit :

$$\frac{q \sqrt{T}}{P} = \sqrt{\frac{\gamma}{r}} \mu(Ma) S \quad (28)$$

$$\text{avec : } \mu(Ma) = Ma \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2 \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (29)$$

L'équation (28) permet de calculer le débit en fonction du nombre de Mach, ou l'inverse, lorsque les conditions génératrices sont connues.

1.4.4. Travaux et rendements de compression

Pour une transformation réversible isotherme, le travail de compression par unité de débit s'exprime par :

$$E_{Cith} = rT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (30)$$

En pratique, cette transformation n'est pas réalisable ; on la remplace par une suite de compressions adiabatiques et de refroidissements isobares.[1]

Pour une transformation adiabatique, intéressant encore un débit unitaire, le travail réel de compression est fourni par les relations (25)et (26) :

$$E_c = H_2 - H_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad (31)$$

Le travail de compression isentropique est égal à :

$$E_{c is} = H_{2 is} - H_1 = c_p (T_{2 is} - T_1) \quad (32)$$

Il peut s'exprimer en fonction des pressions puisque, pour cette transformation réversible, la relation (18) donne :

$$\frac{T_{2 is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (32)$$

D'où :

$$E_{cis} = c_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (33)$$

On peut aussi considérer les évolutions *polytropiques*. Ces transformations réversibles, non adiabatiques, aboutissent par définition au même état final (P_2, T_2) que la transformation réelle. Elles obéissent à la loi :

$$\frac{P}{T^{\frac{k}{k-1}}} = Cte \quad (34)$$

Analogue à la loi isentropique de la relation (16) mais où k remplace γ . L'exposant polytropique k est défini par la relation tirée de (35) :

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\lg(T_2/T_1)}{\lg(P_2/P)} \quad (35)$$

Le travail de compression polytropique a pour valeur :

$$\begin{aligned} E_{cp} &= \frac{k}{k-1} r T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ &= \frac{k}{k-1} \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot c_p (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (36)$$

Les rendements de compression se définissent en comparant les évolutions réversibles aux évolutions réelles. On a donc par définition :

— rendement isentropique :

$$\eta_{cis} = \frac{E_{cis}}{E_C} \quad (37)$$

— rendement polytropique :

$$\eta_{cp} = \frac{E_{cp}}{E_C} \quad (38)$$

I.4.5. Travaux et rendements de détente

Les formules concernant la détente présentent une grande analogie avec celles relatives à la compression.

Ainsi, le travail fourni par la turbine au cours d'une détente réversible isotherme est :

$$E_{t\text{ is}} = r T_3 \ln (P_3/P_4) \quad (39)$$

Pour les détentes isentropiques, les formules (31), (32), (33) et (34) de la compression deviennent :

$$E_t = H_3 - H_4 = c_p (T_3 - T_4) \quad (40)$$

$$E_{t\text{ is}} = H_3 - H_{4\text{ is}} = c_p (T_3 - T_{4\text{ is}}) \quad (41)$$

Et :

$$\frac{T_{4\text{ is}}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (42)$$

$$E_{t\text{ is}} = C_p T_3 \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] \quad (43)$$

La relation (30) reste valable pour les détentes polytropiques, l'exposant polytropique devenant :

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\ln(T_4/T_3)}{\ln(P_4/P_3)}$$

Les travaux de détente polytropique s'expriment par :

$$E_{tp} = \frac{k}{k-1} r T_3 \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]$$

$$= \frac{k}{k-1} \frac{\gamma-1}{\gamma} c_p (T_3 - T_4) \quad (44)$$

Les rendements de détente se définissent en comparant les évolutions réelles aux évolutions réversibles. On a donc, par définition :

$$\eta_{tis} = E_r / E_{tis} \quad (45)$$

$$\eta_{tis} = E_r / E_{tp} \quad (46)$$

I.4.6. Caractérisation des performances d'un turbomoteur

Les principales caractéristiques d'un turbomoteur sont :

- La puissance récupérée sur l'arbre de sortie .
- L'énergie qu'il faut apporter à la machine en tant que quantité de carburant consommé, exprimée habituellement par la consommation horaire C_H .
- Le débit de fluide actif.

Ces paramètres sont le plus souvent combinés sous plusieurs formes :

- *La puissance* disponible sur l'arbre de sortie s'exprime par :

$$W_m = \eta_{red} q_{tl} (1 + \alpha) (H_{4,1} - H_5) \quad (47)$$

- *La consommation spécifique* C_s , rapport de la consommation horaire à la puissance :

$$C_s = \frac{C_H(\text{kg/h})}{W_m(\text{kW})} \quad (48)$$

- *Le rendement thermique* η_{th} , rapport de la puissance récupérée à la puissance fournie par le carburant :

$$\eta_{th} = \frac{10^3 \cdot W_m}{PCI_p \cdot \frac{C_H}{3600}} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{PCI_p \cdot C_s} \quad (49)$$

— La *puissance spécifique*, rapport de la puissance au débit de fluide actif :

$$\frac{W_m \text{ (kW)}}{q \text{ (kg/ s)}} \quad (50)$$

Si la consommation spécifique et le rendement thermique caractérisent un turbomoteur sur le plan énergétique, la puissance spécifique, alliée au débit, conditionne sa taille.[1]

En fin, il faut mentionner l'énergie récupérable à l'échappement :

— soit sous forme thermique :

$$W_{\text{echap}} = q(1 + \alpha) (H_5 - H_0) \quad (51)$$

I.5. Construction des turbines à gaz :

I.5.1 Différents types de turbomoteurs :

Dans l'industrie, les configurations des turbines les plus utilisées sont :

I.5.1.1 Turbine liée

Appelée encore turbine fixe ou turbine solide. Elle ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul ensemble tournant, arbre sur lequel sont montés le compresseur et la turbine de détente ; le tout combine les fonctions de générateur de gaz (entraînement du compresseur) et de récepteur (prise de puissance). La chambre de combustion peut être soit intégrée à la machine, soit séparée ; dans ce dernier cas, elle est reliée au compresseur et à la turbine par des collecteurs. Cette disposition n'est rencontrée, en pratique, que dans les installations non aéronautiques où les problèmes de masse et d'encombrement sont en général beaucoup moins critiques.[1]

I.5.1.2 Turbine libre

Elle est constituée d'un générateur de gaz bien distinct du récepteur de puissance. Le générateur de gaz peut être monocorps, c'est-à-dire qu'il ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul rotor commun au compresseur et à la turbine. Pour les machines de plus forte puissance, le générateur de gaz peut être double corps, c'est-à-dire constitué de deux ensembles tournants, avec des vitesses de rotation distinctes.[1] Un corps basse pression et un corps haute pression où les deux compresseurs fonctionnent en série, facilite la conduite de la machine lors des régimes transitoires. Le récepteur comprend l'organe de détente, appelé turbine de puissance, monté sur un arbre indépendant de celui du générateur de gaz et pourvu ou non d'un réducteur de vitesses. La prise de mouvement peut être avant ou arrière et l'arbre de puissance concentrique ou non à celui du générateur de gaz.

I.5.1.3. Turbines à échangeur de chaleur

Appelées aussi turbines à récupérateur, ces machines sont caractérisées par l'emploi d'un échangeur thermique qui récupère une partie de la chaleur perdue dans

les gaz d'échappement de la turbine pour la transférer au fluide actif après la compression ; de fait, pour une même température à l'entrée de la turbine, l'apport de chaleur dû à la combustion est diminué, ce qui améliore le rendement thermique du moteur. Des gains de 20 à 30 % sont ainsi possibles mais au prix d'une sensible complication de la machine. Bien qu'en principe la récupération puisse s'appliquer aussi bien aux turbines liées qu'aux turbines libres, c'est le plus souvent sur ces dernières qu'elle est utilisée mais en dehors du domaine aéronautique, où poids et encombrement la condamnent.[1]

I.5.2. Les étages d'une turbine à gaz :

I.5.2.1 Entrée d'air

L'entrée d'air des turbines à gaz a pour fonction la captation du fluide actif à l'infini amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleures conditions possibles : meilleur niveau de pression totale et homogénéité maximale de l'écoulement.[1]

L'infini amont est caractérisé par les conditions statiques p_0 et t_0 .

L'efficacité de l'entrée d'air, peut être introduite de façon plus détaillée par le biais de deux coefficients :

— le coefficient de perte de charge ΔP_{EN} (exprimé en %), qui prend en compte les pertes internes pratiquement liées à la géométrie de l'entrée d'air entre le plan de captation (référence 1C) et le plan d'entrée au compresseur (référence 1) ; il est en général indépendant du Mach de vol :

$$\Delta P_{EN} = (P_{1C} - P_1) / P_{1C} \times 100 \quad (50)$$

P_{1C} étant la pression totale dans le plan 1C ;

— le coefficient de récupération de l'entrée d'air REA, qui rend compte des pertes entre l'infini amont et le plan de captation :

$$REA = (P_{1C} - p_0) / (P_{1is} - p_0) \quad (51)$$

La pression d'entrée compresseur s'exprime alors par :

$$P = [REA(P_{1s} - P_0) + P_0] \left(1 - \frac{\Delta P_{EN}}{100} \right) \quad (52)$$

si $REA \neq 0$, l'entrée d'air est dite dynamique ou semi-statique,
 si $REA = 0$, l'entrée d'air est dite statique.

On demande aussi aux prises d'air de protéger le moteur contre les ingestions de sable, de corps étrangers et de givre.

Contre le sable, on utilise soit un séparateur de particules (qui agit par centrifugation), soit des filtres à vortex ou à feutres (filtres absolus).

Pour certaines installations, on demande aussi à la prise d'air de réduire l'émission sonore du turbomoteur, ce qui est réalisé par un traitement acoustique des parois et /ou l'adjonction de chicanes.

Il faut cependant être conscient que tous ces dispositifs entraînent des détériorations notables des performances par pertes de charge, échauffements, hétérogénéités de l'écoulement. Rarement inférieures au pour-cent, ces pertes peuvent coûter plus de 5 % de puissance.[1]

I.5.2.2 Compresseurs

▪ Introduction :

Les compresseurs de turbomoteurs ne doivent pas seulement augmenter la pression du fluide actif avec un rendement aussi élevé que possible, mais en outre :

- Assurer le débit requis ;
- Alimenter la chambre de combustion avec un fluide suffisamment ralenti, stable et le plus homogène possible.

Actuellement l'industrie et l'aéronautique, utilisent deux types de compresseur ;

- Le compresseur axial où l'écoulement du fluide est considéré pratiquement parallèle à l'axe de rotation.
- Le compresseur centrifuge, où l'écoulement débite axialement à l'entrée puis devient radial à la sortie. Ces deux types de compresseurs ont fait leur apparition à la même époque, le compresseur centrifuge a été inventer par

RATEAU aux environs de l'année 1900. Le compresseur axial a été expérimenté à peu près en même temps. [2]

La difficulté majeure de la compression réside dans le fait qu'il est plus facile de transformer une pression en énergie cinétique que d'avoir l'inverse. Alors que la compression s'obtient de cette dernière façon.

L'avantage primordial des compresseurs centrifuges c'est de permettre avec un seul étage un rapport de compression relativement élevée. On peut noter aussi sa robustesse, sa souplesse de fonctionnement et sa simplicité offerte pour la fabrication. Néanmoins, son efficacité est réduite. [2]

Le compresseur axial est beaucoup moins limité en rapport de compression global parce qu'il est possible d'améliorer ses performances avec la formule de plusieurs étages ou à double flux, ces dispositions conduisent malheureusement à une relative complication. [1]

A vrai dire, un seul étage d'un compresseur axial ne peut donner un taux de compression aussi meilleur. Cependant, la possibilité de mettre en série plusieurs étages axiaux a permis de multiplier considérablement le rapport de pression unitaire.

En outre il faut signaler que les inconvénients majeurs des compresseurs axiaux, tiennent essentiellement à leur coût élevé et aux difficultés de fabrication (choix du profil, dispositions et dimensions des aubes d'un étages à l'autre). [1]

L'application du théorème d'Euler, du moment cinétique aux turbomachines, permet de relier le travail de compression à la cinétique du compresseur (triangles de vitesses).

En négligeant les fuites internes, on a selon la relation (13) :

$$E_c = H_2 - H_1 = u_2 Vu_2 - u_1 Vu_1 \quad (53)$$

Avec u_1 , u_2 les modules des vecteurs vitesses d'entraînement (aux rayons d'entrée et de sortie du fluide dans la grille mobile du compresseur) ; leur expression générale est :

$$u = N\pi r/30 \quad (54)$$

Vu_1 , Vu_2 projections des vecteurs vitesses absolues de l'écoulement V_1 et V_2 sur U_1 et U_2 respectivement.

L'équation (15) : $\frac{dp}{\rho} = u du - v' dv'$ que l'on peut considérer comme une

généralisation du théorème de Bernoulli aux machines tournantes, montre clairement qu'une compression peut être obtenue idéalement de deux manières :

- soit par diminution de v' à diamètre constant ($du = 0$): c'est la compression axiale;
- soit par augmentation de diamètre ($du > 0$) à vitesse relative constante ($dv' = 0$) : c'est la compression centrifuge.

Dans la réalité, aucun des termes de l'équation (15) n'est nul et le compresseur est dit **axial** ou **centrifuge** selon que le deuxième ou le premier terme est dominant.[1]

➤ Compresseur axial

Un étage de compresseur axial est composé d'une grille d'aubes fixées sur une roue mobile, suivie d'une grille d'aubes fixes constituant le diffuseur ou redresseur (figure 2.a).

La figure 2.b permet d'expliquer le fonctionnement d'un compresseur axial. On a Le filet fluide, supposé axial à l'entrée du compresseur, attaque le rotor avec la vitesse relative. L'angle d'attaque α'_1 permet la définition du profil de pale à son entrée. La cambrure du profil définit alors la vitesse relative de sortie \vec{V}_2 ramenée vers l'axe de la machine avec diminution de son module ($\vec{V}_2 < \vec{V}_1$), puisque les composantes axiales des vitesses varient peu à la traversée d'une grille. Il s'ensuit une augmentation de la pression statique et aussi de la pression totale.

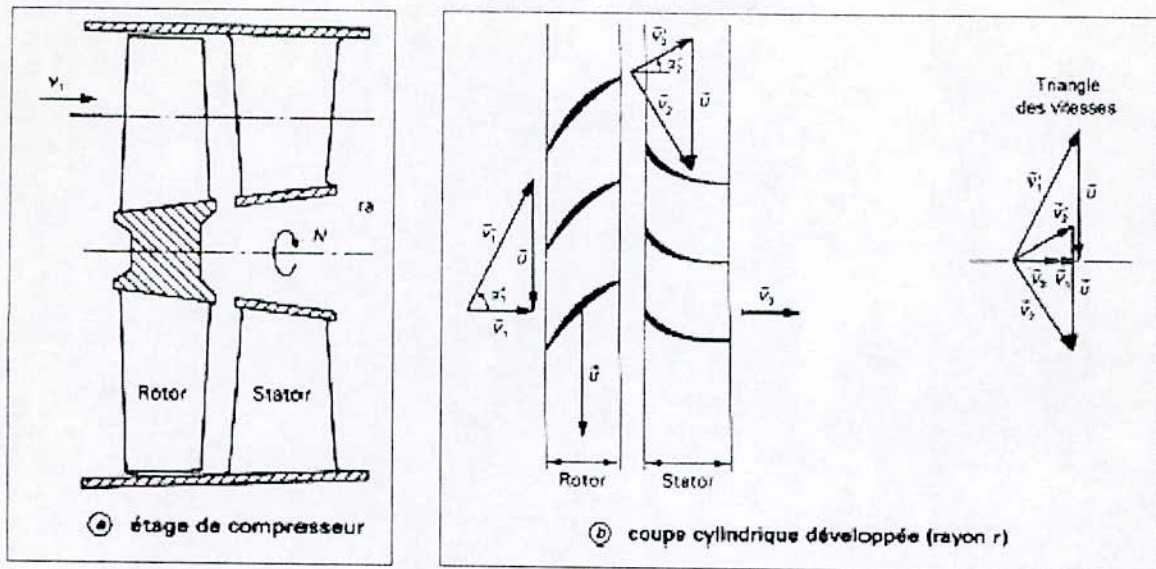


Fig.I.2. Compresseur axial : principe de fonctionnement

Le stator a pour but de redresser l'écoulement sortant de la roue mobile, avec la vitesse. Ce redressement entraîne aussi une diminution du module du vecteur vitesse ($\vec{V}_3 < \vec{V}_2$), donc une augmentation supplémentaire de la pression statique. Par ailleurs, l'évolution de la section annulaire de passage dans les étages successifs du compresseur permet en diminuant progressivement la hauteur de la veine d'ajuster la vitesse absolue jusqu'à une valeur assez basse pour entrer dans la chambre de combustion. Mais on est limité dans la réduction des vitesses par des critères de ralentissement du fluide qui, s'ils ne sont pas respectés, vont entraîner des pertes par décollements à l'intérieur des aubages. Finalement, les sections annulaires d'un compresseur axial sont décroissantes (veine convergente), au fur et à mesure de la compression, car l'augmentation de la masse spécifique l'emporte sur la réduction de la vitesse axiale.

Pour des vitesses d'entraînement variant de 200 à 450 m/s, un étage de compresseur axial est capable de fournir des taux de compression allant de 1.2 à 2, les valeurs inférieures étant généralement obtenues sur des machines industrielles et les valeurs supérieures dans le domaine aéronautique. Le rendement dépend de nombreux paramètres (charge aérodynamique des aubages, nombres de Mach des écoulements, taille des machines, etc.), mais se trouve généralement compris entre 0.80 et 0.90.[1]

➤ **Compresseur centrifuge :**

Un compresseur centrifuge est constitué d'une roue mobile appelée rotor ou rouet, d'un ensemble de diffusion, c'est-à-dire de ralentissement de fluide, généralement constitué de deux grilles d'aubes fixes : le diffuseur radial suivi du diffuseur axial ou redresseur (figure 3.a).

La figure 3.b permet d'expliquer le fonctionnement d'un compresseur centrifuge. L'entrée du rotor est tout à fait analogue à celle d'un compresseur axial. Dans le rotor, les pales guident le fluide jusqu'à la sortie et l'enthalpie augmente, corrélativement à la vitesse d'entraînement qui passe de u_1 à u_2 . L'ensemble de diffusion est chargé de ralentir l'écoulement et de le ramener dans l'axe de la machine. L'élément radial effectue surtout la première tâche (diffusion) et l'élément axial la seconde, d'où son nom de redresseur.

Le théorème du moment cinétique prend une forme particulièrement simple pour la classe des compresseurs centrifuges à admission axiale ($v_{u1}=0$) et à pales radiales en sortie de rotor.

Dans l'ensemble des applications actuelles, les taux de compression varient de 2,5 à 9, pour des vitesses d'entraînement de 350 à 650 m/s à la périphérie du rotor. Les valeurs supérieures se rencontrent dans le domaine aéronautique, les valeurs inférieures sur les machines industrielles.[1]

Les rendements sont très sensibles aux paramètres constructifs et généralement inférieurs à ceux des compresseurs axiaux, de l'ordre de 0,75 à 0,85.[1]

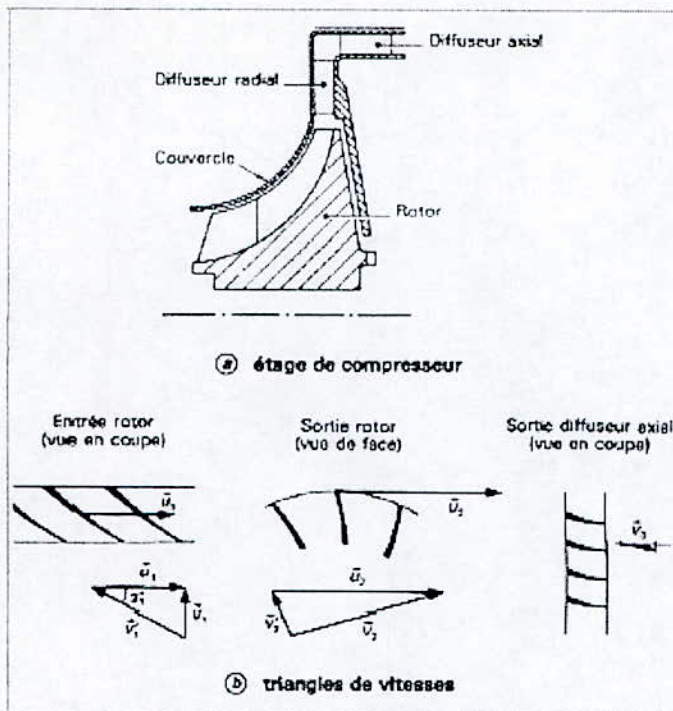


Fig.I.3. Compresseur centrifuge : principe de fonctionnement.

➤ Construction et matériaux :

Les roues mobiles des compresseurs axiaux sont dites intégrales ou monoblocs lorsque pales et disque ne forment qu'une seule pièce ; elles sont à pales rapportées dans le cas contraire. Les roues monoblocs sont coulées ou usinées à partir des bruts ébauchés. Les pales rapportées, généralement forgées, permettent un choix de matériau différent pour le support. Les fixations sont à queue d'aronde ou utilisent un système de chapes et goupilles.

La construction monobloc, bien adaptée aux petites dimensions, est plus légère et d'un meilleur prix de revient. Par contre, les pales rapportées sont avantageuses pour la maintenance en facilitant le remplacement de pales endommagées.[1]

Pour les rotors de compresseurs axiaux multiétages, les pales sont soit assemblées sur des disques empilés et fixés par des boulons, soit montées sur un tambour unique.

Les redresseurs sont eux aussi à pales rapportées ou de construction monobloc.

Les aubages fixes en axial et centrifuge peuvent être montés en porte à faux, leur extrémité interne laissant un jeu face au tambour, ou à plate-forme et labyrinthes d'étanchéité, ce qui procure un gain de performances, par réduction des fuites parasites.

Les matériaux les plus utilisés sont des alliages à base d'aluminium, de titane ou des aciers. Lorsque les températures sont inférieures à 180°C environ, on peut employer les alliages légers (gain de masse et de prix de revient), mais bien souvent, les risques d'érosion et d'absorption de corps étranger condamnent l'emploi de ces matériaux qui sont alors remplacés par des aciers ou du titane.

Jusqu'à des températures de l'ordre de 350 à 400 °C, on peut utiliser les alliages de titane, c'est le cas notamment des rotors centrifuges des machines aéronautiques. Aux températures plus élevées rencontrées dans les derniers étages de compression, il faut utiliser des alliages réfractaires pénalisés en masse et temps d'usinage.[1]

1.5.2.3. Chambre de combustion

➤ Définitions et mode de fonctionnement d'une chambre de combustion :

Le rôle de la chambre de combustion est d'élever le niveau de température du fluide en écoulement permanent par combustion d'un carburant, et aussi d'assurer à l'entrée du distributeur de turbine une répartition de température tant radiale que circumférentielle convenant au bon fonctionnement et à la tenue mécanique de la turbine.

