الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministre de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique

Médéa University

Université YAHIA FARES de Médéa

Faculté des Sciences et de Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Energétique et Thermique des Systèmes

Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master

ETUDE ENERGETIQUE D'UN SYSTEME DE PROPULSION A SIMPLE FLIX.

ETUDE PARAMETRIQUE ET DIMENTIONNEMENT

Présenté par :

- Mr. HANNANE MOHAMED
- Mr. YSBAA HOUDHIFA

Proposé et dirigé par :

* Dr. ALLICHE MOUNIR.

2016/2017

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer mes profonds remerciements à mon promoteur Mr.Alliche de m'avoir donne la possibilité d'effectuer cette thèse et qui m'a apporté son soutien nécessaire à faire ce travail.

Je tiens à remercier tous les professeurs de ma promotion. Merci à messieurs les membres de jury pour avoir acceptés D'être les examinateurs de ma thèse.

Merci à monsieur le président de jury qui m'a fait l'honneur De présider mon jury.

Merci à tous ceux qui ont participé de prés ou de loin pour Elaborer ce travail.

Merci à tous mes amis ainsi qu'à tous les étudiants de cette promotion.

HANNANE MOHAMED

Les spécialistes de l'aviation ne cessent de développer leur domaine après le premier événement qui a eu lieu en 1903, du vol **d'ORVILLE WRIGHT** sur un engin propulsé par un moteur à quatre cylindres, et cela par accroissement de la vitesse de l'avion et améliorant le rendement propulsif.Cependant l'acquisition de grandes vitesses, surtout par l'aviation militaire, demeure de plus en plus considérable.Ainsi, pour permettre une lutte efficace contre les bombardiers modernes, les constructeurs se conquièrent à réaliser des chasseurs de plus en plus rapides.

L'idée du turboréacteur est née, en 1928 (Frank Whittle), brevetée en1930 ettestée sur banc d'essai enAvril 1937. Parallèlement, un ingénieurallemand, Hans Joachim PABST VON OHAIN, inventait le premierturboréacteur allemand. Son premier réacteur HES 1, comparable à celui del'anglais Whittle, avait tourné au banc en septembre 1937. En 1939, uneversion améliorée, le HES 3B permettait le décollage du premier avion à turboréacteur du monde : le Heinkel He-178.

D'autre part, le rendement propulsif devient de plus en plus élevé pour les turboréacteurs. Il représente une caractéristique qui a été toujours le but de toute étude dans le domaine de l'aviation.

C'est pourquoi, on délaisse ces dernières années les groupes turbopropulseurs ou encore plus particulièrement les motopropulseurs qui se révèlent pratiquement inaptes dans le domaine des avions rapides, et qui sont abandonnés au profit des moteurs à réaction, entre autres le turboréacteur qui permet à l'avion de disposer d'une large gamme de vol.

Les études de performances de ces moteurs sont toujours en cours afin d'optimiser les caractéristiques et aboutir à une meilleure adaptation de fonctionnement. De ce fait, sont apparues de nombreuses versions, en l'occurrence, réacteur simple flux, à double corps avec postcombustion et réacteur à double flux.

Le cas du turboréacteur « mono-flux » et « simple-corps », (Figure 1) représente le cas le plus simple. Un compresseur assure la compression de l'air. Mais pour cela, il faut le lié à un dispositif pour le faire tourner. Sur notre turboréacteur, il est couplé à une turbine. Cette dernière est elle-même entraînée par les gaz chauds qui sortent d'une « chambre de combustion ». Dans cette chambre, l'énergie est fournie par la combustion de kérosène avec l'oxygène de l'air disponible dans l'air absorbé (et comprimé). Une fois

prélevée,l'énergie nécessaire à l'entraînement du compresseur, il reste encore suffisamment d'énergie provenant de la combustion, donc de pression, pour fournir de l'énergie de propulsion requise. La poussée est finalement obtenue au travers d'une « tuyère » destinée à accélérer les gaz sortant de la turbine et dont la section d'éjection est réglée de telle sorte que la poussée soit optimale. Cette section peut être définie une fois pour toutes ou ajustable en vol.