La chambre de combustion représente la source d'énergie principale d'un turbomoteur. C'est le lieu où se transforme l'énergie chimique en énergie calorifique, d'où découle essentiellement la puissance nécessaire à entraîner le compresseur et la puissance propulsive. Cependant, les chambres de combustion des turboréacteurs, doivent satisfaire un certain nombre d'exigences particulière :

- En premier lieu, elles doivent assurer une combustion complète et opposer à l'écoulement du fluide une résistance aussi réduite que possible, afin que la perte de charge subit par l'écoulement n'affecte que dans une faible mesure la

puissance et le rendement du réacteur. C'est pourquoi actuellement on a pu avoir un rendement élevé de combustion allant jusqu'à 99 %.[2]

- Pour être complète la combustion doit s'effectuer avec un léger excès d'air bien inférieur aux quantités nécessaires pour amener les gaz de combustion à la température d'admission à la turbine, d'où la distinction de deux phases dans le fonctionnement d'une chambre de combustion :
 - Combustion avec excès d'air modéré.
 - Mélange.

La chambre de combustion se trouve ainsi constituée de deux éléments :

1. Une enveloppe extérieure résistant à pression des gaz.
2. Une enveloppe interne soumise aux températures élevées .

Dans la réalité, une chambre de combustion est toujours le siège d'une perte de pression totale, ou perte de charge, nécessaire à la stabilité de la combustion et à la ventilation des parois.[1]

La connaissance de cette perte de charge (ΔP_{CH}), de l'ordre de 3.5 % dans un turbomoteur, permet le calcul de la pression à la sortie de la chambre de combustion par :

$$P_3 = P_2 \left(1 - \frac{\Delta P_{CH}}{100} \right) \quad (55)$$

➤ Types de chambre de combustion :

1. Les chambres annulaires à flux direct où le fluide se dirige axialement du compresseur vers les turbines sont particulièrement bien adaptées aux turbomoteurs possédant le compresseur axial.

2. Les chambres annulaires à flux inversé s'adaptent bien au cas où le dernier étage de compression est centrifuge. L'écoulement au travers de ce type de chambre subit l'effet de deux coudes à 180°, mais une telle géométrie diminue notablement la longueur de la machine.

3. **Les chambres à pots séparés**, contrairement aux chambres annulaires, comportent plusieurs foyers de combustion raccordés à une volute de captation des gaz brûlés qui alimente le distributeur de turbine. L'écoulement dans ce type de chambre est inversé. Par le biais de la volute, cette configuration s'harmonise particulièrement bien avec les turbines radiales.

4. **Les chambres annulaires à injection centrifuge** sont en fait tributaires des particularités de cette injection de carburant qui leur confère une géométrie à mi-chemin entre les deux types précédents.

Cette configuration est très bien adaptée aux compresseurs centrifuges.

5. **Les chambres à pot unique**, souvent rencontrées dans les applications industrielles, permettent d'avoir un foyer extérieur à la turbine à gaz, donc de maintenance plus facile et aisément adaptable à une diversité de carburants.[1]

➤ **Les accessoires d'une chambre de combustion:**

a. Un système d'injection :

L'injection de combustible est assurée par un injecteur au brûleur, lequel est placé au centre de la partie amont de la chambre, assure la pulvérisation du combustible, celui-ci s'échauffe par le rayonnement de la flamme et surtout celui des parois portés à une température suffisante (plus de 1000 °C), et puis il se vaporise et brûle. Ce brûleur est constitué soit par des aubes de tourbillonnement à l'entrée de la chambre, soit par une coupole percée de trous, soit par un corps carrément profilé en V. Les théories montrent qu'un tel corps placé dans un écoulement gazeux est suivi d'une zone de dépressions et de moindre vitesse d'écoulement.

Les gaz frais sont alors distribués en vortex autour du brûleur, où leur mouvement de rotation en aval du brûleur, assure une dégradation de la vitesse d'écoulement et provoque même des courants de retour d'air.

L'injection peut s'effectuer soit directement dans le sens du courant ou à contre courant soit après une prévaporisation du combustible bien que l'injection directe dans le sens du courant s'apprête mieux à la construction, on a tendance à utiliser l'injection à contre courant qui se caractérise par les avantages suivant :

- Pour une même intensité de combustion, la chambre est plus courte, d'où réduction de la longueur du turbomoteur lui-même et par conséquent un gain de poids.
- Pour la même longueur de la chambre, l'intensité de la combustion est plus grande.
- La pulvérisation est meilleure par suite des chocs entre molécules air – combustible, d'où amélioration de la combustion. La difficulté rencontrée avec ce type d'injection est la tenue des corps d'injecteurs qui, avec ce système se trouvent dans la flamme. Quoique l'utilisation des matériaux de haute qualité thermique a permis de surmonter un tel problème.[1]

b. Système d'allumage

L'opération d'allumage ne dépend pas seulement des conditions internes dans la chambre de combustion, mais aussi de plusieurs autres conditions externes et de nombreux facteurs s'attachant au fonctionnement du turbomoteur tels que : l'écoulement aérodynamique dans la chambre, l'injection du combustible, le débit injecté... etc. Plusieurs systèmes d'allumage sont adoptés par les constructeurs.

c. Système d'accrochage de la flamme.

Sans un dispositif spécial, les vitesses trop grandes aux bords des injecteurs ne permettent pas la stabilisation de la flamme. C'est le rôle du brûleur de maintenir assez près en aval, un noyau de gaz chauds produit par la combustion est indispensable au maintien de celle-ci.[1]

d. Système de refroidissement des gaz avant l'entrée de la turbine.

Si l'on injecte une quantité de combustible, tel que tout l'oxygène de l'air débité par le compresseur soit utilisé dans la combustion, ce qui est excellent pour la combustion, la température dans la chambre atteindrait plus de 2000 °C. Une telle

température entraînerait la destruction de l'aubage de la turbine qui ne peut à l'heure actuelle résister qu'à quelques 1400°C. Aussi doit-on refroidir les gaz de combustion pour abaisser leur température à des valeurs admissibles par la turbine.

➤ Limitations des chambres de combustion

Les principales limitations constructives ou fonctionnelles sont constituées par :

- Les limites d'extinction pauvre et riche de la flamme.
- Les limites de tenue thermomécanique des parois.
- Le niveau de pollution associé au rendement de combustion à l'émission des oxydes d'azote NO_x.
- le volume de la chambre, qui ne doit pas être inférieur à une valeur minimale afin de respecter :
- le temps de séjour, représentant le temps moyen que met une particule d'air pour traverser la chambre et qui doit rester supérieur à 0,004 s :

$$t_s = \frac{V_{chambre} P_3}{q r T_3} \quad (56)$$

I.5.2.4. LA TURBINE

- **Définition :**

Les turbines des turbomoteurs sont le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en énergie mécanique. Il en existe deux types :

Les **turbines axiales** et les **turbines centripètes ou radiales**.

Le fonctionnement d'une turbine présente beaucoup d'analogies avec celui d'un compresseur. Le théorème d'Euler (théorème du moment cinétique) relie, comme pour les compresseurs, le travail de détente à la cinétique de la machine :

$$E_c = H_3 - H_4 = u_3 V_{u_3} - u_4 V_{u_4} \quad (57)$$

a- Turbine axiale

Un étage de turbine axiale est composé d'une grille d'aubes fixes appelée distributeur et d'une grille d'aubes mobiles appelée roue (figure 04. a). La figure 04. b permet d'expliquer le fonctionnement d'une turbine axiale à partir du développement plan d'une coupe cylindrique de rayon r .

Les aubages du distributeur sont tels qu'ils dévient, dans le sens de la rotation de la roue, la vitesse absolue d'entrée de distributeur (axiale pour un premier étage de détente), en augmentant son module ($v_2 > v_1$) ; la plupart du temps, l'écoulement devient sonique au col du distributeur. Cette prise de vitesse s'accompagne d'une première diminution de la pression statique.

La cambrure du profil de la roue dévie ensuite la vitesse relative du filet fluide avec accroissement simultané de son module : ($V'_3 > V'_2$) il s'ensuit une nouvelle diminution de la pression statique et une baisse de la pression totale, due à la cession d'énergie et aux pertes dans la roue. [1]

Le filet fluide sort de la roue avec une vitesse absolue : $\vec{V}_3 = \vec{V}'_3 + \vec{u}$, qui peut être axiale ou présenter un angle résiduel g , appelé *giration* (figure 04. b). Par ailleurs, les sections annulaires d'une turbine axiale sont croissantes (veine divergente) au fur et à mesure de la détente afin de conserver un Mach axial compris entre 0,4 et 0,6 en sortie de roue.

Avec une vitesse d'entraînement en tête de pales de l'ordre de 500 m/s, un étage de turbine axiale est capable d'un taux de détente de l'ordre de 3,6 avec un rendement isentropique supérieur ou égal à 0,85. Pour des turbines moins chargées, les rendements peuvent atteindre et dépasser 0,90.

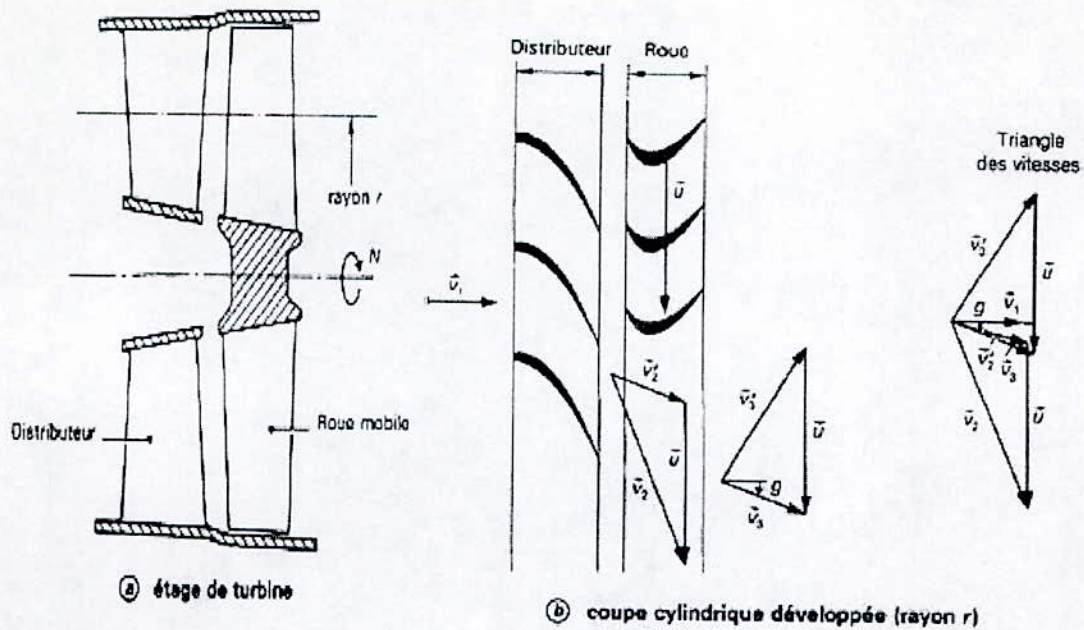
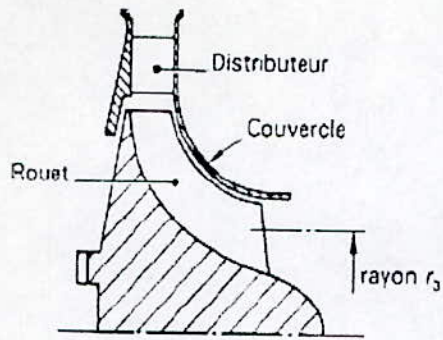


Fig.I.4 – Turbine axiale : principe de fonctionnement

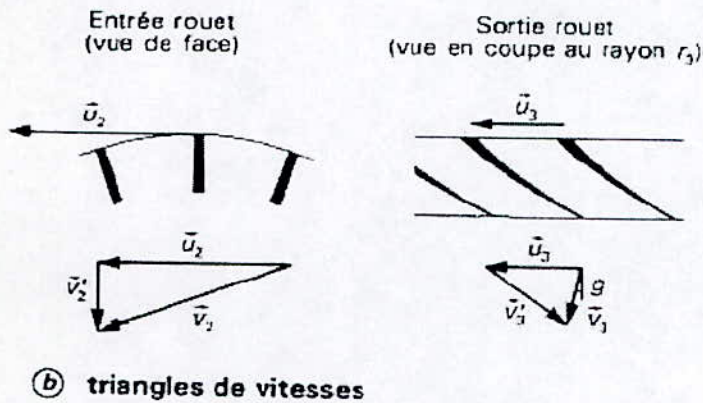
b- Turbine centripète ou radiale :

Elle est également constituée de deux éléments : le distributeur et le rouet (fig.05. a) et son fonctionnement est illustré sur la figure 05.b.

Le distributeur est chargé d'accélérer l'écoulement par déviation angulaire dans le sens de la rotation du rouet, ce qui implique une première détente. Dans le rouet, l'enthalpie diminue corrélativement à la vitesse d'entraînement qui passe de u_2 à u_3 , ce qui produit une seconde détente.



(a) étage de turbine



(b) triangles de vitesses

Fig.I.5 – Turbine radiale : principe de fonctionnement

c- Turbines multiétages

Puisque l'avantage de la turbine radiale est d'associer un taux de détente élevé à un bon niveau de rendement, ce type de turbine n'est utilisé qu'en étage isolé, la complexité mécanique d'une construction biétagée présente en même temps une difficulté de plus.

Il n'en est pas de même pour un étage de turbine axiale qui sera limité pour des raisons de rendement à un taux de détente de 3,6.

Si on a besoin d'un taux global de détente supérieur, il devient nécessaire d'empiler plusieurs étages.[1]

d. Limitations des turbines

Ces limitations, constructives et fonctionnelles, sont d'ordre aérodynamique et thermique. Comme pour les compresseurs. Afin de conserver de bons rendements, il convient de respecter certains paramètres (charges aérodynamiques et déviations dans les aubages, vitesses d'écoulement, etc.). En particulier, en sortie d'étage de turbine, le nombre de Mach absolu doit rester inférieur à 0,60 afin de ne pas engendrer des pertes de charge trop importantes en aval. Par contre, les turbines sont exemptes de phénomènes instables comparables au pompage des compresseurs.

Du point de vue thermique, tous les constructeurs s'efforcent de repousser continuellement la limite constituée par la température fluide à l'entrée de la turbine. Ils recourent, dans ce but, à des matériaux nouveaux et aux techniques de refroidissement des pales mettant en œuvre des solutions qui dépendent de la durée demandée et de la sollicitation mécanique des aubages.

e. Technologie et matériaux des turbines:

□ **Distributeur:** c'est une pièce particulièrement sensible car elle est soumise à des contraintes thermiques très importantes. A cet égard, le distributeur du premier étage qui reçoit les gaz issus de la chambre de combustion doit être la plupart du temps refroidi soit par convection, soit par impact, avec de l'air prélevé en sortie du compresseur (figures 06.a et b).

Dans les turbines de faibles dimensions, fonctionnant à des températures d'entrée modérées (cas de la turbine de puissance), le distributeur se présente sous la forme d'une pièce monobloc coulée par le procédé de la cire perdue, ou fabriquée en tôles mécanosoudées.

Dans les turbines de dimensions plus importantes ou fonctionnant à température très élevée, on le réalise souvent par secteurs coulés en cire perdue et assemblés entre eux mécaniquement ou par soudure.[1]

En tant que matériaux, on utilise soit des tôles d'acier réfractaires à base de cobalt type KC20WN (HS25), soit des aciers réfractaires ayant de bonnes propriétés de coulabilité : NC 15K 10DAT (C1023), NCK20D (C260). Ces aciers doivent aussi être protégés par des revêtements contre la corrosion.[1]

□ **Roue de turbine**

Existant sous deux modes de construction :

- **les roues monoblocs**, où pales et disque forment une pièce unique. Cette solution s'applique aux turbines radiales et aux turbines axiales de dimensions faibles, fonctionnant à température modérée. La roue est le plus souvent coulée et quelquefois usinée à partir de bruts ébauchés. Les matériaux utilisés sont NC 12K9Hf 0,5 (INCO 792), NKW 10CA TaHf (MARM002) et NC 12ADHf (MARM004) .[1]
- **Les roues à pales rapportées**, où pales et disque sont assemblés mécaniquement, généralement par pieds de sapin et brochage (figure 07.a). Cette technique permet un choix différent pour le matériau de la pale, qui doit avoir de bonnes caractéristiques de fluage, et pour le matériau du disque, qui doit posséder une bonne tenue à la fatigue.[1]

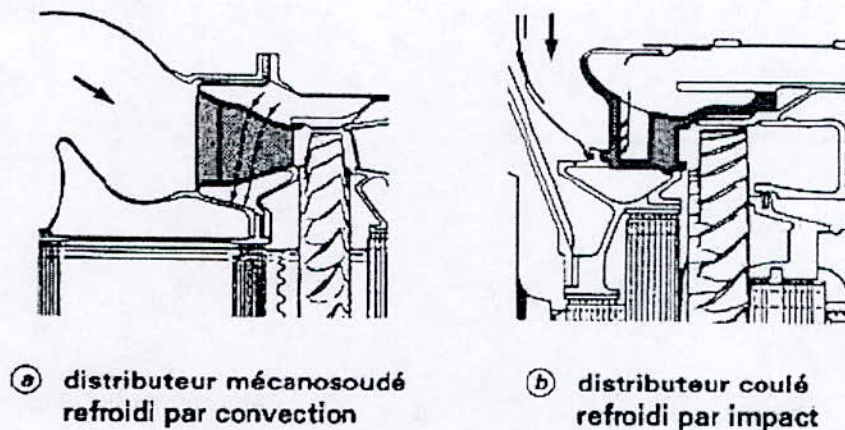


Fig.I.6 – Distributeur de turbine : technologies

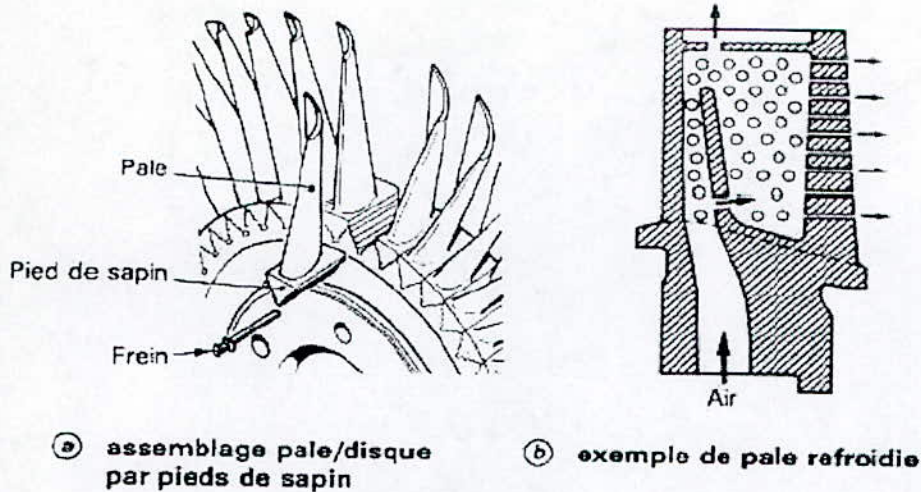


Fig.I.7 – Roue de turbine : technologies

I.5.2.5. Echangeur de chaleur

L'échangeur est utilisé pour récupérer, avec le minimum de pertes de charge, une partie de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement en préchauffant l'air entrant dans la chambre de combustion, d'où son autre appellation de récupérateur.

Cet appareil est caractérisé par :

- son efficacité .
- les pertes de charge des circuits froid et chaud à ne pas négliger dans les calculs de cycle (de l'ordre de 2 et 6 % respectivement) .[1]
- l'équation du transfert de chaleur du flux chaud vers le flux froid, qui peut s'exprimer, en négligeant les pertes thermiques, par :

$$q_{\text{chd}} (H_{\text{ce}} - H_{\text{cs}}) = q_{\text{fd}} (H_{\text{fs}} - H_{\text{fe}}) \quad (58)$$

On distingue plusieurs types d'échangeurs :

- **Les échangeurs à plaques à contre-courant** ou à flux croisés sont constitués de plaques embouties et assemblées entre elles par brasage ou soudure laser. Ces appareils peuvent être de forme parallélépipédique et montés à l'extérieur de la turbomachine, ou de forme annulaire et intégrés à la turbine à gaz.

- **Les échangeurs à tubes simples** sont généralement de forme cylindrique, le flux froid traversant les tubes léchés par le flux chaud.

- **Les échangeurs à tubes concentriques** fonctionnent à contre-courant et l'échange se fait à l'intérieur même des tubes.

- **Les échangeurs rotatifs** sont constitués d'une grande roue, ou volant, tournant à faible vitesse de rotation (de l'ordre d'une dizaine de tr/min) de grande capacité thermique puisque l'essentiel de la transmission de chaleur s'effectue par conduction : chaque partie du volant est alternativement soumise au flux des gaz chauds et à celui de l'air à réchauffer. [1]

**CHAPITRE II :
DESCRIPTION DU VEHICULE ET HYBRIDATION**

II.1. Description du véhicule et schéma de fonctionnement :

Notre véhicule à étudier sera équipé d'une turbine à gaz de type turbine libre avec échangeur de chaleur à double arbre.

La structure de la turbine à gaz est très différente de celle du moteur à explosion classique, bien que la source d'énergie soit pour l'un comme l'autre, un mélange Air /carburant.

En effet, lorsque la turbine à gaz est en marche, le premier étage de la turbine entraîne le compresseur centrifuge qui comprime l'air admis, l'air comprimé est préchauffé en passant à travers l'échangeur de chaleur, après il passe à la chambre de combustion.

Dans la chambre de combustion, cet air voit sa température très fortement augmentée par la combustion du carburant, les gaz à la sortie du générateur (mélange des produits de combustion et de l'air) avec leur niveau d'énergie élevé passent à travers le 1^{er} étage de la turbine qui entraîne le compresseur, ensuite à travers le 2^{eme} étage de la turbine appelé turbine de puissance qui donne la puissance requise à l'entraînement du véhicule.

Quant aux gaz de combustion, ils sont acheminés vers les conduits d'échappement et rejetés à l'air libre. Auparavant, ils cèdent une partie de leur chaleur à l'échangeur.

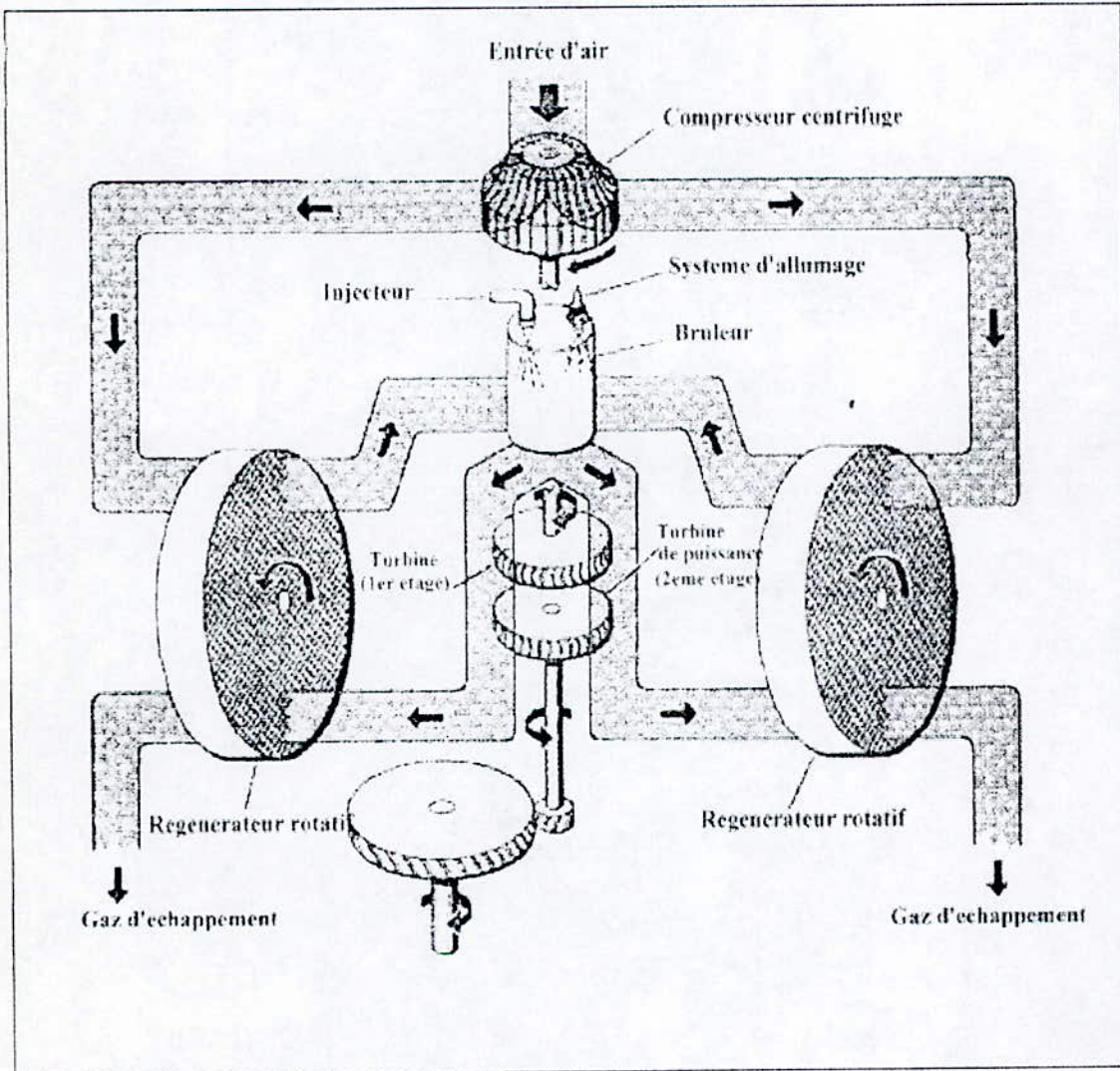


Fig.II.1 : Diagramme de fonctionnement de la turbine a gaz

La turbine à gaz comporte :

II.1.1. Le générateur des gaz :

Le générateur est de type monocorps et comporte un rotor commun au compresseur et à la turbine 1^{ère} étage, le réchauffeur et la chambre de combustion.

La turbine est de type axial construit avec des matériaux résistants aux températures élevées. Le compresseur est de type centrifuge (radial).

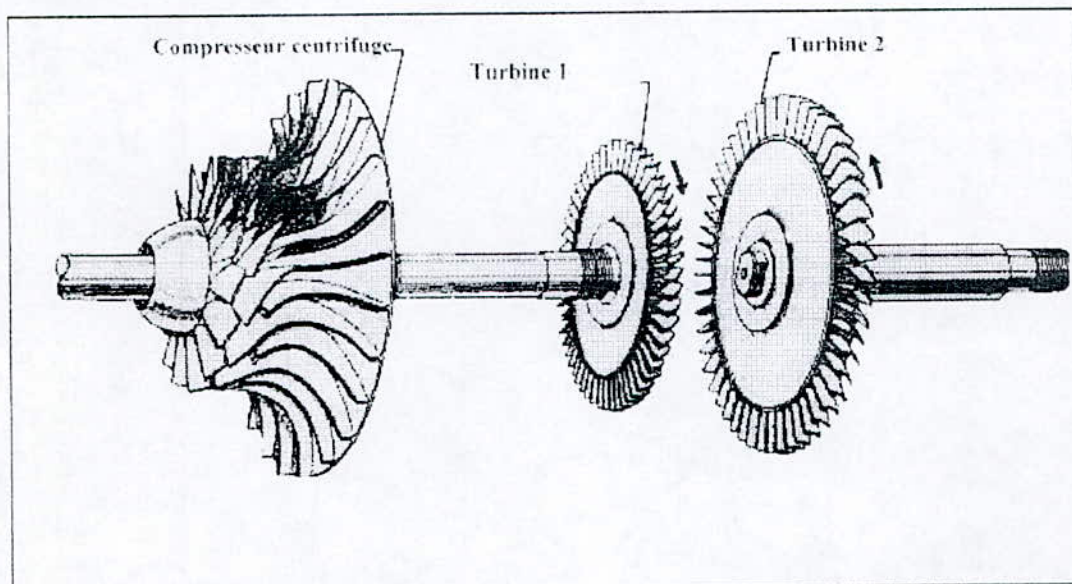


Fig.II.2. les deux arbres de la turbine

II.1.2. Le réchauffeur :

Notre turbine à gaz est pourvue de deux échangeurs rotatifs à axes horizontaux, connectés à l'arbre d'entraînement des accessoires, pour qu'ils soient en rotation proportionnelle avec la vitesse du compresseur, la vitesse de rotation des deux réchauffeurs varie de 9 tr/min au repos à 22tr/min en régime maximum.[3]

L'écoulement d'air comprimé sera divisé en deux directions, pour passer à travers les deux échangeurs, et se réunissent au niveau du brûleur (chambre de combustion), et après entraînement des deux étages des turbines, se séparent encore pour passer au côté basse pression du réchauffeur. Et enfin, trouvent sortie en deux conduits d'échappement.

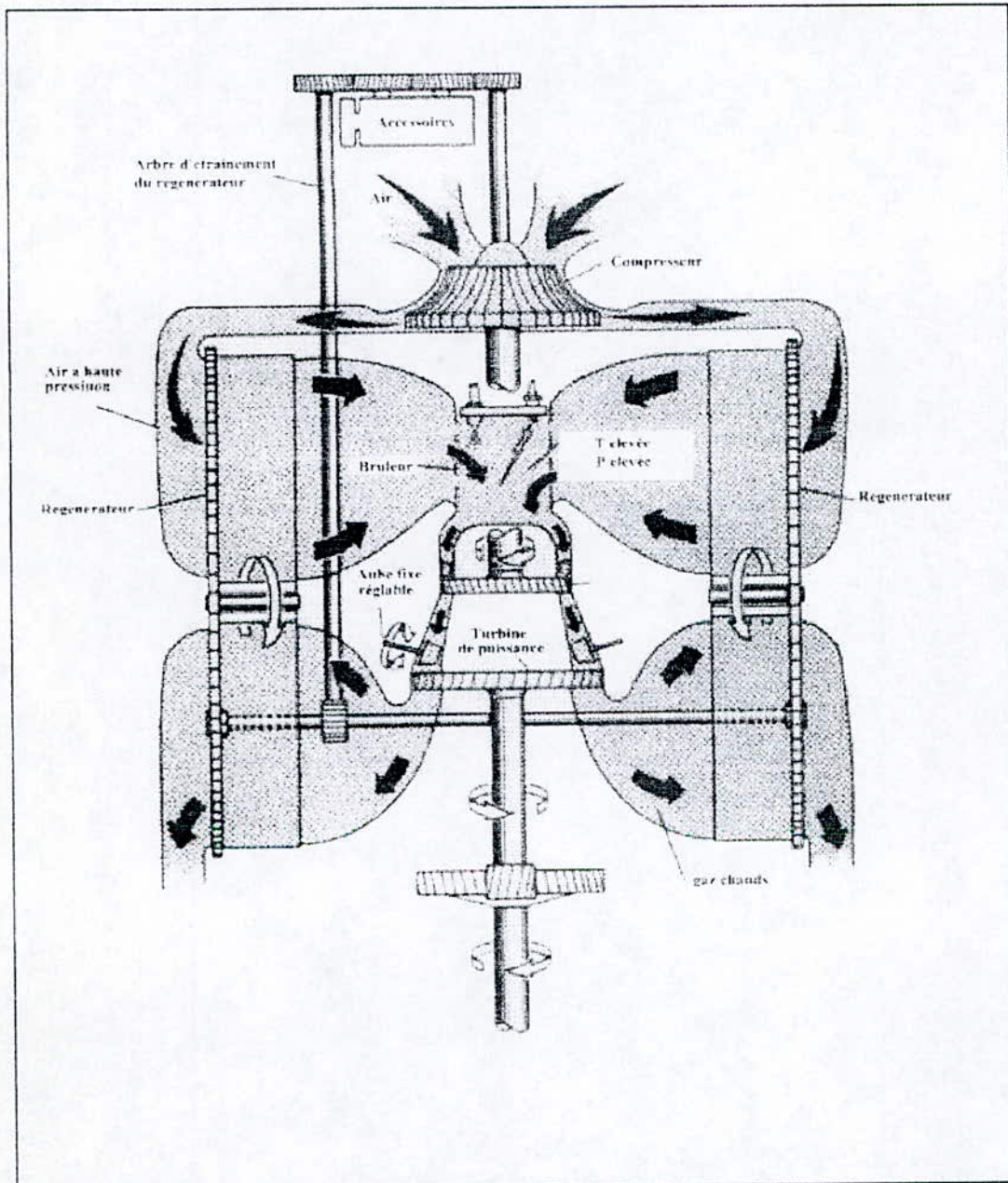


Fig.II.3 Système d'entraînement des réchauffeurs

II.1.3. L'aube fixe réglable :

La turbine de puissance est contrôlée avec des aubes fixes réglables, celles-ci orientent le flux des gaz sur les ailettes de la turbine selon le régime de fonctionnement ; en démarrage ou au repos les aubes sont ouvertes avec des vannes pour diriger le flux axialement sur la turbine ; Au régime de puissance les aubes tournent et dirigent le flux dans la direction de rotation de la turbine de puissance. Pour freiner le turbomoteur, les aubes doivent avoir des angles inversés pour orienter le flux contre le sens de rotation de la turbine de puissance.

La puissance du turbomoteur varie avec le control du débit du fuel injecté dans le brûleur.

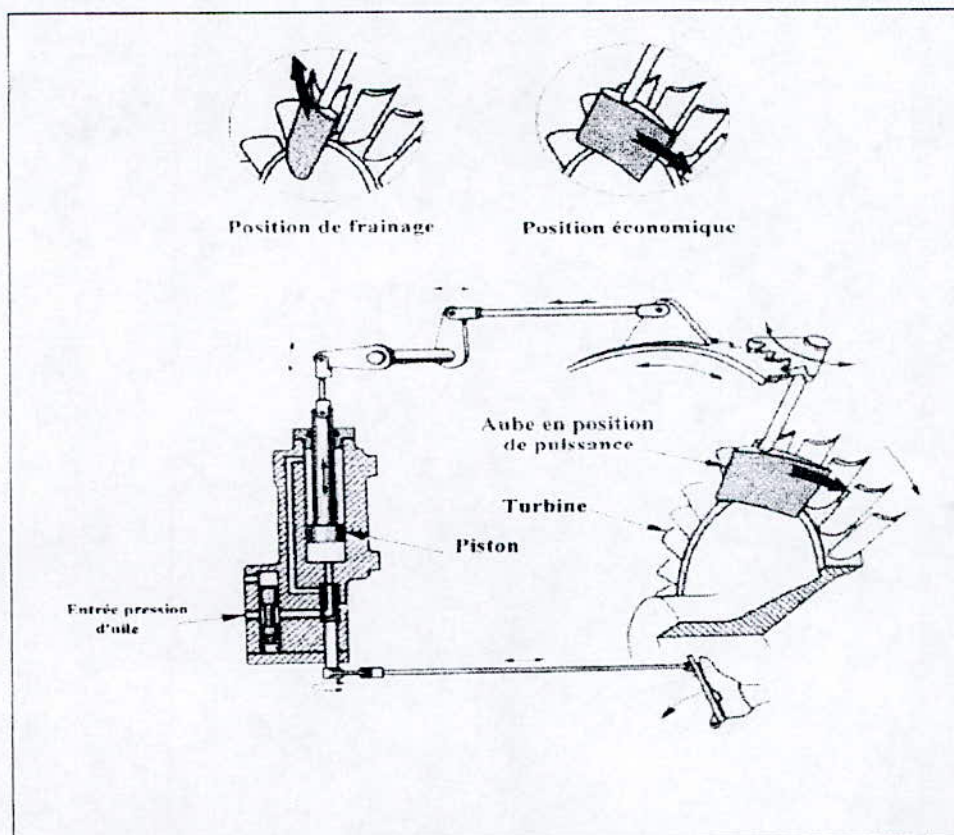


Fig.II.4. Control des aubes fixes

Remarque : ce dispositif de freinage n'est utilisé qu'en traction thermique, si la turbine est hybridée avec une traction électrique, on contrôlera le moteur électrique.

II.1.4. Système d'échappement :

Les gaz d'échappement, après qu'ils cèdent une partie de leur chaleur dans les réchauffeurs, passent à l'arrière du véhicule à travers deux conduites rectangulaires en aluminium, avec une température, comparée avec celle des gaz d'échappement des moteurs à piston, est plus basse ; cela est dû au fait que la turbine à gaz fonctionne avec excès d'air. En effet, à la sortie de chaque réchauffeur, on trouve un collecteur convergent en aluminium, attaché à son enveloppe, et qui collecte les gaz d'échappement et les dirige vers les deux conduites. Les deux systèmes d'échappements sont séparés, un pour le réchauffeur de droite et l'autre pour celui du gauche.

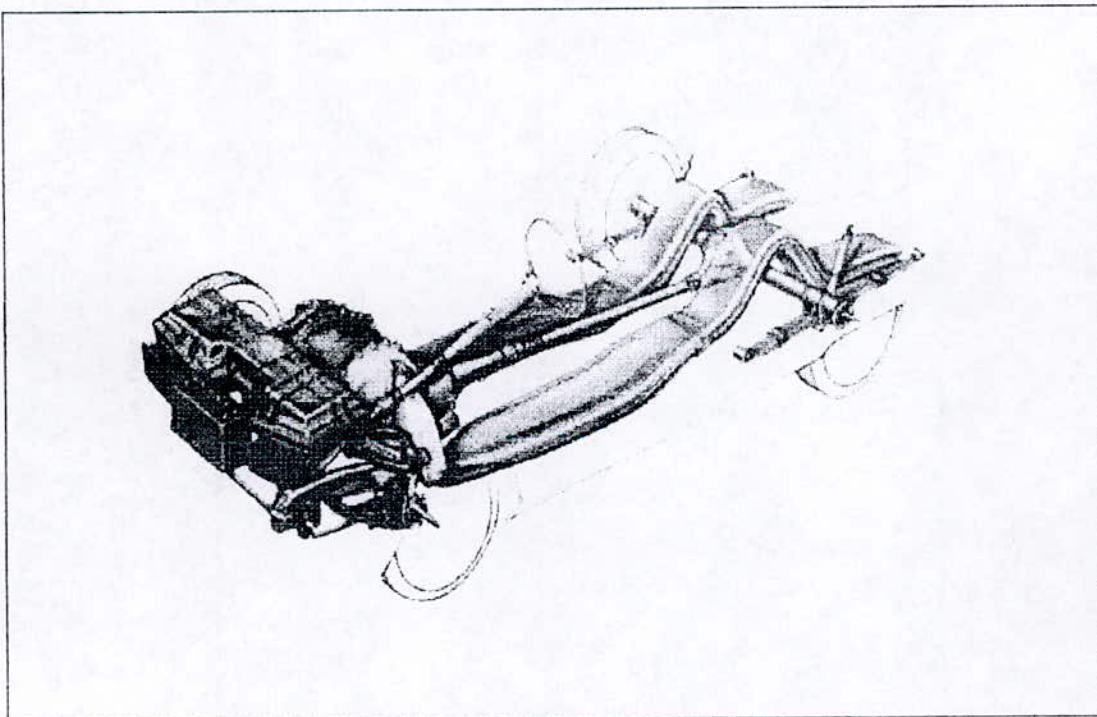


Fig.II.5. Système d'échappement

II.2. Disposition de la turbine sur le véhicule :

Une turbine à gaz peut se monter sur un véhicule selon deux modes, les solutions proposées pour la traction sont les suivantes :

II.2.1. La traction thermique :

Dans ce mode de montage la puissance recueillie sur l'arbre de sortie est transmise directement à la boîte de vitesses, comme dans les moteurs classiques. L'arbre de la turbine de puissance est connecté avec un réducteur pour réduire sa vitesse de rotation qui est de l'ordre de 50000 tr/min à une rotation semblable à celle des moteurs à pistons, puis à la boîte de vitesses qui transmet la puissance aux roues.

Cette solution présente quelques problèmes relatifs au contrôle du régime à travers la turbine qui ne répond pas au besoin dans les cas de changements brusque du régime et dans les conditions d'urgences.[4] Pour cela des solutions ont imposé d'introduire des intermédiaires pour la traction ; Traction hybride.

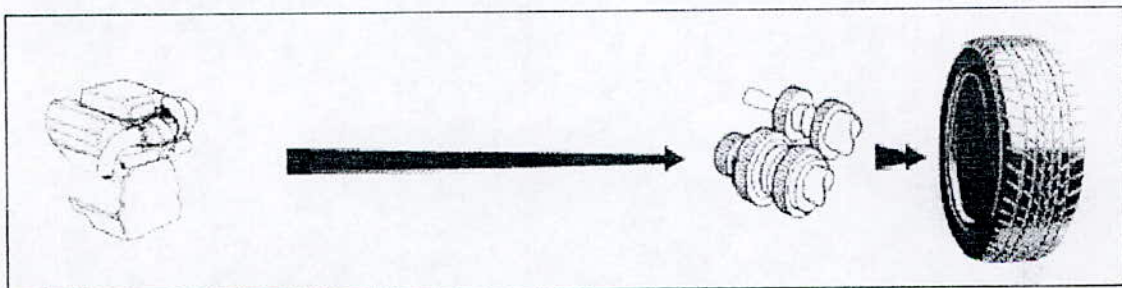


Fig.II.6. traction thermique

II.2.2. La traction hybride :

Un véhicule Hybride est un véhicule équipé d'un moteur thermique et d'un dispositif électrique qui lui permet d'assurer les fonctions suivantes :

- L'arrêt du moteur lorsque la puissance demandée par le véhicule est nulle ou négative.

- récupération de l'énergie lors du freinage et réutilisation de cette énergie.
- découplage du moteur thermique à bas régime.

Un tel dispositif peut être composé en plus du moteur thermique, d'un alternateur, et d'un système de stockage d'énergie qui peut être électrochimique (batteries), ou électrostatique (condensateurs), et d'un gestionnaire électronique, et un moteur électrique. Ces composants peuvent être montés en série ou en parallèle. [5]

II.2.2.1. Hybridation en série :

Il s'agit d'un groupe électrogène, entraîné par la turbine à gaz. Celle-ci produit du courant, qui recharge en permanence un groupe de batteries. Celles-ci débitent dans un moteur électrique de traction.

Dans ce type de traction il n'y a plus de liaison mécanique entre la turbine et les roues, la puissance de traction est complètement fournie par le moteur électrique.

L'avantage de ce montage, c'est qu'on peut arrêter la turbine en cycle urbain et le véhicule peut fonctionner avec zero-émissions. Aussi le choix des points de fonctionnement de la turbine (vitesse, couple) est indépendant du régime de marche; car son rôle est d'assurer le chargement des batteries. [4]

Parmi les inconvénients qui se posent avec ce type de traction, le fait que la puissance fournie doit passer par deux machines électriques et un gestionnaire électronique pour arriver aux roues, ce qui implique des pertes sur le parcours, et un rendement relativement bas. Le stockage d'énergie dans les batteries peut aussi influencer sur le rendement du système. [4]

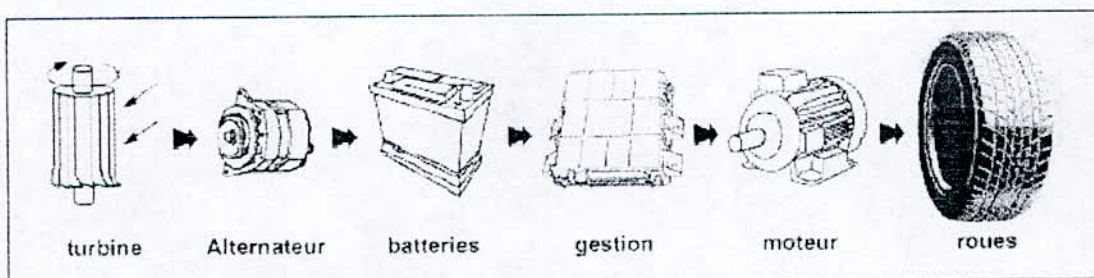


Fig.II.7.hybridation en série

Ce type de montage est recommandé pour les véhicules dont leur utilisation impose plusieurs arrêts et départs comme les bus et les véhicules utilitaires. [6]

II.2.2.2. Hybridation en parallèle :

La structure de l'hybridation en parallèle est illustrée dans la figure (II.8). La turbine et le moteur électrique sont connectés en même temps à travers la boîte de vitesses aux roues. Au moment du freinage, le moteur devient générateur et fournit de l'énergie récupérée aux batteries. Parmi les avantages en comparant avec le montage en série ; l'énergie fournie par la turbine ne sera pas convertie en courant électrique, et donc rendement relativement conservé. Un autre avantage c'est que le moteur électrique n'est pas de grande taille pour assurer toute la puissance de traction (traction assistée par la turbine en parallèle). [7]

Par contre les points de fonctionnement de la turbine sont condamnés par la connexion aux roues à travers la boîte de vitesses.