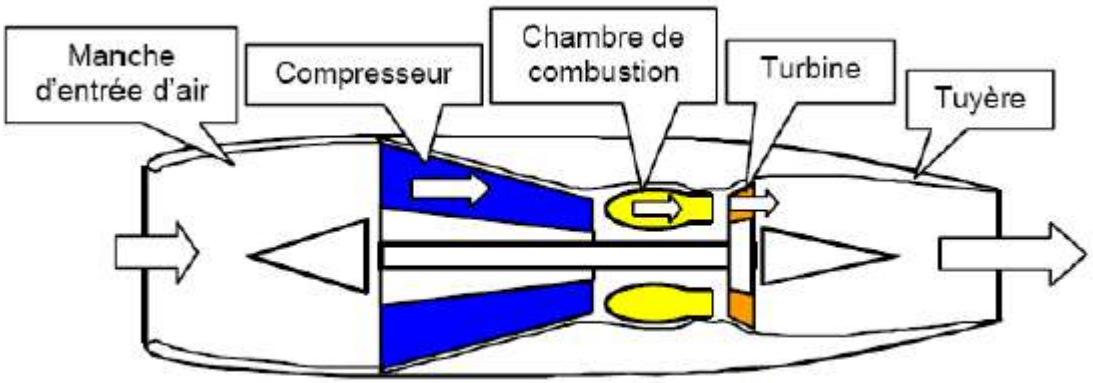


Figure 1: Principaux constituants d'un turboréacteur mono-flux et simple-corps [5]

Dans un turboréacteur à double flux (Figure 2),les gaz éjectés sont en général à des vitesses très élevées. La poussée est également très élevée mais, en contrepartie, une grande partie de l'énergie récupérable est perdue car le rendement est inversement proportionnel à la vitesse d'éjection.

Si on veut utiliser au mieux pour la propulsion l'énergie disponible dans le moteur, la solution consiste à en prélever une partie pour faire fonctionner un ou plusieurs étages supplémentaires de turbine qui elle-même entraînera un compresseur basse-pression. Ce dernier créera donc une poussée supplémentaire en accélérant un flux d'air secondaire (qui ne passera pas par la chambre de combustion) à une vitesse modérée, mais avec un débit significatif.Le schéma ci-dessous en illustre ce principe. Tout comme les turboréacteurs mono-flux, ces derniers peuvent être équipés d'une réchauffe.

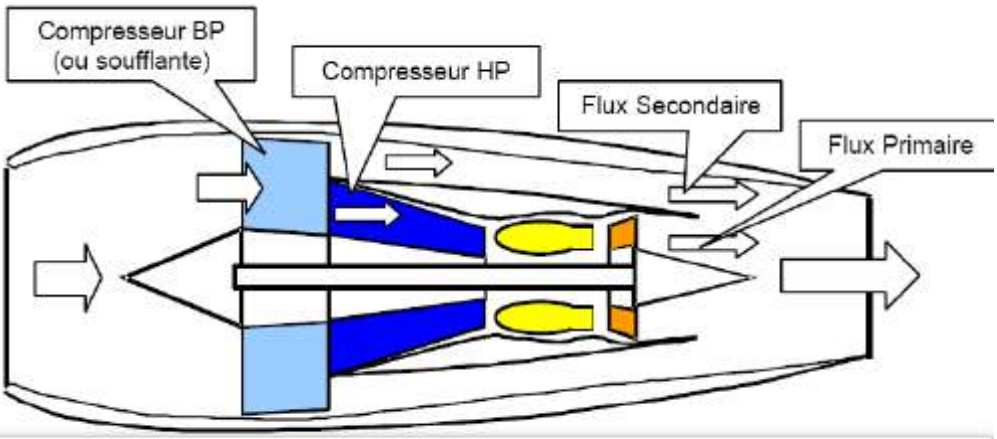


Fig 2:Turboreacteur double flux simple corps [5]

Le turboréacteur étudie dans notre projet est à simple flux.Il est conçu pour une pousse moyenne d'environ**500DAN** au sol et peut être monté sur des avions de bombardiers tels que (FOUGA, ZEPHIR,….).