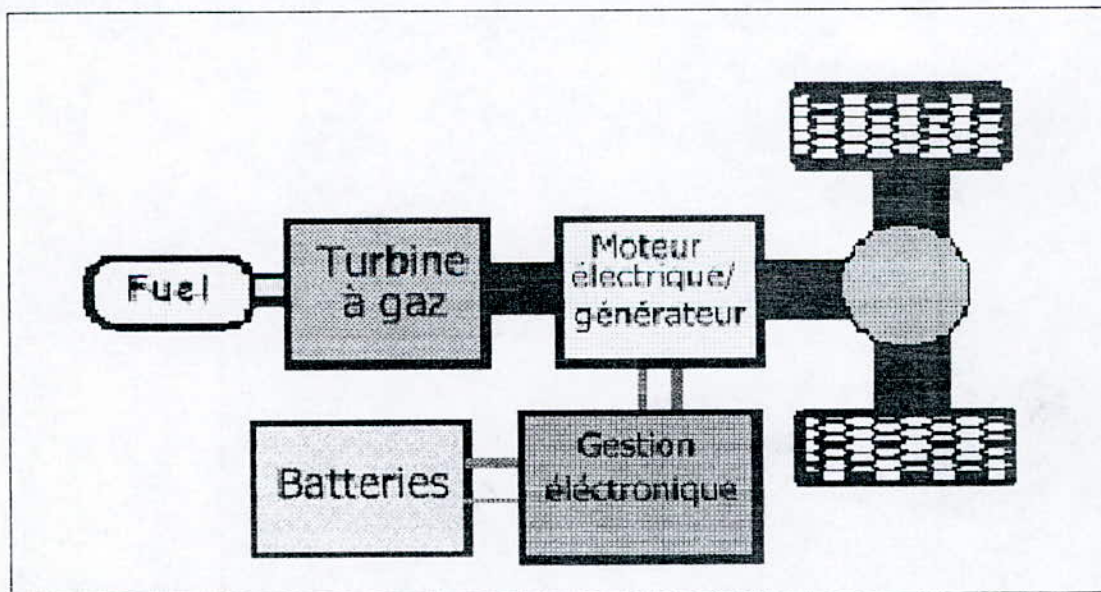


Fig.II.8 hybridation en parallèle

Pour notre étude, nous avons le montage hybride en série, suite à la souplesse de fonctionnement de la turbine dans ce type d'hybridation, et à ses avantages environnementaux, notamment avec la possibilité de marche avec zero-émissions.

II.3. Hybridation du véhicule :

Dans la suite, nous allons détailler les composantes du système d'hybridation du véhicule;

II.3.1. La batterie de traction :

La batterie de traction est un générateur électrochimique. Son principe de fonctionnement est identique à celui des batteries de démarrage, de servitude, et d'éclairage que nous connaissons.

Toutefois, en raison de son aptitude à générer de très forts courants, pendant des durées importantes, il est très différent des autres batteries, par sa technologie de fabrication, sa gestion de charge et de décharge.

Un générateur électrochimique stocke de l'énergie sous forme chimique et la restitue sous forme électrique. [4]

II.3.1.1. La construction

Les constituants internes d'une batterie sont : l'électrode positive, l'électrode négative, l'isolant et l'électrolyte.

II.3.1.2. Le processus de décharge

Pendant la décharge, la batterie est génératrice et débite du courant dans le moteur de traction. Pour permettre l'apparition d'un courant électrique, il est nécessaire que les électrons et les ions puissent circuler ; un récepteur va permettre la liaison entre l'électrode (+) et l'électrode (-).

Le principe de fonctionnement pendant la décharge est le suivant :

Le galvanomètre joue le rôle du récepteur et le déplacement de son aiguille prouve le passage du courant.

Il est rappelé que l'intensité est proportionnelle à la quantité d'électrons déplacés et à la quantité de matière mise en œuvre.

Une batterie chargée possède un excès d'électrons à sa plaque négative et un manque d'électrons à sa plaque positive.

Lorsque les deux plaques possèdent le même nombre d'électrons, la batterie ne débite plus de courant (on dit qu'elle est " à plat ").[4]

II.3.1.3. Le processus de charge

Pendant la charge, la batterie est réceptrice du courant fourni par le secteur. Le procédé est l'inverse de la décharge.

Un générateur de courant (dynamo, chargeur) est placé aux bornes des électrodes et débite en sens inverse dans le système. Il va permettre de déplacer les électrons de la plaque positive vers la plaque négative et redonner à la batterie son état initial.

Pendant la charge, le courant circule en sens inverse. Le galvanomètre dévie dans le sens inverse à celui de la recharge. L'intensité et la quantité de matière déplacées sont toujours proportionnelles au nombre d'électrons en mouvement.

Lorsque la plaque négative est en excès d'électrons, la batterie est rechargée. L'utilisation du générateur électrochimique s'effectue en deux phases, la charge et la décharge.

A l'intérieur de la batterie, l'énergie chimique se manifeste par un transfert de matière grâce à une circulation d'ions. A l'extérieur de la batterie, l'énergie électrique se manifeste par un déplacement d'électrons.

La réaction chimique fait apparaître deux autres phénomènes gênants : un dégagement de gaz et une montée en température.[4]

II.3.2. Le moteur électrique de traction

Très utilisé, depuis plus d'un siècle, le moteur électrique est souple, silencieux, ne pollue pas et s'adapte à toutes les situations.

De manière spécifique, le moteur électrique de traction doit répondre aux critères suivants :

- Il doit pouvoir tourner et freiner dans les deux sens de rotation ;
- Il doit posséder un couple important à bas régime, ainsi qu'un bon rendement.

Pour ces raisons, et en fonction du type de véhicule fabriqué, on oriente notre choix sur :

- Le moteur série ;
- Le moteur excitation séparée ;
- Le moteur Brushless (ou moteur synchrone sans balais) ;
- Le moteur asynchrone.

II.3.2.1. Le principe de fonctionnement du moteur à courant continu

Lorsqu'un conducteur, parcouru par un courant, est placé dans un champ d'induction, il est soumis à une force perpendiculaire au conducteur et au champ d'induction F (loi de Laplace). Le sens de cette force dépend du sens du courant et de celui du champ.

- Le fil conducteur est repoussé vers l'extérieur de l'aimant.
- Si l'on inverse la polarité de la batterie,

Le fil est attiré vers l'intérieur de l'aimant. Ces forces d'attraction et de répulsion qu'exercent les aimants et les électroaimants entre eux, permettent à un moteur électrique de fonctionner.

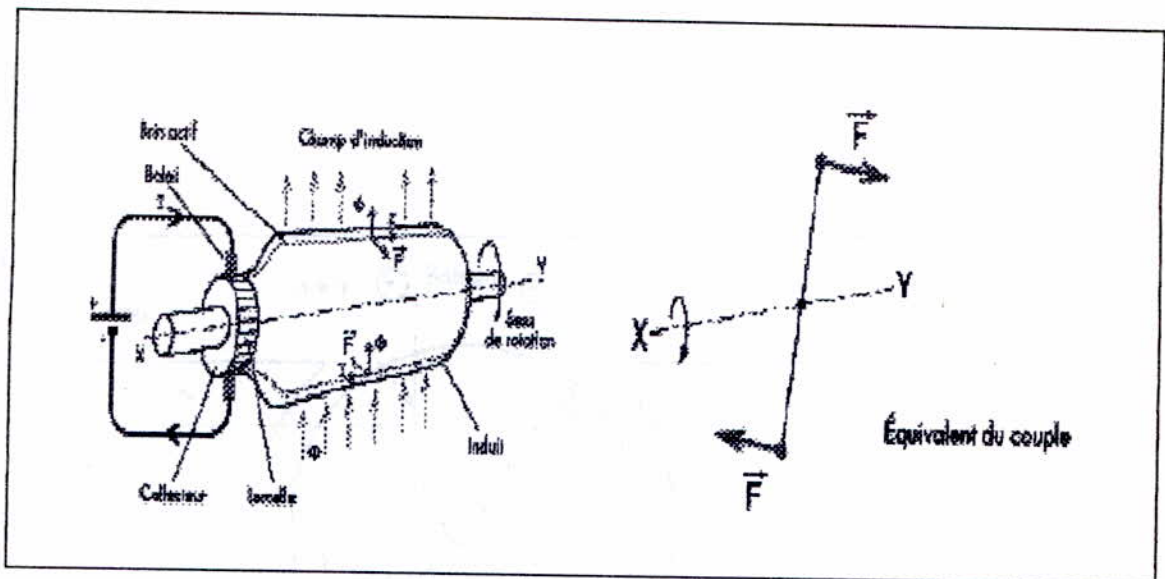


Fig.II.9 Principe du moteur à courant continu

II.3.2.2. La construction du moteur à courant continu

Un fil conducteur placé à la périphérie de l'induit, est appelé brin actif.

La façon de disposer les brins actifs sur l'induit va permettre de créer des forces tangentielles qui vont constituer le couple moteur.

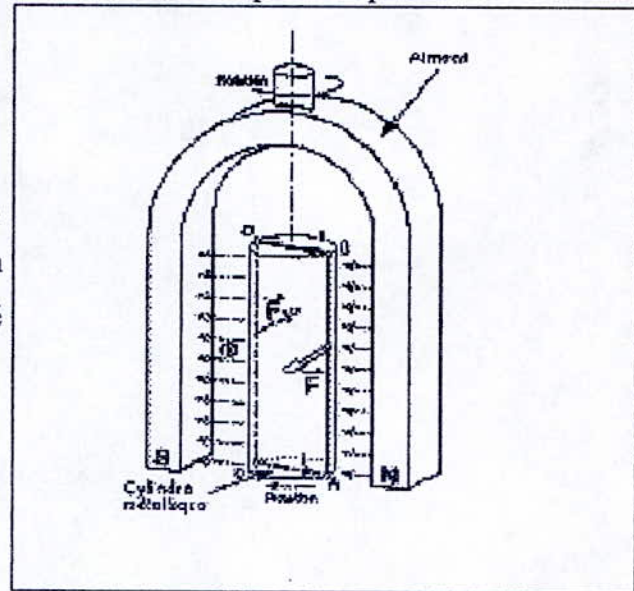
Chaque brin actif est soudé à ses extrémités sur deux lamelles du collecteur.

Le collecteur solidaire de l'induit alimente tour à tour chaque brin actif par l'intermédiaire des balais et des lamelles. Il assure ainsi l'alimentation synchronisée de chaque brin. Le champ d'induction est produit par un électro-aimant fixe appelé inducteur, ou un aimant permanent.

Pour inverser le sens de rotation, il suffit d'inverser le sens du courant dans l'induit ou dans l'inducteur. Par combinaisons des connexions entre induit et inducteur, on réalise un moteur série ou un moteur à excitation séparée.

II.3.2.3. Le principe de fonctionnement du moteur à courant alternatif

L'aimant tournant produit un champ électromagnétique qui traverse un cylindre métallique. Les génératrices du cylindre placées dans le champ se comportent comme des brins actifs (AB et CD). Elles sont parcourues par un courant proportionnel à F et engendrent des forces perpendiculaires qui constituent le couple. On constate que le cylindre suit la rotation de l'aimant avec un léger décalage appelé glissement. [4]

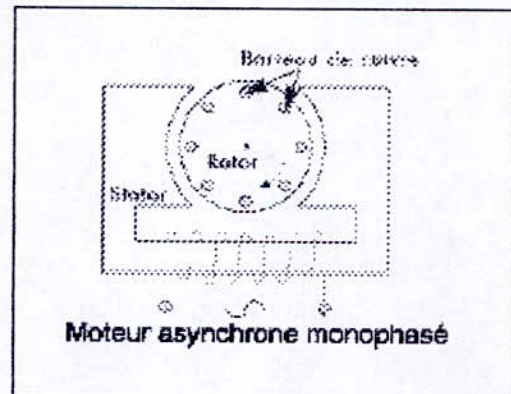


II.3.2.4. Construction du moteur asynchrone

L'aimant tournant est remplacé par le stator (électro-aimant alimenté par un courant alternatif).

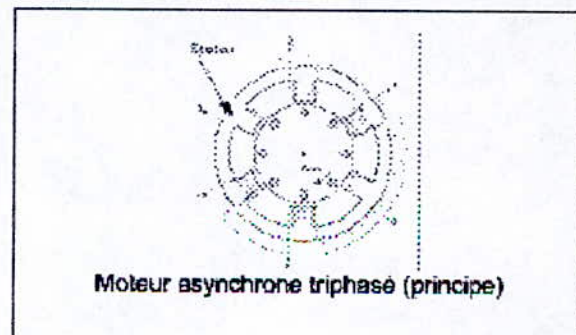
Dans le rotor métallique, des barreaux de cuivre en circuit fermé sont insérés, pour canaliser les courants induit, de sorte que le rotor bobiné, le collecteur et les balais sont supprimés. [4]

Ce moteur est simple et facile à construire.



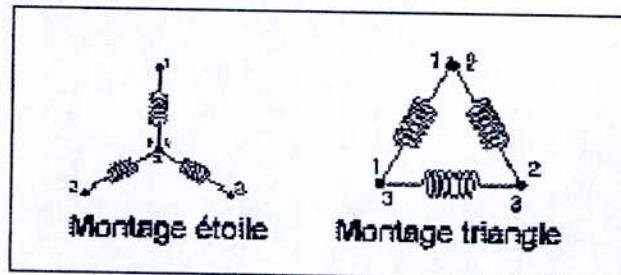
II.3.2.5. Moteur asynchrone triphasé

En disposant trois bobines sur le stator, on réalise le moteur asynchrone triphasé adapté aux grandes puissances et utilisé en traction électrique.



Par combinaisons des connections, on utilise deux possibilités :

- montage étoile .
- montage triangle.



N.B. : Les moteurs asynchrones ne peuvent pas utiliser un courant continu batterie. Un " Système interface " permet de transformer le courant continu en courant alternatif (Il s'appelle onduleur).[4]

II.3.3. L'électronique de commande :

II.3.3.1. Le hacheur pour les moteurs à courant continu

Le convertisseur électronique appelé hacheur permet de faire varier la tension aux bornes du moteur et par conséquent la vitesse. Il agit par découpage de la tension d'où son nom de " hacheur ".Le convertisseur présente une fréquence de travail fixe. Il fait varier le rapport cyclique $T1/T2$, qui provoque la variation de tension (U moyen).

Pour un moteur à excitation séparée, le convertisseur est composé de deux " hacheurs" qui permettent d'adapter le moteur à tous les besoins en couple et tension.

Il en résulte un fonctionnement très souple et économique.[4]

NB : Les convertisseurs sont gérés par un microprocesseur qui limite ou stoppe le fonctionnement en cas de température et d'intensité excessive.[4]

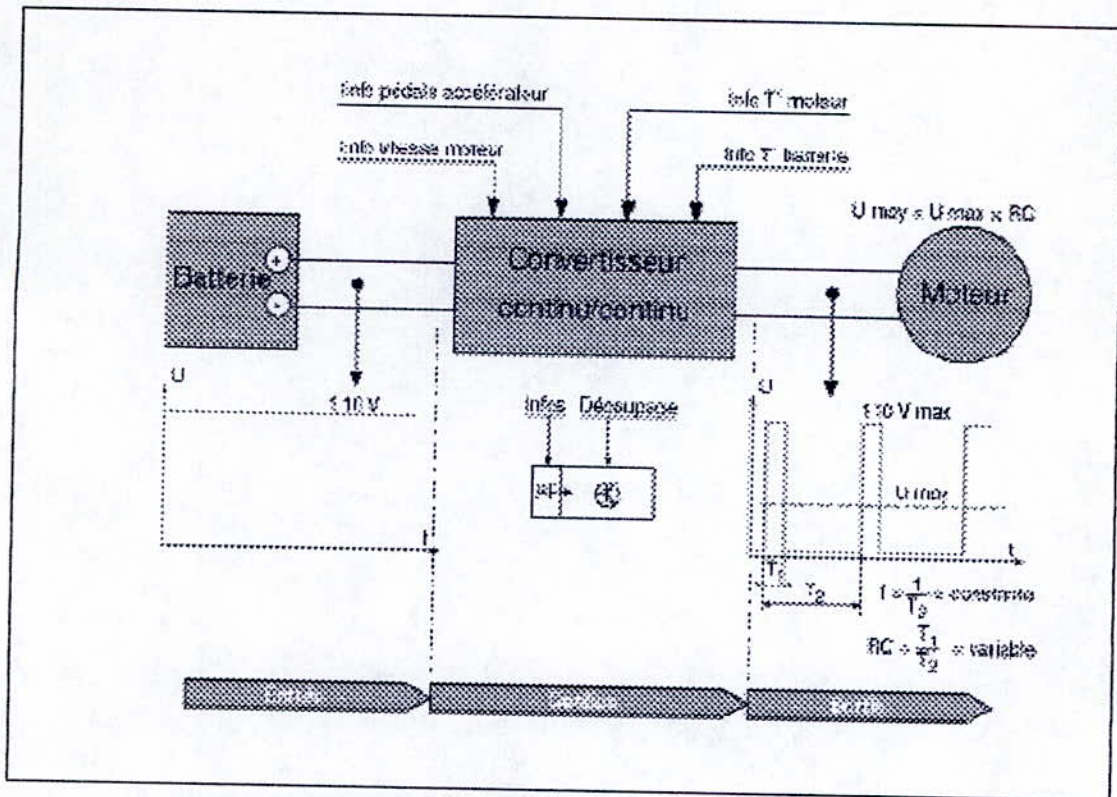


Fig.II.11. diagramme de fonctionnement de l'hacheur

II.3.3.2. L'onduleur pour les moteurs à courant alternatif :

En traction électrique, l'onduleur est un convertisseur continu-alternatif, qui permet d'obtenir trois phases de courant alternatif, décalées de $2\pi/3$ (120°), de fréquence variable de zéro à 50 Hz à partir d'un courant batterie.

Cette technologie permet d'adapter les moteurs alternatifs fabriqués en grande série, qui sont simples, robustes, et peu onéreux.

Ce type de convertisseur fait varier uniquement la fréquence et permet d'obtenir ainsi une vitesse de rotation variable.

Ce procédé possède une puissance et un rendement correct à tous les régimes. (la vitesse de rotation d'un moteur courant alternatif est fixée par la fréquence ; la tension fixe le couple).

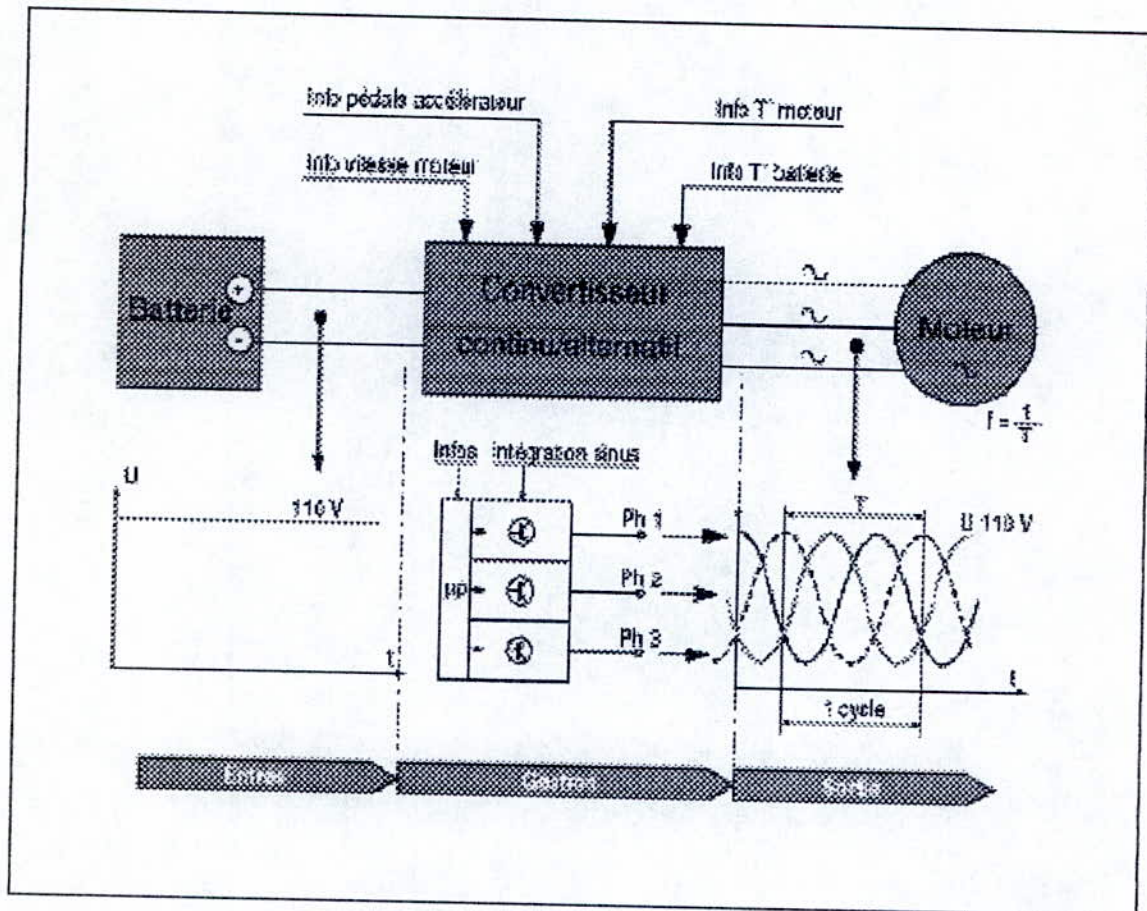


Fig.II.12. Diagramme de fonctionnement de l'onduleur

**CHAPITRE III :
CALCUL DU CYCLE THERMODYNAMIQUE**

III.1. Calcul du cycle thermodynamique :

Les calculs de cycles décrits ci-après font appel aux formules établies dans les paragraphes précédents et se réfèrent aux plans définis par la figure suivante :

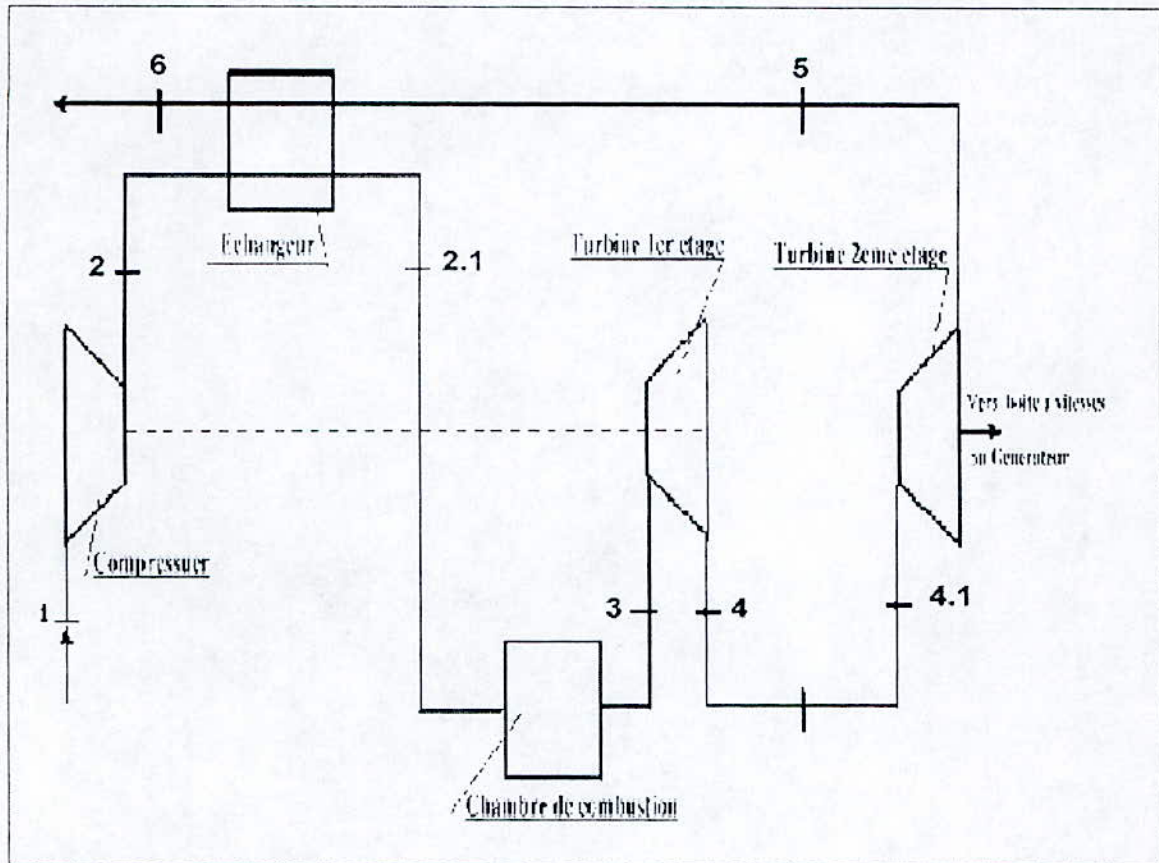


Fig.III.1. Schéma des plans de références de la turbine à gaz

Les données nécessaires au calcul du cycle thermodynamique d'une turbine libre sont les suivantes :

- les conditions infini amont : p_0, t_0, Ma_0 ;
- le taux de compression : P_2/P_1 ;
- la température totale entrée turbine : T_3 ;
- le débit d'air : q .
- l'efficacité de l'échangeur EC ;

- les pertes de pression totale au travers de l'échangeur, ΔP_a (côté air) et ΔP_g (côté gaz).
- le rendement du compresseur (isentropique ou polytropique) : $\eta_{c\ is}$ ou η_{cp} .
- le rendement de combustion η_{comb} et la perte de charge dans la chambre de combustion ΔP_{CH} .
- le rendement de la turbine (isentropique ou polytropique) : $\eta_{t\ is}$ ou η_{tp} .
- la perte de pression totale dans la tuyère ΔP_{DIF} et la contrepression résiduelle en sortie de tuyère, due à la vitesse d'éjection des gaz ($\Delta P_{TU} = P_5/p_0$).
- le rendement mécanique de l'ensemble tournant η_{mec} , intégrant les pertes dues aux roulements de la ligne d'arbre, ainsi que les prélèvements de puissance nécessaires à l'entraînement des différents accessoires du moteur.
- éventuellement, le rendement mécanique du réducteur de vitesses : η_{red} .