Notre étude sera basée sur le calcul thermodynamique, cinématique et aérodynamique pour enfin aboutir au dimensionnement des principaux organes du turboréacteur et qui sont :

- Le compresseur.
- La chambre de combustion.
- La turbine à gaz.
- Et la tuyère.

Pour aboutir à des résultats exacts, on a adoptéune méthode de calcul itérativese basant sur les lois de thermodynamique et de dynamique des gaz. Des programmes informatiques en Fortran sont développés pour le calcul de chaque composant du turboréacteur.

CHAPITRE I

ETUDE GENERALE DE TURBOREACTEUR

I.1. INTRODUCTION :

Les premiers turboréacteurs, conçus à partir des prototypes mis au point par Whittle et Von Ohain, sont munis d'un compresseur centrifuge mu par la turbine. Ils ont le mérite de la simplicité, étant donne qu'un seul étage d'aubes réalise la compression et qu'un seul arbre relie la turbine au compresseur.

Mais leur faible longueur s'accompagne d'un fort diamètre nécessaire une bonne compression. L'air atteint en effet sa compression maximale a l'extrémité du compresseur puisque l'est d'autant plus grand que son point d'application est éloigne de l'axe de rotation.

I.2 **PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT (Fig. 1)** :

Le turboréacteur est un appareil utilisé dans la propulsion des avions et dans lequel se transforme l'énergie thermique contenue dans le combustible en énergie cinetique.il comprend, dans l'ordre, en suivant le trajet du fluide, un diffuseur, un compresseur, une chambre de combustion, une turbine a gaz et une tuyère propulsive.

Une partie de la chute du potentiel calorifique est utilise par la turbine pour entrainer le turbocompresseur. Les gaz d'échappement de la turbine s'accélèrent par une deuxième détente dans la tuyère d'éjection et provoquent la poussée.

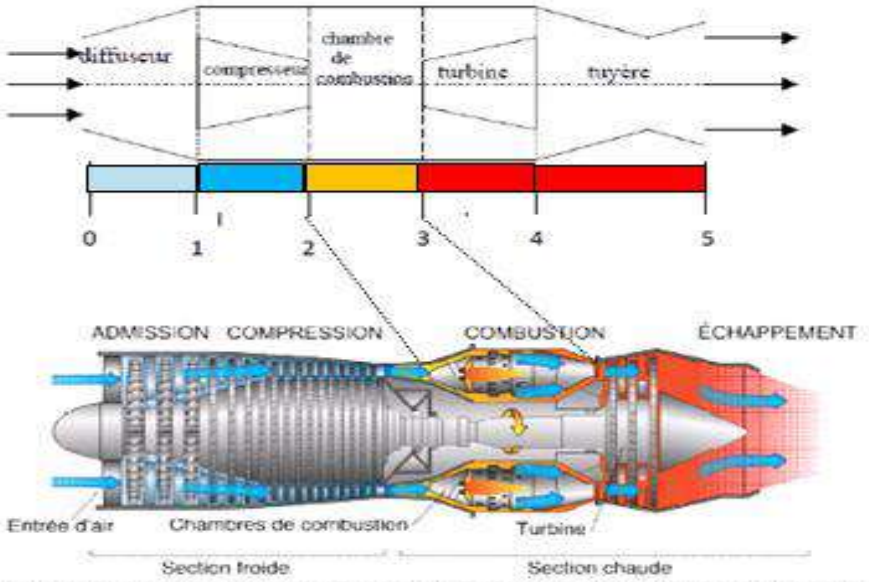


Fig1 schema de decoupage de l'ecoulement le long de l'engin [4]

I.2.1. **COMPRESSION** :

L'air ambiant est aspiré aux conditions de pression P1 et de température T1 par le compresseur et sort comprimé a la de pression P2 et de température T2 pour enfin répondre aux conditions de combustion.

I.2.2. **COMBUSTION** :

Le mélange air-combustible brule dans la chambre de combustion et subit une augmentation de température due à la chaleur de combustion avec une chute minime de pression.

I.2.3. **DETENTE DANS LA TURBINE A GAZ** :

Les gaz brules sortant de la chambre de combustion passent dans la distributeur de la turbine et se détendent en entrainant le rotor de celle-ci que, de sa part, fait actionner le compresseur et d'autres accessoires du turboréacteur.

I.2.4. **DETENTE DANS LA TUYERE** :

Les gaz d'échappement de la turbine sortant à une pression P5, se détendent dans la tuyère qui fait augmenter la vitesse d'éjection des gaz brulés en provoquant la poussée.

I.3 **ETUDE DE LA PROPULSION** :

I.3.1. **Introduction** :

L'action d'un corps sur un autre s'accompagne toujours d'une réaction qui lui est directement opposée et égale d'où le principe de l'égalité de l'action et de la réaction sur lequel repose tous système propulsif. Les avions son propulsés par la force résultant de l'éjection des gaz de combustion a la sortie de l'appareil de propulsion. Cette force de propulsion est appelée « poussée ».

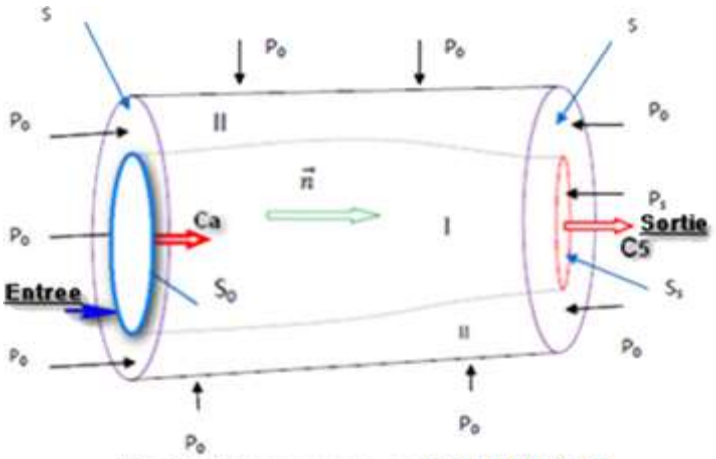


Fig.2: Phonomene de propulsion

I.3.2. **Détermination de la poussée** :

La force de poussée est calculée par la relation qui suit :

Poussée = (Débit massique de gaz éjectés) * (accélération).[Kg/s][m/s2]

F_N : Force nette de poussée.

On peut écrire :

$$F_N = F_P + (P_a * A_a) - (P_5 * A_5) = m * (C_5 - C_a) \quad (1)$$

$$F_P = m * (C_5 - C_a) + (P_5 * A_5) - (P_a * A_a) \quad (2)$$

On suppose que :

L'écoulement est subsonique. $P_1 = P_a$

On peut donc écrire des équations (1) et (2) :

$$F_N = F_P + P_a (A_5 - A_a)$$

$$F_N = m * (C_5 - C_a) + P_5 * A_5 - P_a * A_a + P_a * A_a - P_a A_5$$

$$F_N = m * (C_5 - C_a) + A_5 (P_5 - P_a)$$

Si la dilatation dans la tuyère est complète. (P5= Pa) on obtient.

$$F_N = m * (C_5 - C_a)$$

I.3.3. **Paramètres influant sur la poussée** :

Avant d'entamer l'influence de certain paramètre sur la poussée, il est important d'avoir une idée sur l'influence de l'altitude sur, certain paramètres tel que la température et la pression (selon le modèle de l'atmosphère standard OACI)