Il convient dans un premier temps de calculer les conditions de pression et température totale dans chaque plan :

III.1.1. plan 1: Entrée d'air

les données supplémentaires nécessaires pour le calcul dans ce plan sont

- Les coefficients de récupération REA et de pertes de charge ΔP_{EN} de l'entrée d'air.

$$T_1 = T_0 \left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} Ma_0^2 \right)$$

$$P_1 = [REA(P_{1s} - P_0) + P_0] \left(1 - \frac{\Delta P_{EN}}{100} \right)$$

$$\text{avec : } P_{1s} = P_0 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_0^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

III.1.2. plan 2 : Le compresseur centrifuge

On aura besoin du :

- taux de compression : P_2/P_1 .
- rendement du compresseur (isentropique ou polytropique) : $\eta_{c\ is}$ ou η_{cp} .

$$P_2 = (P_2/P_1)P_1$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{cis}} \left[(P_2/P_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$\text{ou } T_2 = T_1 \left(P_2/P_1 \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_{cp}}}$$

III.1.3. Plan 2.1 : L'échangeur de chaleur

Les données nécessaires à ce plan :

— L'efficacité de l'échangeur EC .

— Les pertes de pression totale au travers de l'échangeur, ΔPa (côté air)

$$P_{2,1} = P_2 \left(1 - \frac{\Delta Pa}{100} \right)$$

La température $T_{2,1}$ se calcule, par voie itérative, à partir d'une valeur initiale de la température des gaz à l'entrée de l'échangeur T_3 et de l'efficacité EC par

$$T_{2,1} = T_2 + (T_3 - T_2) EC$$

III.1.4. Plan 3 : Chambre de combustion

On aura besoin du :

— Rendement de combustion η_{comb} et de la perte de charge dans la chambre de combustion ΔP_{CH} .

$$P_3 = P_2 \left(1 - \frac{\Delta P_{CH}}{100} \right)$$

T_3 est donnée.

III.1.5. Plan 4 : 1^{er} étage de la turbine

Les données pour ce plan :

— Le rendement de la turbine (isentropique ou polytropic) : η_{tis} ou η_{tp} .

L'équilibre de puissance du compresseur et de la turbine génératrice se traduit par :

$$q_c(H_2 - H_1) = \eta_{mec} \cdot q_{tg} \cdot (1 + \alpha) \cdot (H_3 - H_4)$$

Cette relation définit T_4 .

$$P_4 = P_3 \left(1 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_{gis} T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

- Avec γ recalculée à partir de ce plan par la relation :

$$r / C_{pg} = (\gamma - 1) / \gamma$$

$$\text{d'où : } \gamma = C_{pg} / (C_{pg} - r)$$

III.1.6. Plan 4.1 : Conduite et aubes entre les deux turbines

Avec : $\Delta P_{4.1}$ pertes de pression entre les deux plans

$$T_{4.1} = T_4$$

$$P_{4.1} = P_4 \left(1 - \frac{\Delta P_{4.1}}{100} \right)$$

III.1.7. Plan 5 : Turbine de puissance

Les données nécessaires pour le calcul à ce niveau sont :

- Le rendement de la turbine (isentropique ou polytropic) : η_{tis} ou η_{tp} .
- Les pertes de pression totale au travers de l'échangeur : $\tilde{\Delta}P_g$ (côté gaz).
- La contrepression résiduelle en sortie, due à la vitesse d'éjection des gaz ($\Delta P_{TU} = P_5 / p_0$).

$$P_5 = \left[p_0 \cdot \Delta P_{TU} \right] \left(1 - \frac{\Delta P_g}{100} \right)$$

$$T_5 = T_3 - T_3 \eta_{tis} \left[1 - \left(P_5 / P_3 \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right]$$

$$\text{Ou : } T_5 = T_3 \left(P_5 / P_3 \right)^{\frac{\eta_{TP}(1-\gamma)}{\gamma}}$$

III.1.8. Plan 6: L'échangeur de chaleur

$$P_6 = P_5 \left(1 - \frac{\Delta P_g}{100} \right)$$

La température T_6 s'obtient en écrivant l'équation du transfert thermique dans l'échangeur :

$$q_t(1 + \alpha) (H_5 - H_6) = q_c(H_{2,1} - H_2)$$

Donc, après qu'on détermine les conditions de pressions et de températures dans chaque plan, on peut calculer :

- La puissance disponible sur l'arbre de sortie qui s'exprime par :

$$W_m = \eta_{\text{red}} q_{t1} (1 + \alpha) (H_{4,1} - H_5)$$

- La puissance spécifique :

$$\frac{W_m \text{ (kW)}}{q \text{ (kg/s)}}$$

- La consommation horaire s'obtient à partir de la richesse :

$$C_H = 3\,600 \cdot d_{\text{carb}} = 3\,600 \cdot \alpha \cdot q$$

- La consommation spécifique C_s , rapport de la consommation horaire à la puissance :

$$C_s = C_H \text{ (kg/h)} / W_m \text{ (kW)}$$

- Le rendement thermique η_{th} , rapport de la puissance récupérée à la puissance fournie par le carburant :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{10^3 \cdot W_m}{PCI \times C_H / 3600} = \frac{3.6 \times 10^6}{PCI \cdot C_s}$$

Pour effectuer ces calculs on aura besoin de connaître le débit du combustible et son pouvoir calorifique

III.2. Carburant :

La combustion est une réaction chimique qui nécessite la présence d'un comburant et d'un carburant ; le comburant constitue l'oxygène qui est fourni par l'air ; le carburant peut être un combustible liquide ou gazeux.

Parmi les avantages d'une turbine à gaz, sa souplesse vers les combustibles, elle admet sans restriction toute sorte de combustible injectable.[7]

Le débit du combustible est en fonction de son pouvoir calorifique inférieur, et de la température maximum du cycle imposée par les limitations constructives.[1]

Pour calculer la richesse idéale, on peut utiliser la formule simplifiée qui traduit le fait que l'augmentation de l'enthalpie des gaz soit fournie par la combustion du carburant en supposant constant le pouvoir calorifique de ce dernier, soit :

$$\alpha_{id} PCI_p = (1 + \alpha_{id}) [H_g(T_3) - H_g(T_2)]$$

D'où :

$$\frac{\alpha_{id}}{1 + \alpha_{id}} = \frac{H_g(T_3) - H_g(T_2)}{PCI_p} \quad (59)$$

III.2.1. Le PCI du combustible:

Le pouvoir calorifique inférieur désigne la quantité de chaleur échangée lorsque les produits renferment de l'eau sous forme de vapeur, il représente la valeur négative de la différence obtenue entre l'enthalpie des produits et celle des réactifs pour une combustion complète à une température de 25 °C et une pression de 1atm.[9]

$$PCI = - \left(\sum n_p H_p - \sum n_R H_R \right) \quad (60)$$

Comme on a mentionné auparavant il y a diversité de choix des fuels pour les turbines à gaz, et le calcul de combustion s'effectue de la même façon. Le tableau suivant résume une gamme de fuels qu'on peut les utiliser comme carburant :

carburant	PCI(kj.kg ⁻¹)
GPL (1)	46 000
GNV(2)	45 400
GNL (3)	45 300
Gazole	42 600
Kérosène	42 850
Essence ordinaire	43 325
Supercarburant	42 900

(1) maintenue à l'état liquide sous une pression de 10 bars est délivrés à l'état gazeux dans le moteur.

(2) stockage à l'état gazeux sous une pression de 200 bars.

(3) stockage à l'état liquide une température de -164°C .

Tableau III.1. PCI de quelque combustible.[9]

L'utilisation du gaz naturel présente un inconvénient du stockage à haute pression qui nécessite des mesures de sécurité pour les réservoirs de stockage, aussi le besoin de tout un réseau pour carburation sur les routes condamne ce choix ,pour cela on se contente de l'utilisation du GPL.

III.3. Résultats du calcul :

Les résultats du calcul sont résumés dans le tableau suivant :

Plan de référence	propriétés et caractéristiques	P(kpa)	T(k)
0-Infini amont	$C_p(\text{air})=1.009 \text{ kJ/kg.K}$	101.5	298
1-Entrée d'air $q=0.908 \text{ kg/s}$	$REA=1$ $\Delta P_{EN}=1 \%$	100.49	298
2-compresseur	$P_2/P_1=4.4$ $\eta_{c \text{ is}}=0.85$	442.16	482.76
2.1-Echangeur (coté air)	$EC=0.845$ $\Delta P_a=1 \%$	438.07	908
3-Chambre de combustion	$\eta_{\text{comb}}=0.99$ $\Delta P_{CH}=3.5 \%$	422.75	1313
4-Turbine 1 ^{er} etage $C_p(\text{gaz})=1.150 \text{ kJ/kg.K}$	$\eta_{t \text{ is}}=0.86$ $\eta_{\text{mec}}=0.98$ $C_{p \text{ g}}=1.150 \text{ kJ/kg}$ $\gamma=1.334$	225.8	1149.26
4.3 conduites et aubes	$\Delta P_{4.4.1}=2.5 \%$	220.16	1149.26
4.4-Turbine de puissance	$\eta_{t \text{ is}}=0.86$ $\Delta P_{TU}=1.03$	106.84	986.02
5-Echangeur (coté gaz)	$\Delta P_g=5 \%$	105.64	577.88

Tableau III.2. résultats du calcul du cycle thermodynamique

A partir des résultats du tableau on peut calculer :

➤ **La richesse :**

Le calcul de la richesse en prenant le GPL comme combustible est comme suit :

$$\frac{\alpha_{id}}{1+\alpha_{id}} = \frac{H_g(T_3) - H_g(T_2)}{PCI_P} \Rightarrow \alpha_{id} = \frac{C_{p_g}(T_3 - T_2)}{PCI - C_{p_g}(T_3 - T_2)}$$

$$\alpha_{id}=0,01022 \text{ (kg de fuel /kg d'air)}$$

Donc d'après les équations des performances citées précédemment, on peut aboutir aux résultats suivants :

calcul	unité	résultat
la richesse α_{id}	(kg de fuel /kg d'air)	0.01022
la puissance disponible W_m	(kw)	168.76
la puissance spécifique	(kw/kg d'air)	185.86
la consommation horaire C_H	kg/h	33.44
la consommation spécifique C_s	(kg/kw.h)	0.198
le rendement thermique η_{th}	/	0.395

Tableau III.3. tableau récapitulatif des caractéristiques de la turbine

**CHAPITRE IV:
COMPARAISON ET COMMENTAIRES DES
RESULTATS**

Dans cette partie, on va comparer les performances de notre véhicule avec turbine à gaz, avec un véhicule équipé d'un moteur alternatif à piston classique. Pour cela on a recouru à un logiciel de simulation et d'analyse des performances des véhicules, ADVISOR PROGRAM.

IV.1 Présentation du logiciel de simulation :

ADVISOR (ADvanced Vehicle SimulatOR), est un simulateur de Véhicule conçu par le NREL (National Renewable Energy laboratory), laboratoire de l'énergie renouvelable des Etats Unis. C'est un ensemble de modèles, données, et scripts pour usage sous Matlab et Simulink. Il est conçu pour analyse rapide des performances et de consommation de véhicules conventionnels, électriques, et hybrides. ADVISOR donne aussi la possibilité de comparer les différents résultats obtenus avec superposition des graphes et résultats des différentes simulations déjà effectuées. Ses capacités prennent avantage de la flexibilité du modelage de Simulink et du pouvoir analytique de MATLAB.[10]

On peut utiliser ADVISOR pour :

- Prédire la consommation du combustible des véhicules qui n'ont pas cependant été construit.
- Voir comment les véhicules conventionnels, hybrides, ou électriques utilisent (et perdent) leur puissance à travers ses différents accessoires.
- comparer des émissions d'échappement relatives produites sur plusieurs cycles
- Evaluer une stratégie de la gestion d'énergie pour les véhicules hybrides.
- Optimiser dans les accessoires et les équipements pour minimiser l'usage du combustible ou maximiser les performances.

ADVISOR a été développé préliminairement et a été utilisé en novembre 1994. Depuis lors, il a été modifié en plusieurs versions, plus de 4500 individus et organismes utilisent ADVISOR aujourd'hui y compris tous les fournisseurs majeurs. Approximativement 2/3 des utilisateurs sont de l'industrie et 1/3 des universités. Parmi eux, on trouve: DaimlerChrysler, Ford Motor Company, General Motors, Delphi Automotive Systems... [11]

IV.2. Diagramme de fonctionnement du simulateur:

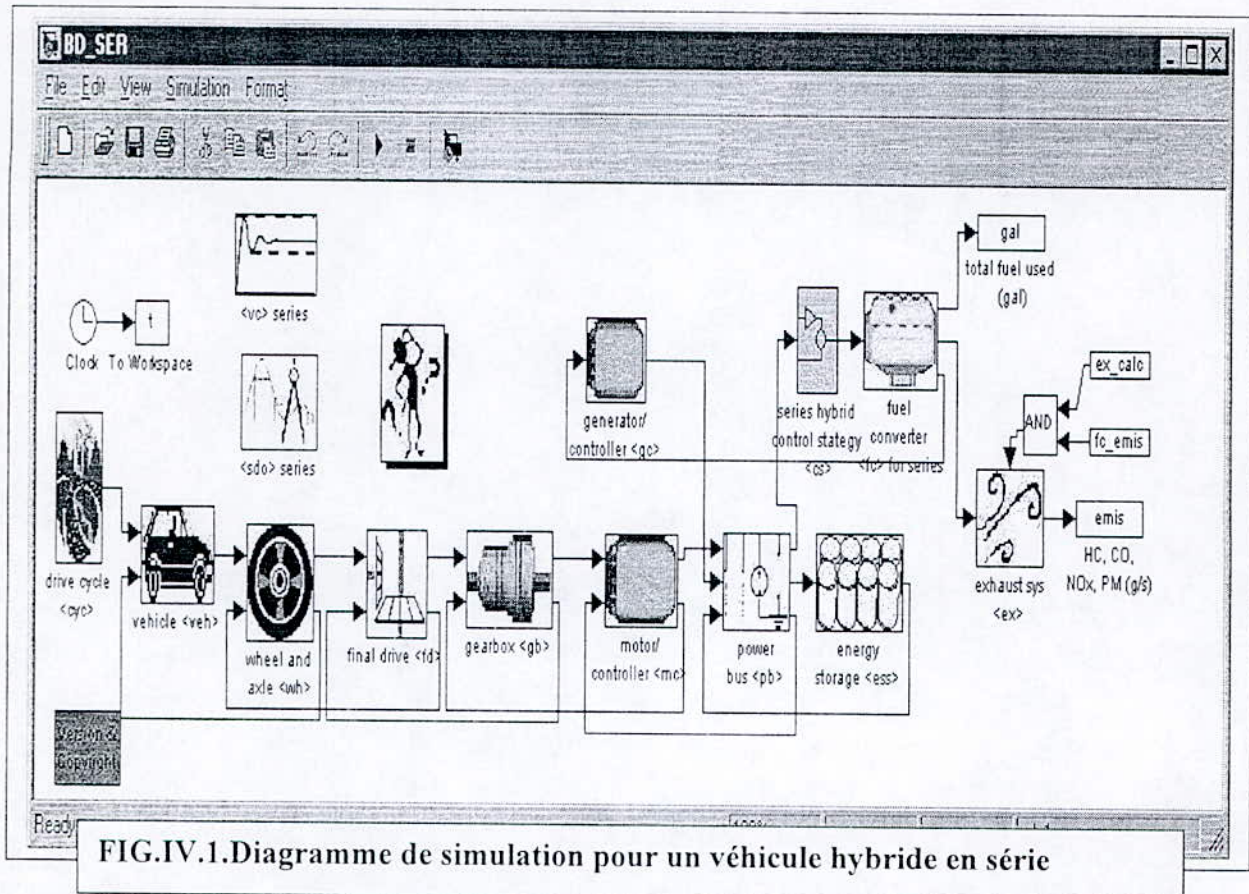


FIG.IV.1. Diagramme de simulation pour un véhicule hybride en série

Le diagramme ci-dessus représente un bloc-diagramme de fonctionnement du logiciel pour un véhicule hybride en série, à noter que la plupart des blocs ont deux entrées et deux sorties. Chaque bloc contient les caractéristiques et les données nécessaires pour modéliser un élément ou un organe du véhicule, ce bloc traite les données et les envoie au bloc suivant en boucle. [10]

Pour entamer une simulation l'utilisateur doit suivre l'enchaînement suivant :

IV.2.1-Choix du cycle :

Le simulateur contient une base de donnée de plusieurs cycles de marche ; Urbain, Semi-urbain, des cycles pour des villes connues ; cycle autoroutes, cycles pour bus...etc.

L'utilisateur doit choisir un cycle ou la simulation aura lieu, ou il doit créer son propre cycle.

IV.2.2. choix du véhicule :

L'utilisateur doit choisir la configuration du véhicule à simuler, ADVISOR a six configurations de véhicules :

1. Conventionnel.
2. Hybride en série.
3. Hybride en parallèle.
4. Hybride parallèle avec moteur /générateur.
5. Electrique.
6. Véhicule électrique cellulaire.

En plus, il y a l'option « custom vehicle » ; ou l'utilisateur peut définir son propre véhicule avec son diagramme spécifique.

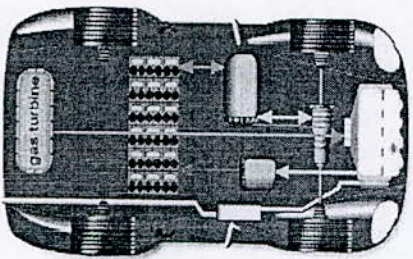
IV.2.3. Type de motorisation :

Selon l'architecture du véhicule, on doit introduire les données spécifiques du moteur après sélection du type du moteur. Le simulateur a une base de données riche pour différents types des moteurs.

Aussi selon le type du moteur, l'utilisateur doit choisir le système d'échappement.

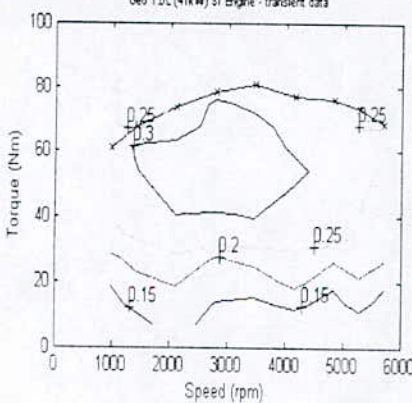
Vehicle Input-ADVISOR 2002
 File Edit Units Help

Vehicle Input



Component Plot Selection
 fuel_converter fc_efficiency

Fuel Converter Operation
 Geo 1.0L (41kW) SI Engine - transient data



Component	version	type	max pwr (kW)	peak eff	mass (kg)
Vehicle	?	VEH_SMCAR			592
Fuel Converter	ic	FC_SI41_ems	41	0.34	131
Exhaust Aftertreat	?	EX_SI		Pol mod V rcm	11
Energy Storage	int	pb	ESS_PB25	25	308
Energy Storage 2	?	ess 2 options			
Motor	?	MC_AD75	75	0.92	91
Motor 2	?	motor 2 options			
Starter	?	starter options			
Generator	reg	reg	GC_ET495	75	0.95
Transmission	man	man	TX_15PD	1	50
Transmission 2	?	trans 2 options			
Clutch/Torq. Conv.	?	clutch/torque converter optio			
Torque Coupling	?	TC_DUMMY			
Wheel/Axle	Cr	Cr	WH_SMCAR		0
Accessory	Const	Const	ACC_HYBRID		
Acc Electrical	?	acc elec options			
Powertrain Control	ser	man	PTC_SER		

View Block Diagram BD_SER

Variable List:
 Component: fuel_converter Edit Var.
 Variables: fc_acc_mass 32.8056

Cargo Mass: 136
 Calculated Mass: 1373
 override mass 1

Save Help
 Back Continue

Fig. IV.2. Fenêtre input du simulateur

IV.2.4. Les composants électriques :

On doit définir à ce niveau ;

1. Le générateur couplé au moteur.
2. Le système de stockage d'énergie.
3. Le moteur électrique.
4. Le système de contrôle.