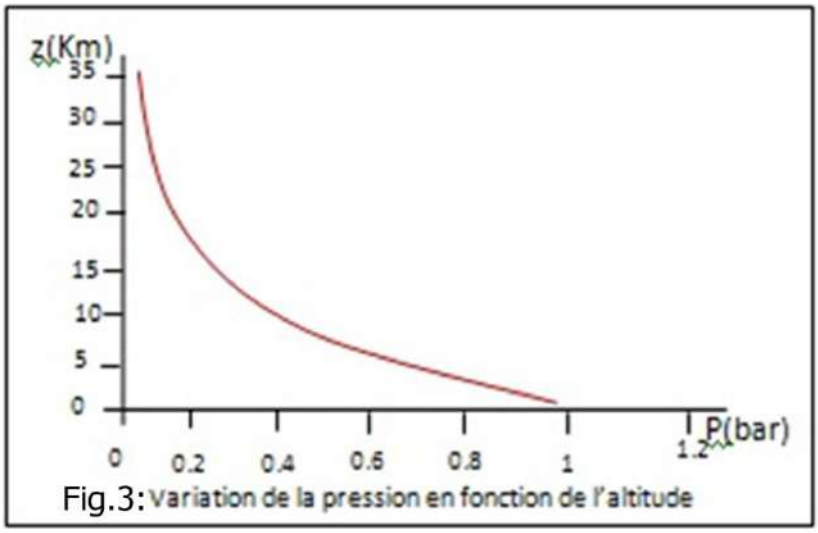


Fig.3: Variation de la pression en fonction de l'altitude

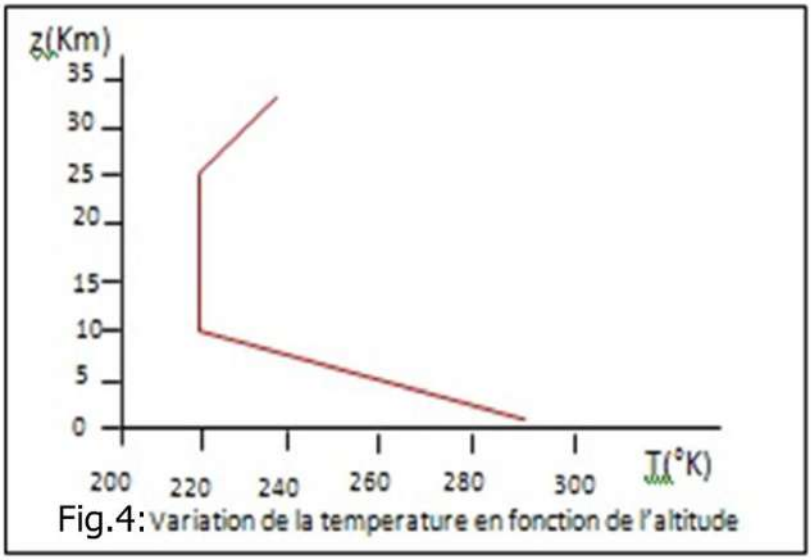


Fig.4: Variation de la temperature en fonction de l'altitude

a- **<u>Influence de la vitesse d'éjection des gaz</u>** :

A un régime élevé, la vitesse du jet approche de celle du son et, puisqu'elle dépend de la température et de la pression des gaz a la sortie de la buse, devient presque constante.

On peut écrire : $C5= (\gamma RT_5)^{1/2}$

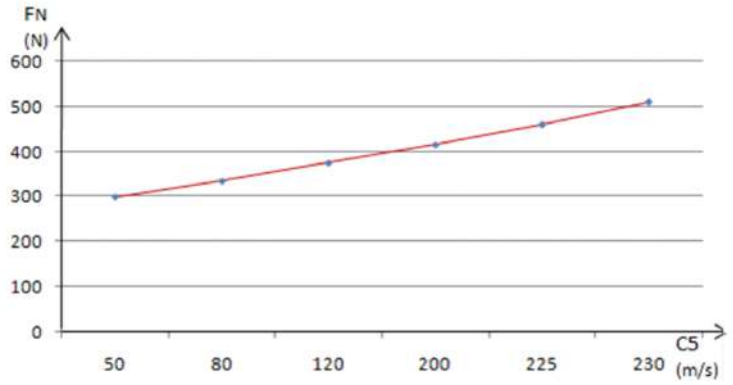


Fig.5: Variation de la poussée en fonction de la vitesse d'ejection

b- **<u>Influence de l'air a l'entrée</u>** :

$$F_N = m * (C_5 - C_a) + A_5(P_5 - P_a)$$

D'après la relation qui lie F_N et Ca on peut dire que la poussée est inversement proportionnelle a la vitesse de l'air a l'entrée. (Plus C_a ↗, F_N ↘)

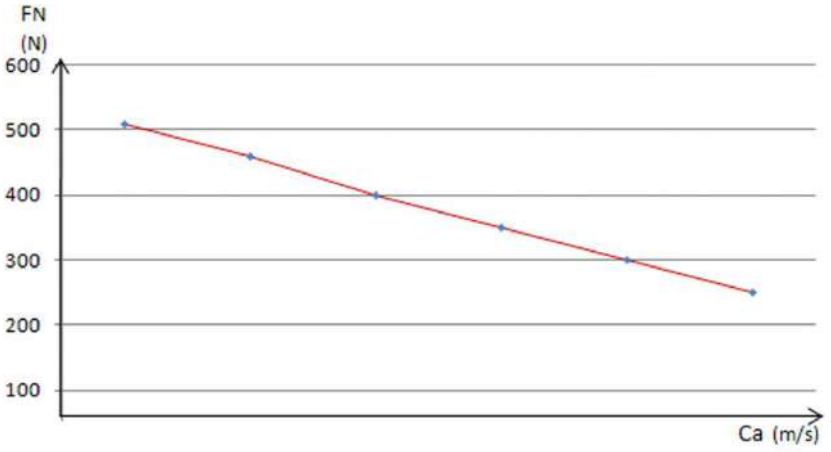


Fig.6: Variation de la poussée en fonction la vitesse d'entrée de l'air

c- **Influence du débit** :

Lorsque la température augmente, la densité diminue et le débit massique (m) diminue, donc la poussée F_N diminue aussi.

Lorsque la pression augmente, la densité augmente et le débit massique (ṁ) augmente, donc la poussée F_N augmente aussi.

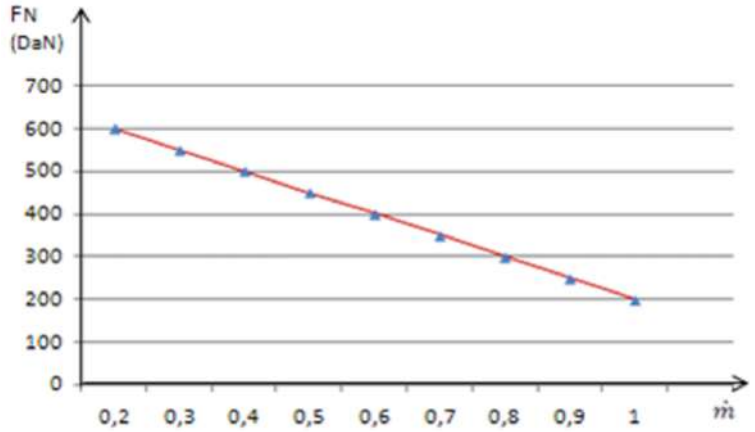


Fig.7: Variation de la poussée en fonction du debit

d- **Influence de l'altitude** :

Lorsque l'altitude H augmente, la pression atmosphérique diminue, la densité (ρ) diminue donc F_N diminue.

Lorsque l'altitude H augmente, la température T diminue densité (ρ) augmente, donc F_N augmente.

Cependant, la pression diminue beaucoup plus vite que la température, donc FN diminue.

Après une certaine altitude, la température T reste constante, et donc FN ne dépend que de la pression P.

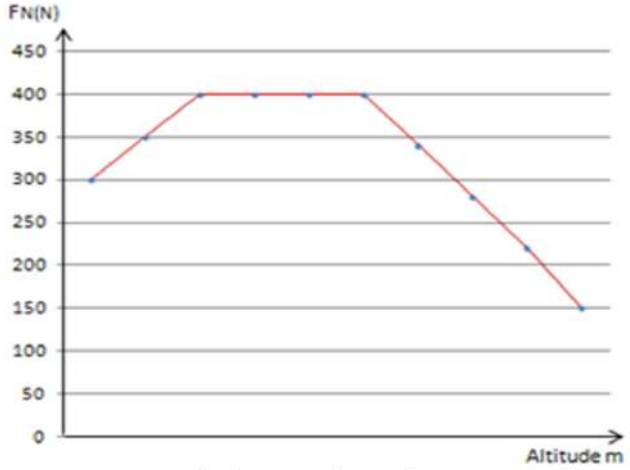


Fig.8: Variation de la poussée en fonction de l'alttitude

I.4. Calcul du turboréacteur :