Chaque organe doit être défini d'après les données de notre véhicule, ou sélectionné d'après la base de données du simulateur qui comporte la plupart des organes utilisés dans l'industrie des véhicules électriques et hybrides modernes.

IV.2.5. Le système de transmission :

Pour la transmission, on doit sélectionner le type de boîte de vitesses, le coupleur, l'essieu, les roues...

Le choix s'effectue sur un listing des composants les plus utilisés dans l'industrie automobile. Par exemple pour la boîte de vitesses, la liste du simulateur comporte :

1. Pour la transmission automatique :

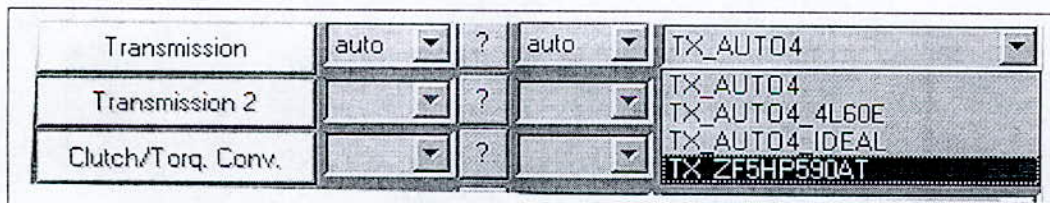


Fig.IV.3. Liste des boîtes de vitesses automatiques disponibles

2. Pour la transmission manuelle :

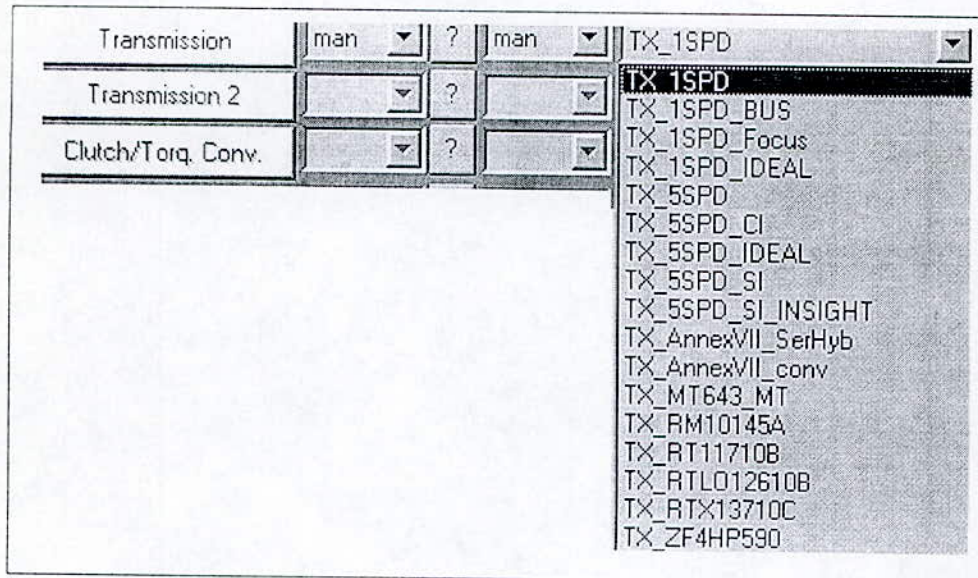


Fig.IV.4. Liste des boîtes de vitesses manuelles disponibles

Après définition des différents paramètres et composants du véhicule dans le fichier input, le simulateur sera prêt à exécuter la simulation, les résultats sont sous forme numérique ou graphique.

IV.3. Simulation des véhicules :

IV.3.1. Véhicule hybride en série :

On va simuler le véhicule équipé avec la turbine à gaz, qu'on a étudié auparavant, pour cela on a choisi les paramètres suivants :

Désignation	Choix ou insertion des données	Définition
Drive config.	serie	hybridation en serie
vehicle	VEH_LGCAR	véhicule long
max power	169 kw	puissance maximale
peak eff	0.39	Rendement max.
energy storage	ESS_PB80	batteries de 46kw (PB; batterie en plomb)
motor	MC_AC120 eff :0.92	moteur électrique de 170kw à courant continu. avec rendement 0.92
Generator	GC_ETA120 eff: 0.95	générateur électrique de 120kw, rendement 0.95
Transmission	TX_1SPD eff :1	boite à vitesse pour traction électrique rendement 1
wheel/axle	WH_HEAVY	roues et essieu pour véhicule lourd
Accessory	ACC_HEAVY	accessoires pour véhicule lourd
Cycle	CYC_ECE_EUDC	parcours de simulation ; cycle de certification standard européen.

Tableau.IV.1. Remplissage du fichier input pour véhicule hybride

IV.3.2. Véhicule conventionnel :

Le véhicule dont on aura besoin pour procéder à la comparaison, est un véhicule conventionnel à moteur diesel de même puissance et qui a un rendement maximum de 0.41 (choix effectué sur la base de données du simulateur). Les données seront introduites comme suit :

désignation	choix ou insertion des données	définition
Drive config.	conventional IC_CI	vehicule avec MCI diesel
vehicle	VEH_LGCAR	véhicule long
max power	169 kw	puissance maximale
peak eff	0.41	Rendement max.
energy storage	case désactivée	
motor	case désactivée	
Generator	case désactivée	
Transmission	man TX_5SPD_IDEAL	boite à 5 vitesses idéale
wheel/axle	WH_HEAVY	roues et essieu pour véhicule lourd
Accessory	ACC_HEAVY	accessoires pour vehicule conventionnel
cycle	CYC_ECE_EUDC	parcours de simulation ; cycle de certification standard européen.

Tableau.IV.2. Remplissage du fichier input pour véhicule conventionnel.

IV.3.3. Résultats de simulation :

Les résultats obtenus après exécutions de la simulation sont comme suit :

- pour le véhicule hybride:

1^{er} cas : (fuel converter :On) ; la turbine est en marche

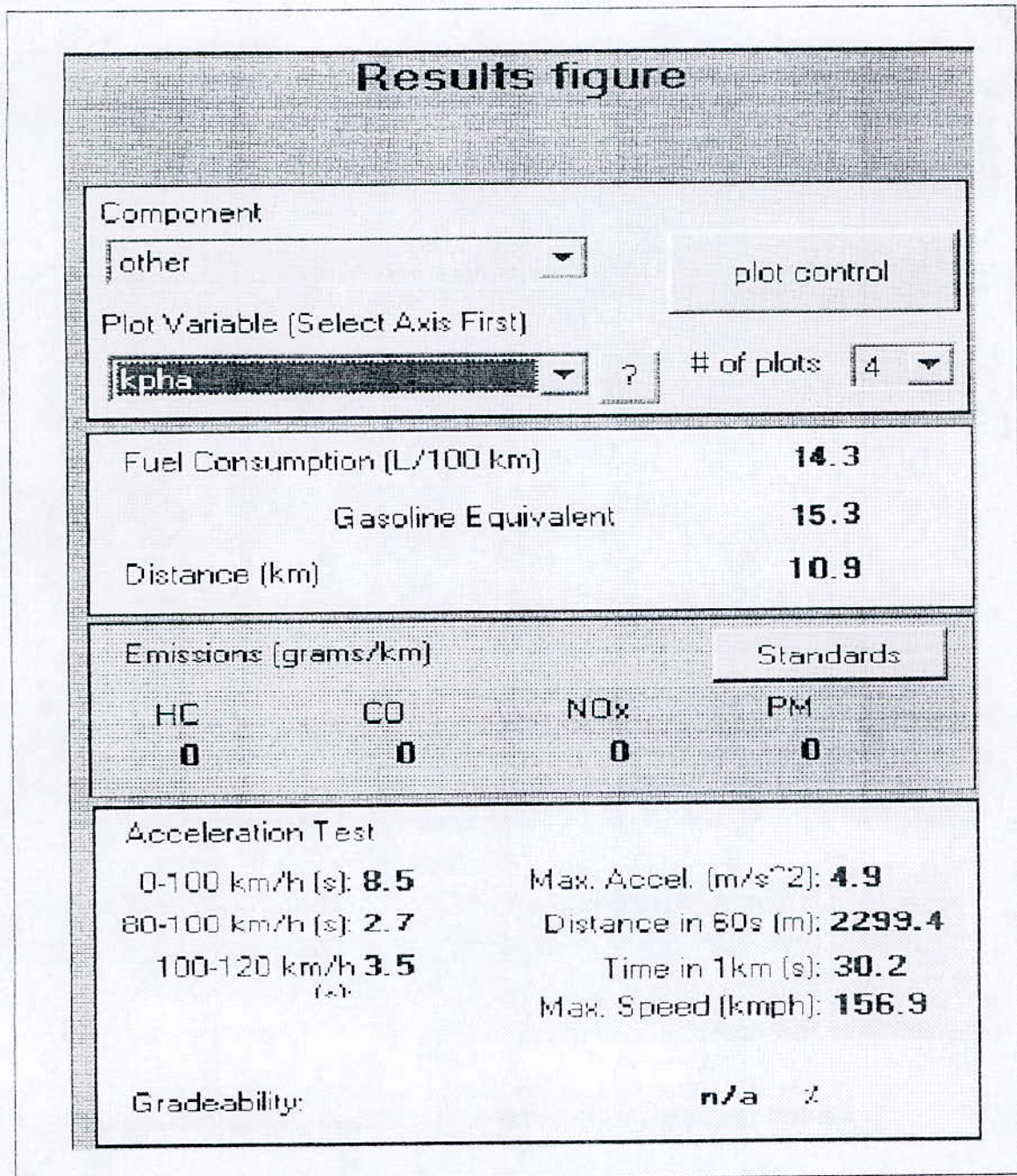
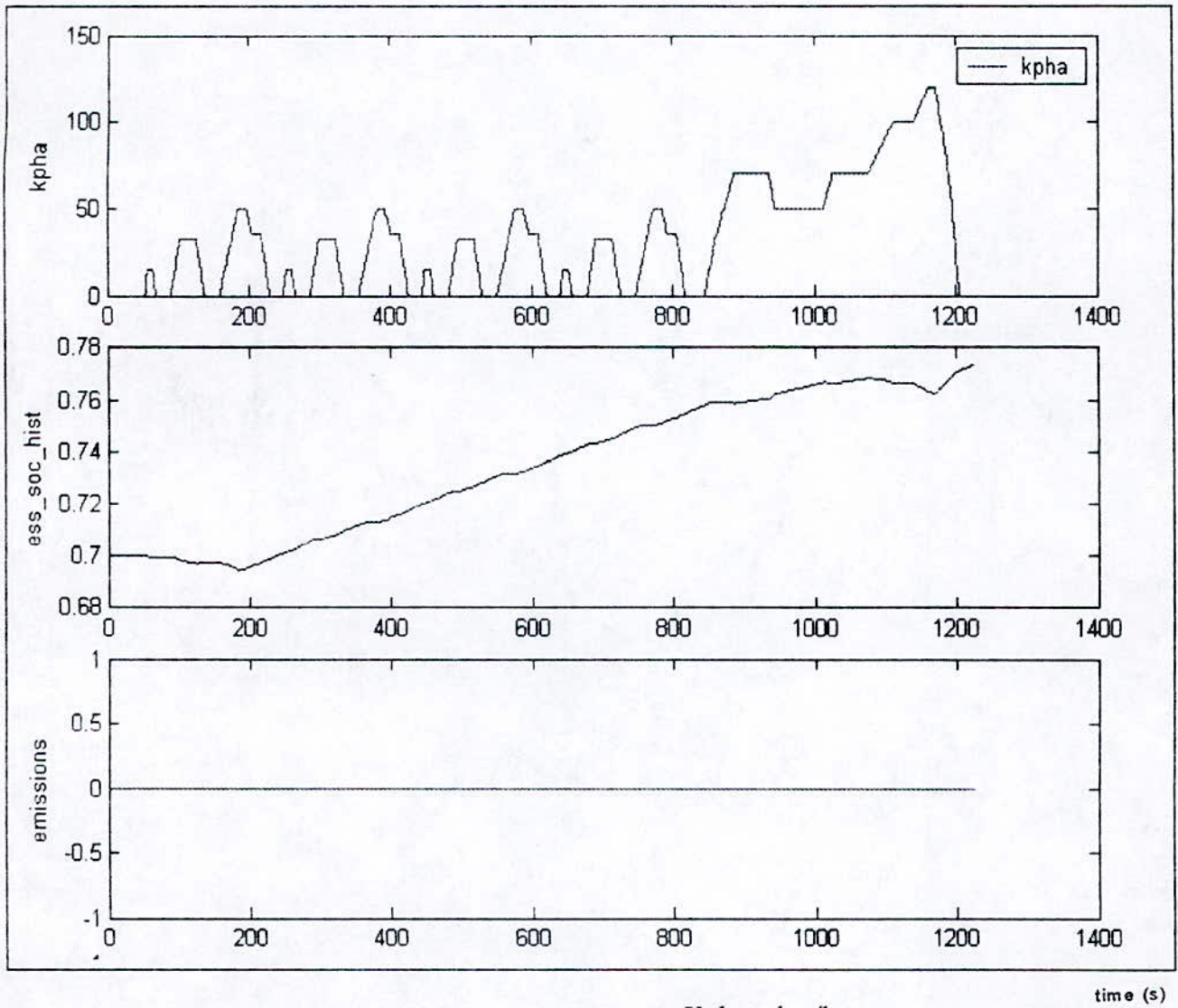


fig. IV.5. résultats de la simulation pour le véhicule hybride(consommation et accélération)



Kpha = km/h
 Ess_soc_hist=etat de charge des batteries

FigIV.6 . graphe de vitesse du véhicule et de l'état de charge des batteries(1^{er} cas)

On remarque chargement des batteries dans ce cas, de 70% au début du cycle jusqu'à 77% en fin cycle.

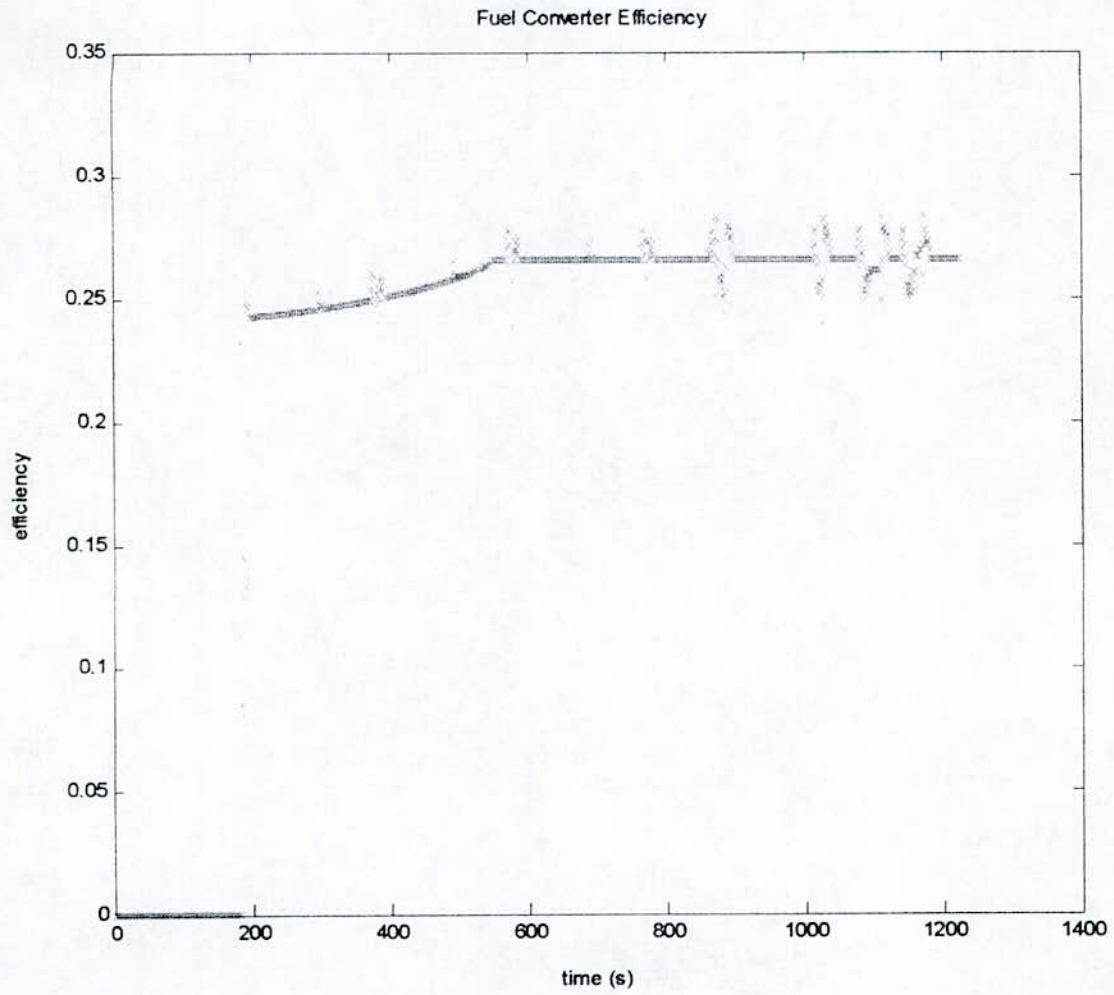


Fig.IV.7. Graphe du rendement du moteur pour le véhicule hybride

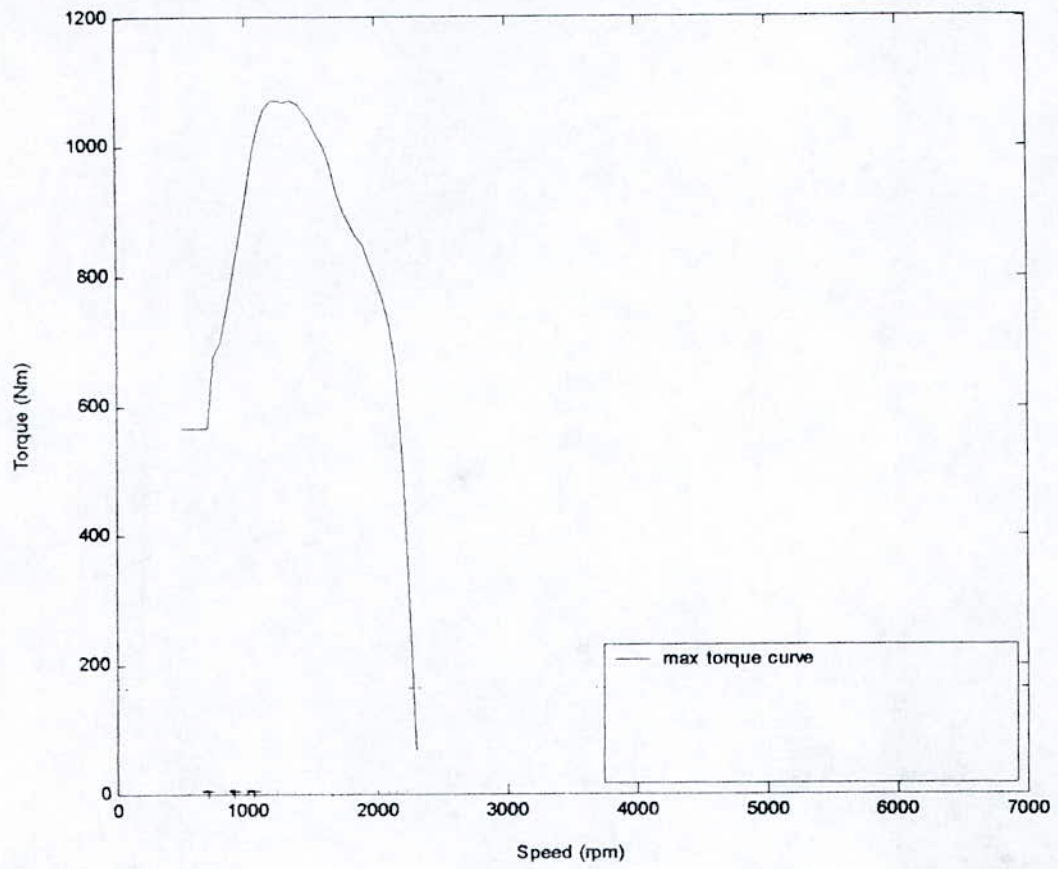


Fig.IV.8. Graphe du couple pour le véhicule hybride

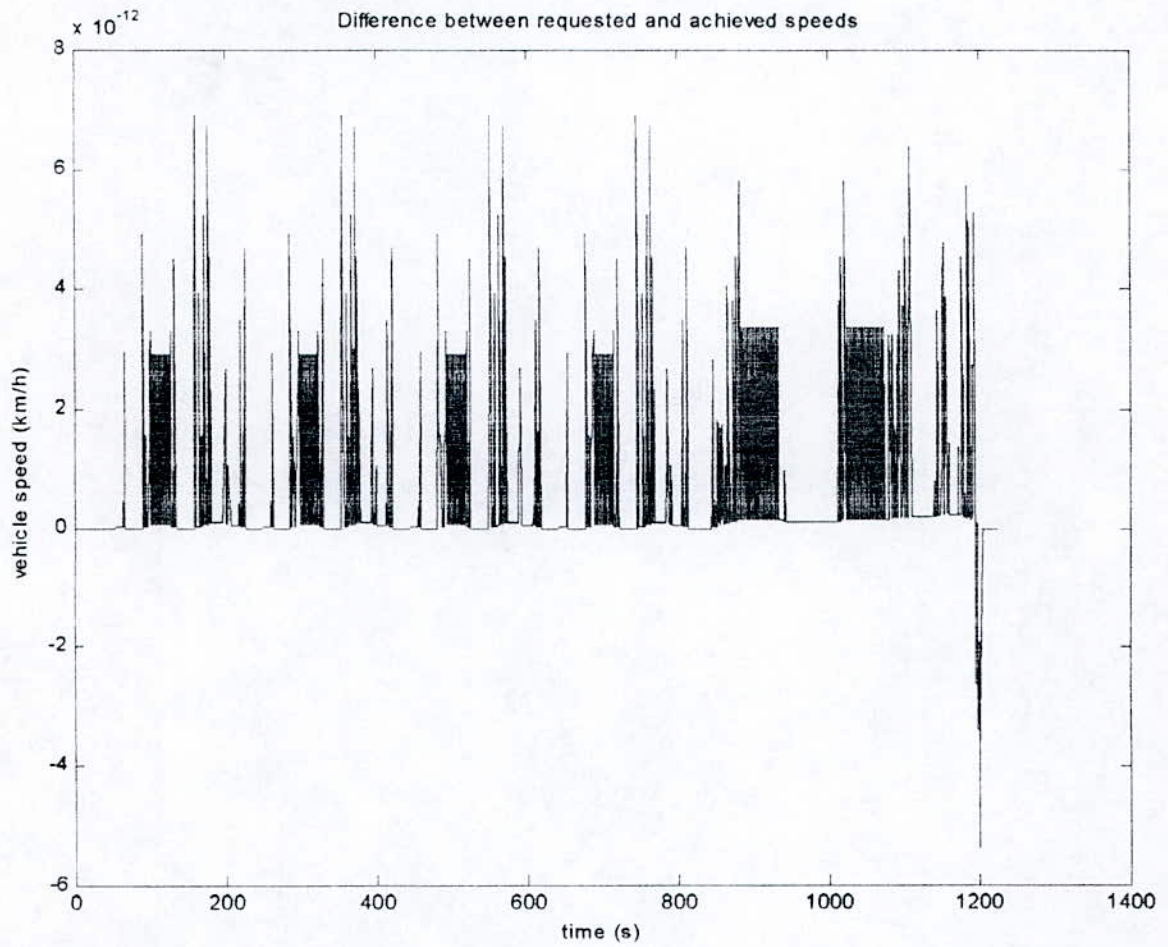


Fig.IV.9. Différence entre les vitesses demandées par le cycle et celles obtenues par la simulation (pour véhicule hybride)

- 2^{ème} cas : (Fuel converter :OFF) ; avec arrêt de la turbine

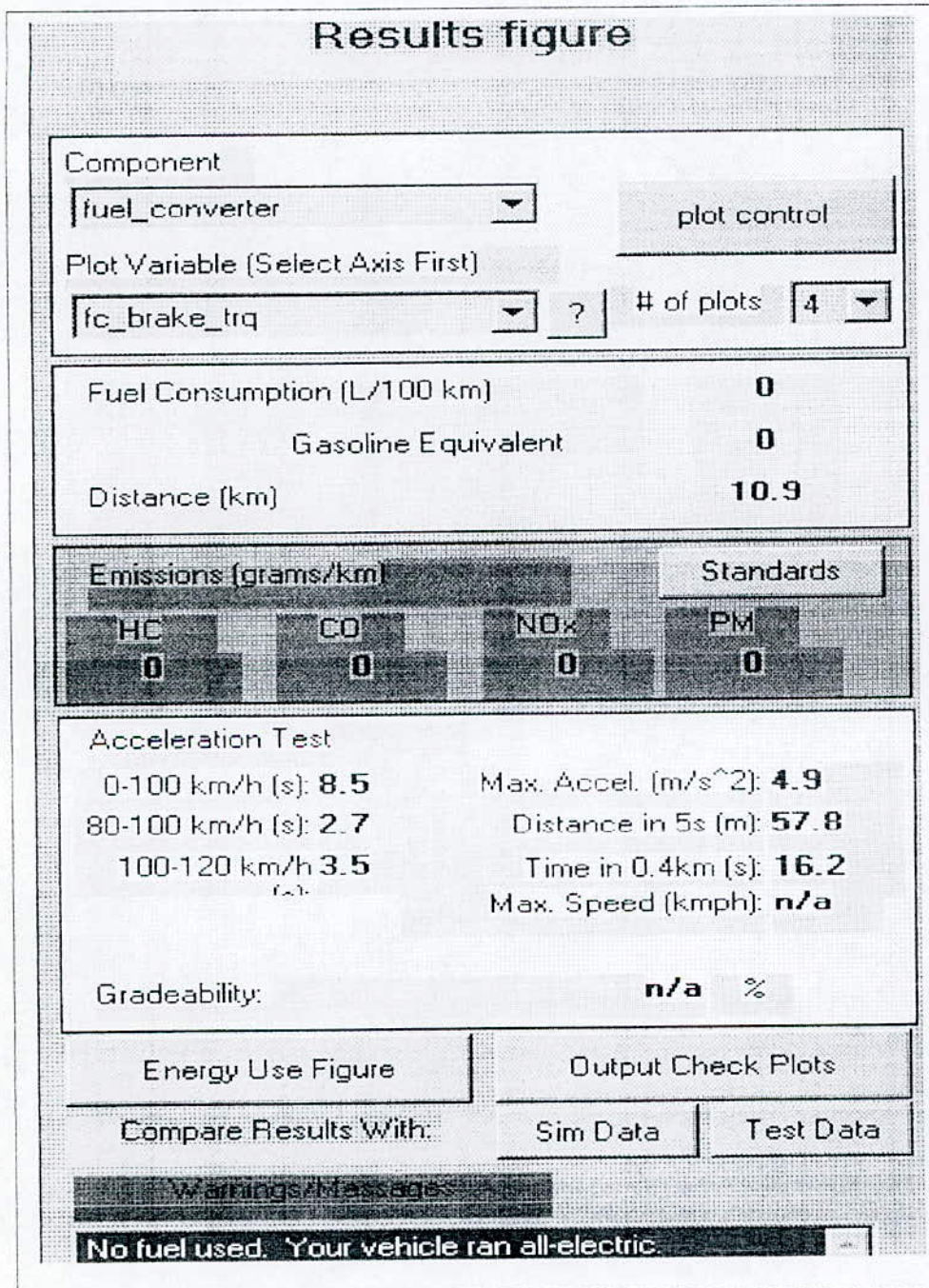
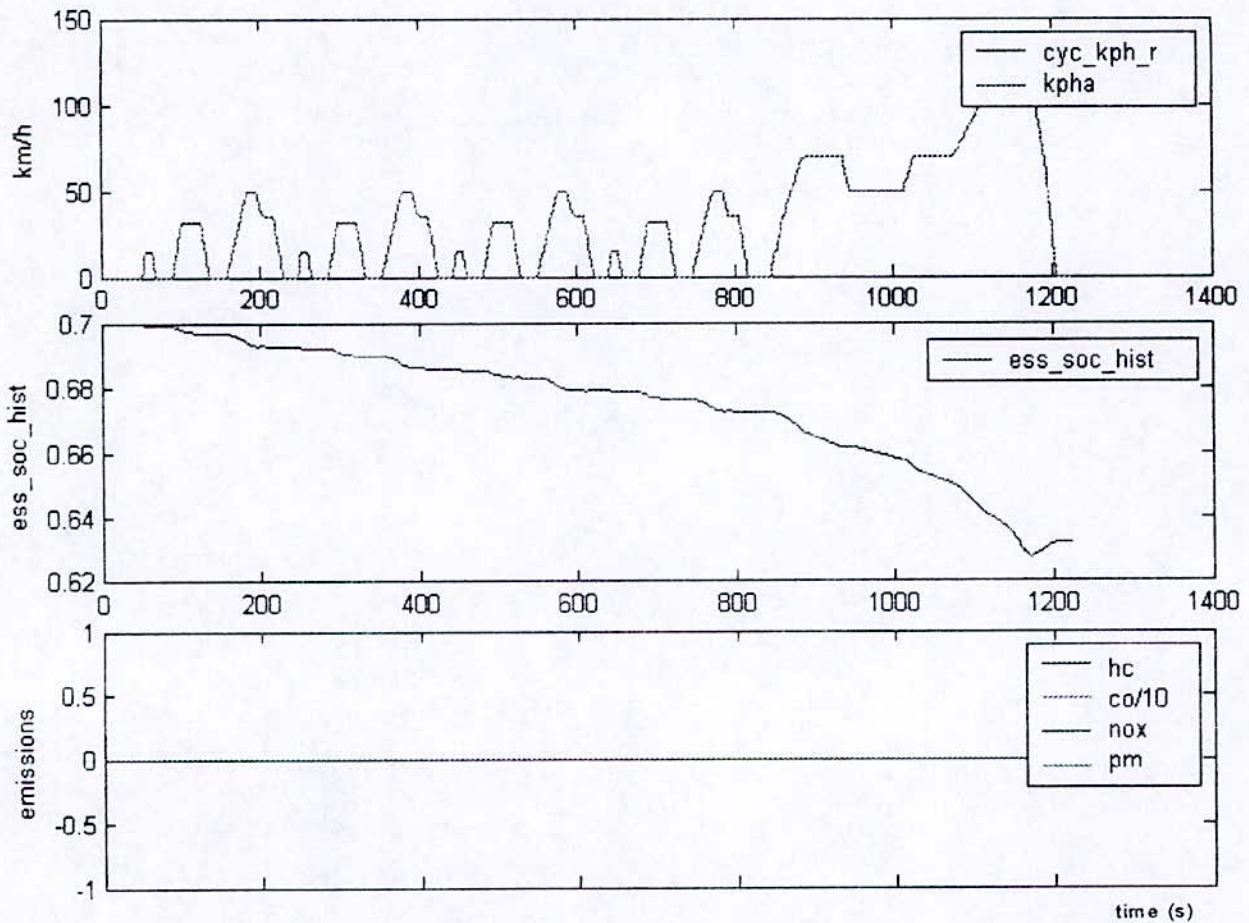


Fig.IV.10.resultats de simulation pour le véhicule hybride en mode électrique



Kpha = km/h

Ess_soc_hist=etat de charge des batteries

Fig.IV.11 . graphe de vitesse du véhicule et de l'état de charge des batteries(2^{ème} cas)

- On remarque épuisement des batteries dans ce cas, de 70% au début du cycle jusqu'à 63% en fin cycle.
- Le véhicule a parcouru le cycle de 10.9 km avec 7% de l'énergie stockée dans les batteries

- Résultats de simulation pour le véhicule conventionnel :

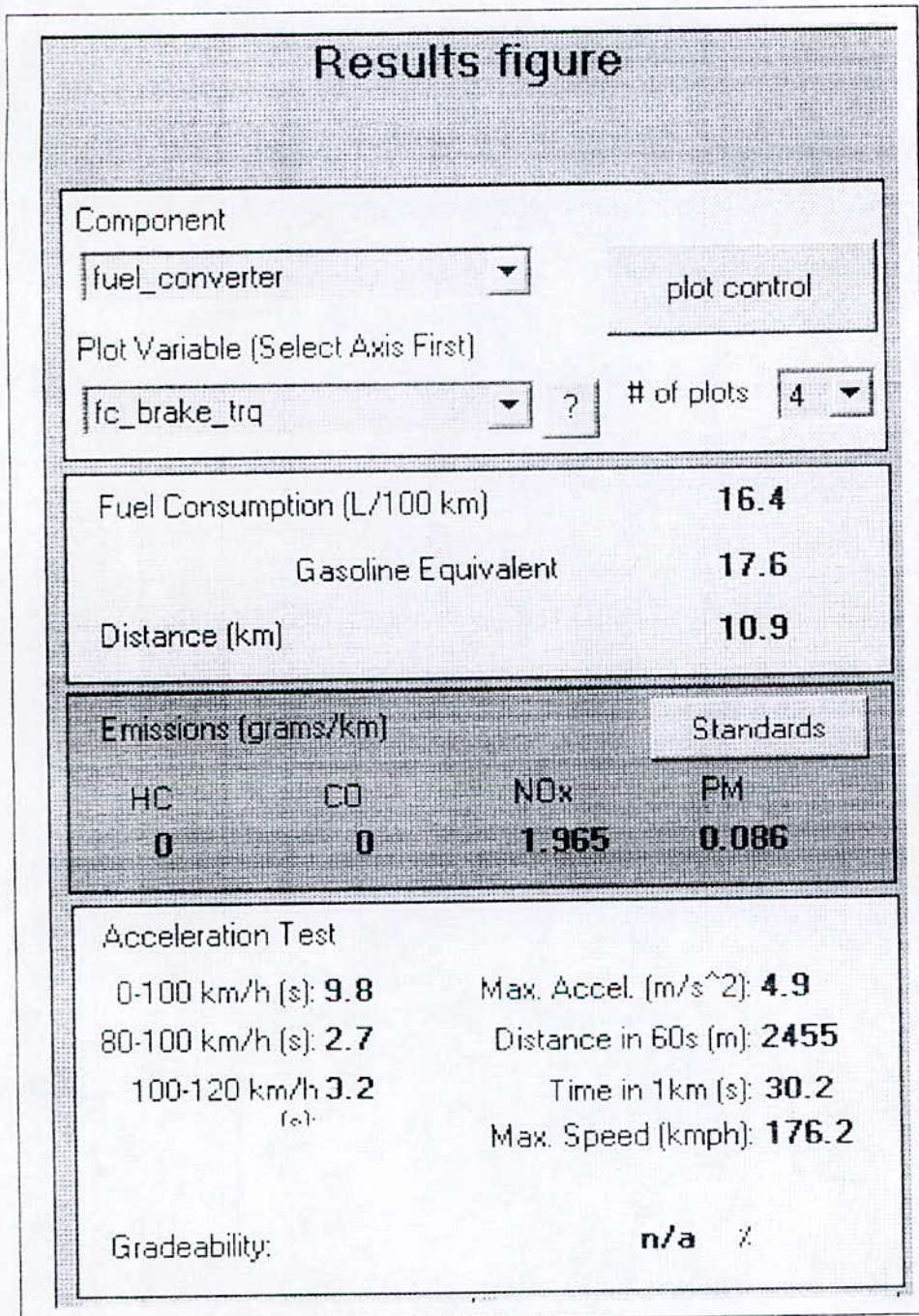
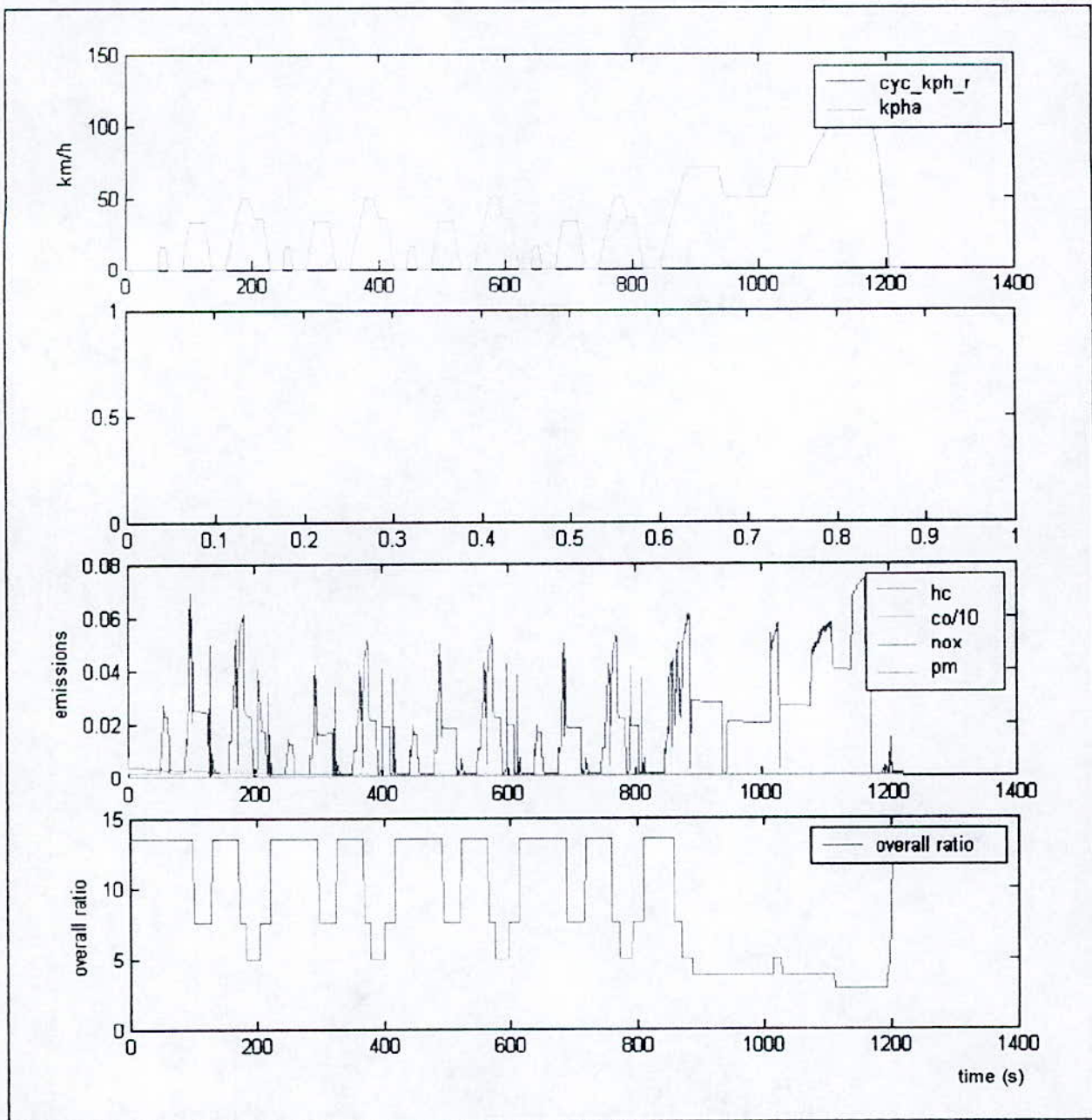


fig. IV.12. Résultats de simulation pour le véhicule conventionnel



FigIV.13 . graphe de vitesse et des émissions et de la richesse pour le véhicule conventionnel

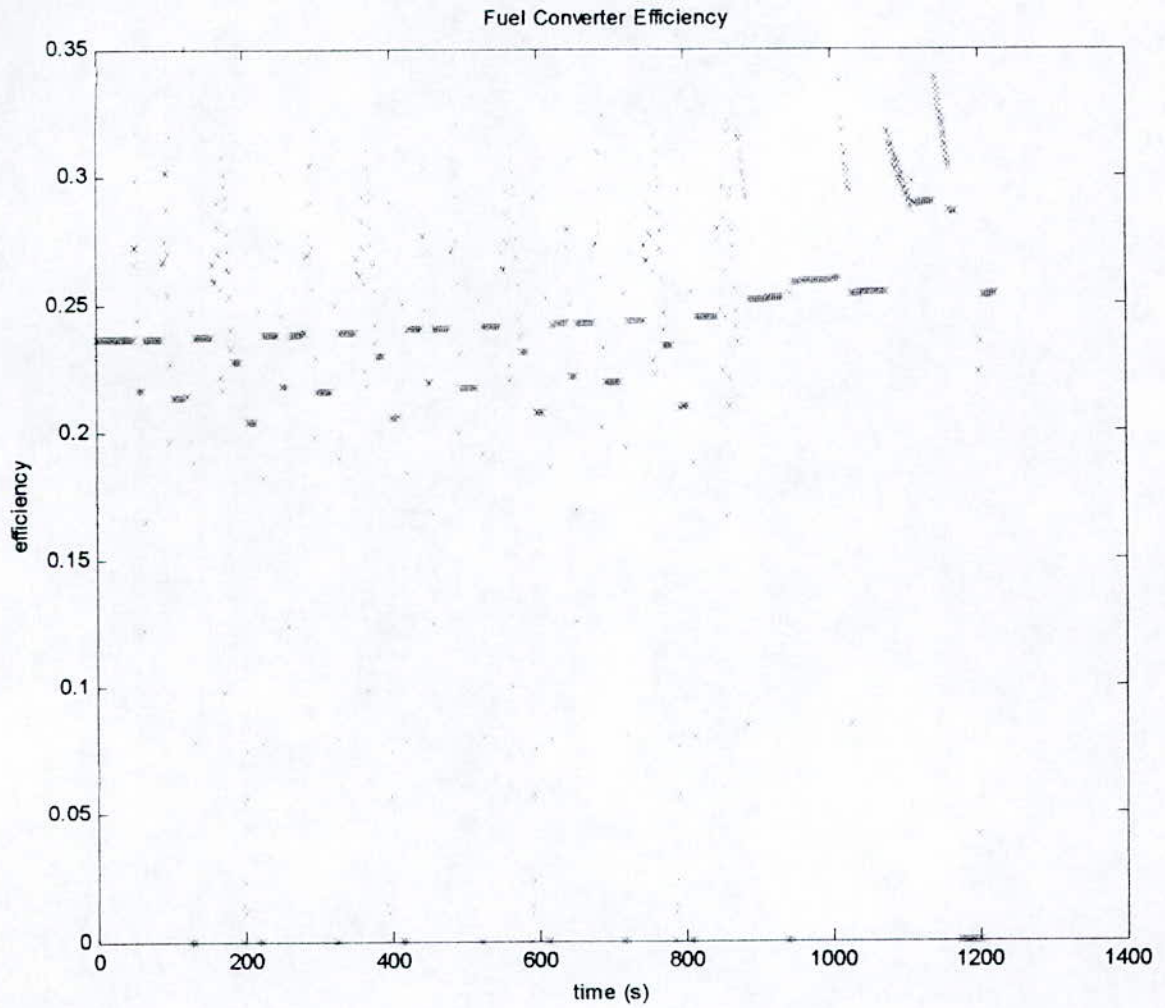


Fig.IV.14. Graphe du rendement du moteur pour le véhicule conventionnel

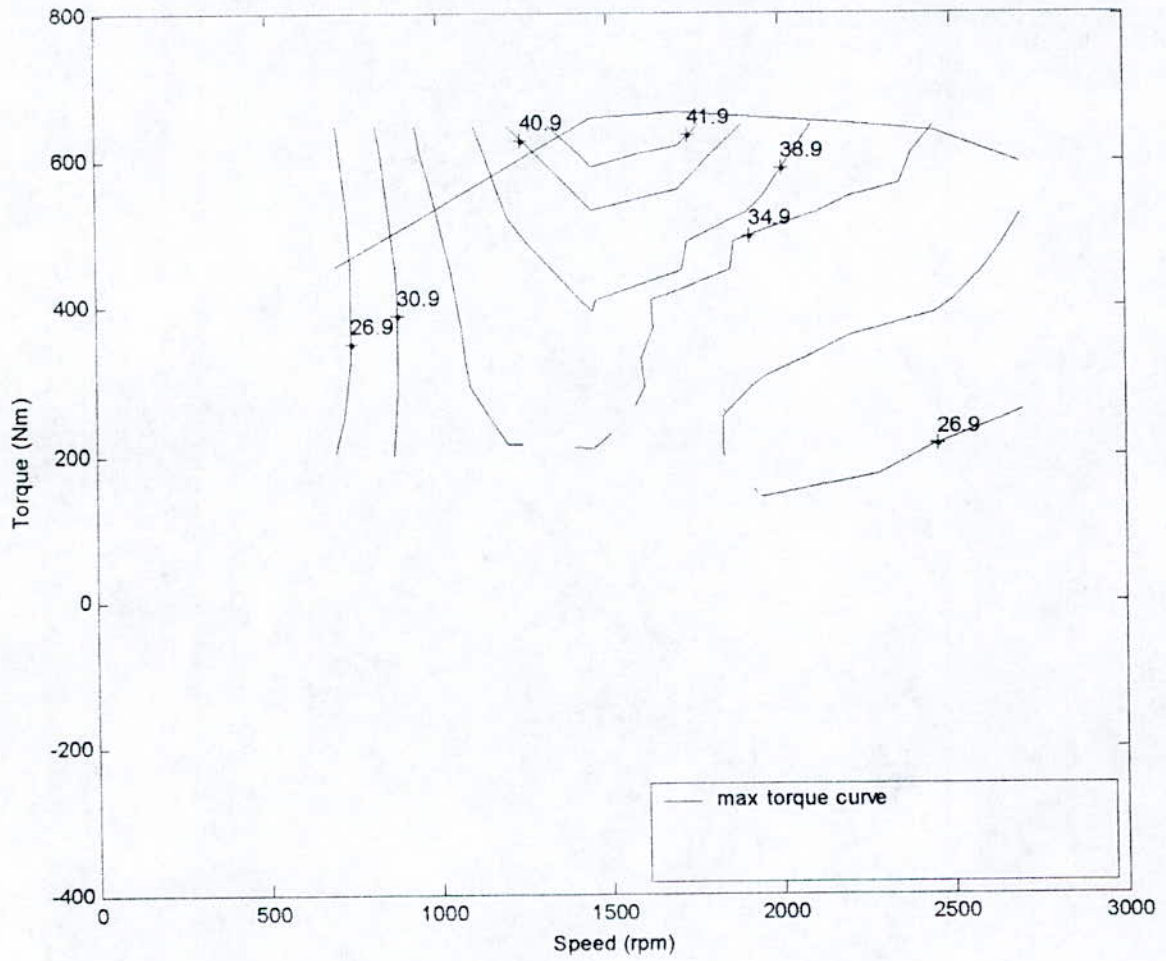


Fig.IV.15. Graphe du couple pour le véhicule conventionnel.