I.4.1. But :

Le but de ce calcul est la détermination du débit nécessaire pour une poussée imposée (FN = $500^{\pm 30}$daN)

I.4.2. Cycle thermodynamique. (Voir fig.9) :

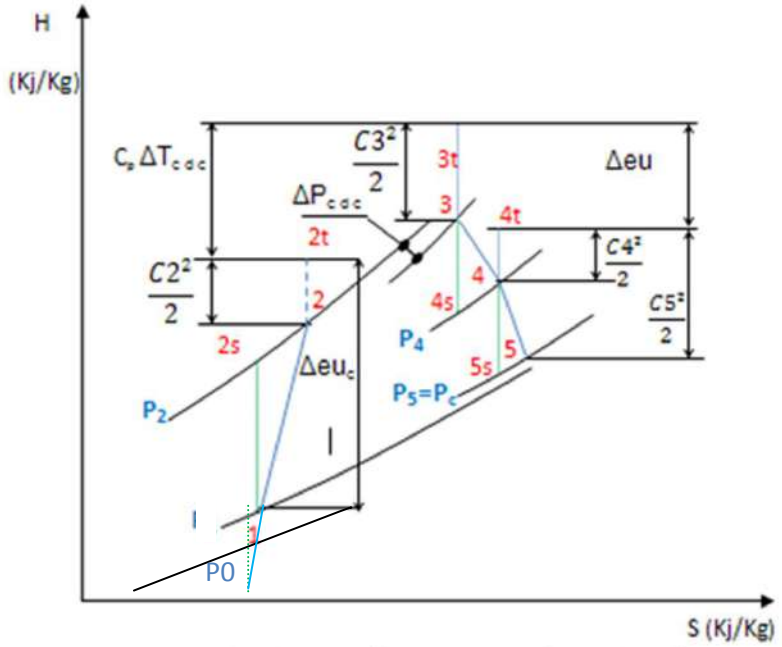


Fig.9: Cycle thermodynamique du Turboréacteur

0→1s (diffuseur) : Augmentation de pression de P_0 à P_1 dans le diffuseur supposée sans pertes.

0→1 (diffuseur) : Augmentation de pression de P_0 à P_1 dans le diffuseur avec pertes.

1→2s (compresseur) : compression isentropique de l'air dans le compresseur.

1→ 2 compression réelle de l'air dans le compresseur.

2→3 (chambre de combustion) : combustion isobare dans la chambre de combustion.

3→4s (turbine) : détente isentropique du gaz dans la turbine (conversion de l'énergie Calorifique en énergie mécanique pour entraîner le compresseur.

3→4: détente réelle du gaz dans la turbine.

4→5 : (tuyère) : 2eme phase de détente (isentropique) dans la tuyère (conversion de L'énergie de pression en énergie cinétique ou poussée).

I.4.3. **Analyse du cycle thermodynamique** :

Pour analyser le cycle thermodynamique on suppose que ; les rendements isentropiques sont :

Pour le compresseur η_{isc} =0,80

Pour la turbine η_{ist} =0,96

Pour la tuyère η_{ity} =0,96

Le rendement de la chambre de combustion : η_{cac} =0,99

La chute de pression dans la chambre de combustion : δp_{cac} = 0,002 mPa

Le rendement mécanique : η_m =0,99

La vitesse absolue à l'entrée du compresseur : C_1 =100 m/s

La vitesse absolue à la sortie du compresseur : C_2=100 m/s

La vitesse absolue à l'entrée de la turbine : C2=100 m/s

Le pouvoir calorifique inferieur pour le kérosène : P_{ci} =41900 kJ/kg

La masse d'air nécessaire pour la combustion complète de 1kg

De combustible : $\varepsilon = (\dot{m}_a/\dot{m}_c)_{\lambda=1}$ =14,68

I.4.3.1. **Calcul thermodynamique du compresseur** :