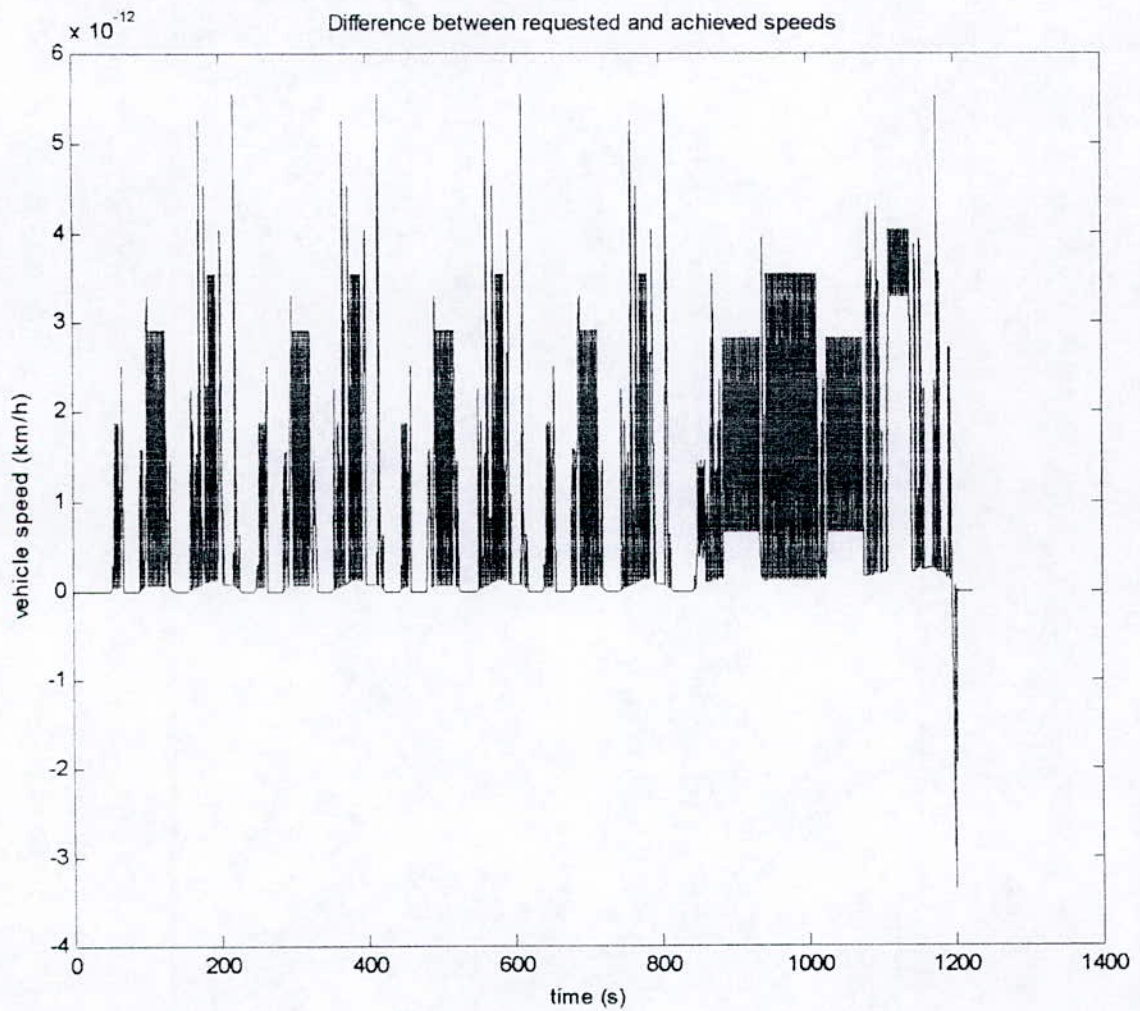


Fig.IV.16. Différence entre les vitesses demandées par le cycle et celles obtenues par la simulation (pour le véhicule conventionnel)

VI.4. Comparaison entre le turbomoteur et le moteur alternatif :

VI.4.1- Comportement routier :

D'après les graphes du cycle de parcours et les accélérations enregistrées dans les résultats de simulation, on peut dire que le véhicule avec turbine à gaz ne manque pas de souplesse et de dynamisme par rapport au moteur à piston, cela est dû en premier lieu à l'hybridation électrique du véhicule, qui démontre son aptitude à répondre au besoin d'un cycle à plusieurs arrêts et départs en fonctionnement totalement électrique (avec arrêt de la turbine), ce qui est sollicité pour les bus, et les véhicules de service et utilitaires.

En fait, les turbines à gaz fonctionnent sur une plage de variation de régime de rotation restreinte, avec une variation par conséquent limitée de la puissance motrice développée. Par contre les moteurs à piston s'avèrent généralement aptes à couvrir une plage de fonctionnement en régime de rotation, et en charge très étendue ; le régime du véhicule peut varier rapidement, la puissance développée peut être nulle et même négative (frein moteur) [8]. Cet handicap des turbines est résolu, ou si on peut dire évité grâce à l'hybridation du véhicule ; le moteur électrique répond parfaitement aux variations de régime.

VI.4.2. Les rendements :

Le rendement maximal qu'on a obtenu avec la turbine à gaz (0.395) est légèrement inférieur à celui du moteur diesel (0.41).

Dans les moteurs alternatifs, les différentes phases de l'évolution du fluide (compression, combustion, détente et échappement) se font de façon discontinue dans un seul organe, le cylindre, alors que, dans un turbomoteur, elles ont lieu de manière continue dans des organes distincts.

Il en résulte, la turbine d'un tel appareil est en permanence soumise à la température maximale du cycle alors que, dans un cylindre de moteur alternatif, les parois prennent une température moyenne ; de ce fait, la température maximale admissible de fin de combustion est très inférieure pour le turbomoteur à celle du moteur

alternatif : de l'ordre de 1 300 K dans un cas contre 2 500 K dans l'autre, ce qui entraîne une pénalisation sur le rendement des turbomoteurs.

Mais d'autres pertes (frottements mécaniques et surtout pertes thermiques dues au refroidissement du moteur) affectent beaucoup plus le moteur alternatif et viennent ainsi rétablir un certain équilibre entre les différents types d'appareils.[8] En pratique, les rendements thermiques réels des turbomoteurs et des moteurs à allumage commandé (cycle Beau de Rochas) sont très comparables ; par contre, les rendements des cycles diesels restent supérieurs à ceux d'un turbomoteur.

VI.4.3. Puissance spécifique :

Quant aux puissances spécifiques, puissances rapportées par définition à une masse donnée de fluide actif, si celles des cycles diesels et Beau de Rochas sont sensiblement égales, elles dépassent nettement celles des turbomoteurs qui mettent en œuvre, à puissance égale, un débit de fluide de 4 à 5 fois supérieur à celui du moteur alternatif.

Du point de vue de l'installation, les turbomoteurs possèdent des avantages sur les moteurs alternatifs. Leur fonctionnement continu et la possibilité de grandes vitesses d'écoulements d'air compensent largement le handicap d'une puissance spécifique moindre, et conduisent finalement à un encombrement et à une masse beaucoup plus faibles pour une même puissance installée. [12]

VI.4.4. Le refroidissement et la lubrification :

La consommation d'eau de refroidissement et d'huile de lubrification est en général nulle et dans tous les cas très faible pour la turbine à gaz ; pas de pistons ou de parois des cylindres à lubrifier et refroidir et la température est contrôlé par l'écoulement d'air. [8]

VI.4.5. Vibration et sonorisation :

Leur mouvement rotatif assure un niveau général de vibrations très bas pour la turbine à gaz. De même, l'insonorisation des turbomoteurs s'avère moins difficile à réaliser du fait de l'absence de basses fréquences acoustiques.

L'alternativité du fonctionnement des moteurs à CI engendre des sollicitations (forces et couples dus au mouvement des pistons et à la pression des gaz) dont la fréquence fondamentale, déterminée par le produit (nombre de cylindres x régime de rotation), est relativement faible, alors que les turbines sont douées d'un fonctionnement théoriquement équilibré auquel se superposent des sollicitations d'origine essentiellement aérodynamique (astationnarité des écoulements créés par les ailettes) de faibles amplitude, à fréquence très élevée. Les effets de ces sollicitations sont plus facilement atténués que ceux des sollicitations qui agissent sur les moteurs alternatifs pour lesquels l'atténuation (acoustique et vibratoire) des plus basses fréquences constitue un problème difficile à résoudre. [8]

VI.4.6. Le démarrage :

Le démarrage et la mise en action de la turbine à gaz ne posent pas de difficulté importante. Cependant, le moteur doit être lancé à un régime élevé (jusqu'à 50 % du régime nominal) [8] ; sa faible inertie thermique favorise la mise en action. Le démarrage du moteur volumétrique est plus délicat, surtout à basse température ambiante (limite sans artifice additionnel de l'ordre de -25°C pour le moteur à allumage commandé et -5°C pour le moteur Diesel).

L'accroissement des frottements dû à la viscosité élevée du lubrifiant, joint à la forte variabilité du couple d'entraînement due à la pression des gaz (surtout en Diesel) réclament un état correct de la batterie électrique, du démarreur, du moteur (étanchéité des cylindres en particulier) et de ses réglages (carburation et allumage ou injection). Au cours de leur mise en action (qui se compte en minutes pour un moteur automobile), il convient d'accroître progressivement la puissance utilisée pour assurer une lubrification convenable du contact piston-cylindre. [8]

VI.4.7. La carburation :

Concernant la carburation, les turbomoteurs acceptent, sans restriction, une très grande variété de combustibles liquides et gazeux, ce qui n'est pas le cas des moteurs alternatifs.

VI.4.7. Les émissions polluantes :

A noter une bien moindre émission de polluants atmosphériques en faveur de la turbine à gaz. En particulier, pour les oxydes d'azote NOx, la turbine répond à toutes les réglementations actuellement en vigueur avec un taux de l'ordre de 75ppmV (en volume), à comparer aux valeurs des diesels, souvent supérieures à 500ppmV (en volume).[12] Cela est dû à la combustion avec excès d'air dans la chambre de combustion de la turbine à gaz, on note une combustion complète du combustible, et émission presque nulle du monoxyde de carbone. En outre l'hybridation réduit considérablement le taux global des émissions dans le cycle, grâce à la marche en mode « all-electric » ; avec arrêt de la turbine, dans ce cas le véhicule fonctionne avec zero-emissions.

VI.4.8. Construction et matériaux :

La faible durée de la combustion des moteurs volumétriques (quelques millisecondes pour les moteurs automobiles) autorise l'utilisation de mélanges air-combustibles très énergétiques (dosages voisins du rapport stoechiométrique) qui génèrent une température des gaz élevée (jusqu'à 2 500 K), sans nécessiter la mise en œuvre de matériaux spéciaux ou de technologies coûteuses. [12]

Ce n'est pas actuellement le cas des turbines à gaz, pour lesquels la recherche de performances spécifiques élevées (puissance spécifique et rendement) impose l'utilisation des matériaux les plus performants et de techniques de fabrication difficilement envisageables dans une production de masse.

VI.4.9. Maintenance :

Sous l'aspect de la maintenance, leur grande fiabilité et des dépenses d'entretien très réduites mettent les turbomoteurs en bonne place par rapport aux moteurs diesels. Par contre, si les temps d'utilisation entre révisions deviennent comparables à ceux des diesels, les coûts des révisions générales restent encore élevés.[8]

En fin, un résumé de la comparaison est établi dans le tableau suivant :

Objet	Moteurs alternatifs	Turbine à gaz
Structure générale	<ul style="list-style-type: none"> • Fonctions intégrées * • Fonctionnement astationnaire 	<ul style="list-style-type: none"> • Fonctions séparées • Fonctionnement stationnaire
Combustion	<ul style="list-style-type: none"> • Compromis rendement-pollution délicat • Grande sensibilité au carburant • Température élevée (combustion courte) 	<ul style="list-style-type: none"> • Plus tolérant vis-à-vis du carburant • Température moyenne
Performance spécifiques	<ul style="list-style-type: none"> • Moyennes mais accrues avec la suralimentation 	<ul style="list-style-type: none"> • Bonnes
Pertes mécaniques	<ul style="list-style-type: none"> • Sensibles (jusqu'à 20% de la puissance maximale) 	<ul style="list-style-type: none"> • Faibles
Pertes thermiques (par les parois)	<ul style="list-style-type: none"> • Sensibles (jusqu'à 65% de la puissance) 	<ul style="list-style-type: none"> • Faibles
Pertes par irréversibilités	<ul style="list-style-type: none"> • faibles 	<ul style="list-style-type: none"> • sensibles
Confort acoustique et vibration	<ul style="list-style-type: none"> • Pénalisé par le fonctionnement astationnaire 	<ul style="list-style-type: none"> • bon
Démarrage à froid	<ul style="list-style-type: none"> • Délicat pour les moteur diesel 	<ul style="list-style-type: none"> • Pas de problème
Mise en action	<ul style="list-style-type: none"> • assez rapide 	<ul style="list-style-type: none"> • courte
Aptitude au variation de charge	<ul style="list-style-type: none"> • Très bonne 	<ul style="list-style-type: none"> • Bonne
Coût de fabrication	<ul style="list-style-type: none"> • maîtrisé 	<ul style="list-style-type: none"> • élevé
* fonctions signifie compression, combustion, détente, admission.		

Tableau VI.3 Comparaison succincte entre les turbomoteurs et les moteurs alternatifs.



CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Ce travail nous a permis de voir les perspectives des applications de la turbine à gaz dans la propulsion terrestre, et de voir ses chances à trouver réalisation à grande échelle dans l'avenir. Le résultat que nous pouvons tirer en terme de ce travail, est que les rendements prometteurs obtenus dans ce type de motorisation sont en relation directe avec la température maximale du cycle. Or les températures maximales auxquelles résistent les meilleurs aciers alliés utilisés dans la fabrication de ce type de moteurs ne sont pas assez élevées, l'augmentation de cette température impose l'utilisation des matériaux les plus performants, et de technologies de fabrication coûteuses difficilement envisageables dans une production en masse, ce qui rend le duel en faveur de la motorisation classique, dont les constructeurs ont déjà développé des processus pour la maîtrise du coût de fabrication en grande série.

Actuellement, les chercheurs font porter leurs efforts sur l'emploi de matériaux céramique autorisant des températures d'utilisation très élevées. De l'issue de ces recherches dépend l'avenir des applications automobiles de la turbine à gaz.

On peut conclure aussi que la turbine à gaz voit ses chances à voir son application augmenter, si elle sera alliée avec la traction électrique ; ses réflexes envers les variations de régimes insatisfaisantes, nous ont poussé à solliciter une hybridation électrique.

Suite à ce travail, on propose dans l'avenir une étude toujours dans un cadre comparatif entre l'hybridation en série et en parallèle, en utilisant le simulateur ADVISOR, puisque il est bien adapté à ce genre d'étude.

Bibliographie :

- [1] Max GUIRAUD et Joël SILET « Turbine à gaz aéronautiques et terrestres», technique de l'ingénieur, B 4410.France.
- [2] R.LEGENDRE, «Domaine divers d'emploi des turbine à gaz », Institut Français de Pétrole, France .
- [3] www.turbinecar.com/turbook/
- [4] Jaune CORTOISE « La voiture électrique », ANFA , Edition 1997. France.
- [5] Christian ANDERSON « Observations on électrique hybrid bus design » LUND university , 2001, Sweden
- [6] Malm QUIST , « Analysis of a gas turbine driven hybrid drive system for heavy vehicules,ph.D.thesis, Institut of Technologie ,1999 , Sweden.
- [7] Kimura ,A,ABE ,T.SASAKI , “Drive force control control of a parallel – series hybrid system” ,1999, Japan.
- [8] Michel GRATADOUR ,« Moteurs thermique » , technique de l'ingénieur, B 2500, France .
- [9] Jaun-claud GUIBET , « Les carburants et la combustion », technique de l'ingénieur, B 2520, France .
- [10] www.ctts.nrel.gov/analysis/advisor/
- [11] Wipke. K, Markel. k “Optimisation techniques for hybrid electric vehicle analysis using ADVISOR», American Society of Mechanical Engineering(ASME), NEW YORK ,2001, USA
- [12] Andrew JONES«The design of a low-powered gas turbine engine », Thesis , Juin 1992, MIT, USA.



ANNEXE

Acceleration Test Advanced Options

Test Conditions

Basic Parameters	Units	Value
<input checked="" type="checkbox"/> Shift Delay	s	0.2

Enable/Disable Systems

All Systems Enabled

Energy Storage Disabled

Fuel Converter Disabled

<input checked="" type="checkbox"/> Initial SOC	--	0.65
---	----	------

Mass Parameters

<input checked="" type="radio"/> Use Current Mass	kg	1350
<input type="radio"/> Override Vehicle Mass	kg	1350
<input type="radio"/> Add to Current Mass	kg	0

Test Results

Parameter	Initial Speed	Final Speed	Units
<input checked="" type="checkbox"/> Accel time #1	0	to 100	km/h
<input checked="" type="checkbox"/> Accel time #2	80	to 100	km/h
<input checked="" type="checkbox"/> Accel time #3	100	to 120	km/h

	Value	Units
<input checked="" type="checkbox"/> Distance in ...	60	s
<input checked="" type="checkbox"/> Time in ...	1	km

Max accel rate

Max speed

OK Cancel Help Defaults Load PNGV

Fig.A.01. fenêtre de control des paramètres du test d'accélération

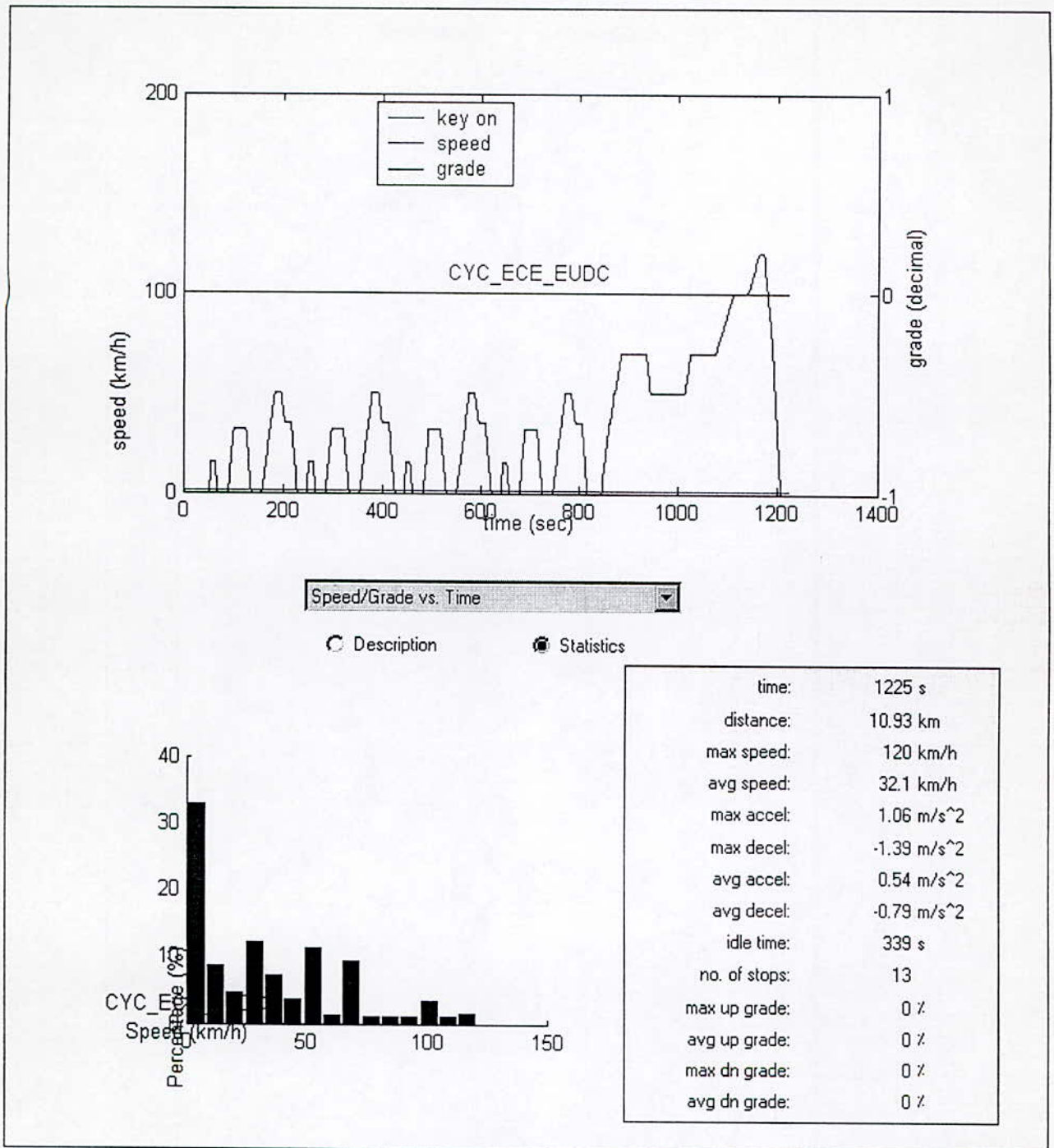


FIG.A.02. Caractéristiques du cycle de simulation