- **conditions totales à l'entrée** :

$T_{1t} = T_{at}$ = 293 °K

$P_{1t} = P_{at}$ = 0.1 MP_a

Conditions totales de sortie :

$P_{2t} = \tau_c * P_{1t}$; $\tau_c = 4$

$$T_{2t} = T_{1t} * (\tau_c\ (\gamma\text{-}1)\ /(\ \gamma)\text{-}1) * \eta_{ic} * T_{1t} \qquad (1.1)$$

AN : P_{2t} = 0.4 MP_a

T_{2t} = 471 °K

- **détermination de la chaleur spécifique c_p** :

Remarque :

Pour les gaz réels les valeurs de cp et cv varient légèrement, en particulier pour les basses températures. Donc pour certains intervalles de température on peut les admettre invariables. pour l'air et à basses températures on a : (D'après le diagramme fig. : 4) P12

$C_V = 0.716 \pm 1\ \%$ KJ/Kg°K

$C_P = 0.716 + 0.287 \pm 1\ \%$ KJ/Kg°K

$C_P = 1.004$ KJ/Kg°K

- **travail du compresseur** :

$$W_c = C_P * (T_{2t} - T_{1t})$$

A.N : $W_c = 178.712$ KJ/Kg

Conditions statiques à l'entrée, et à la sortie :

$T_1 = T_{1t} - C_1^2 / (2 - C_P)$

$T_2 = T_{2t} - C_2^2 / (2 - C_P)$

A.N : $T_1 = 288.01$ °K ; $T_2 = 466.02$ °K

I.4.3.2. **Calcul de la chambre de combustion** :

Paramètres d'entrée : (les mêmes que ceux de sortie du compresseur)

$T_2 = 466.02$ °K

$T_{2t} = 471.00$ °K

$P_{2t} = 0.40\ MP_a$

Paramètres de sortie : (les mêmes que ceux d'entrée de la turbine)

$T_3 = 1173$ °K

$P_{3t} = P_{2t} - \Delta P_{càc} = 0.398\ MP_a$

$T_3 = T_{3t} \pm C_3^2 / \left(2 - C_{P_g}\right)$ qui sera évalué par la suite

I.4.3.3. Calcul de la turbine :

On choisir les paramètres de la fumée pour $(\lambda = 3)$ et on calcul c_P entre les températures 1200 et 1000 k. d'après diagramme fig : 4, on évalue $C_{P\,(\lambda,T)}$ et $\gamma_{(\lambda,T)}$

$$\begin{cases} C_{P\,(3,1200)} = 1.23 \\ C_{P\,(3,1200)} = 1.19 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \gamma_{(3,1000)} = 1.31 \\ \gamma_{(3,1000)} = 1.34 \end{cases}$$

A.N : $\bar{C}_p = 1.21$ KJ/Kg °K ; $\bar{\gamma} = 1.325$

Conditions totales à l'entré :

$$T_3 = T_{3t} + C_3^2 / (2 * \bar{C}_P)$$

A.N : $T_{3t} = 1177.13$ °K ; $P_{3t} = 0.398$ MP_a

Conditions totales à la sortie :

$$T_{4t} = T_{3t} - (C_P/\bar{C}_P) * (T_{2t} - T_{1t})/\eta_m \qquad (1.2)$$

$$T_{4ts} = T_{3t} - (T_{3t}/T_{4t}) /\eta_{ist} \qquad (1.3)$$

$$P_{4t} = P_{3t} * (T_{4ts}/T_{3ts})^{\gamma/(\gamma-1)}$$

A.N : $T_{4t} = 1027.94$ °K ; $T_{4ts} = 1021.73$ °K ; $P_{4t} = 0.2219$ MP_a

I.4.3.4. Calcul de la tuyère :

Pour la tuyère on choisit $\bar{C}_p$ et $\bar{\gamma}$ entre les températures 1050 et 850 °k. d'après le diagramme (fig. 4), on trouve :

$\bar{C}_p = 1.155$ KJ/Kg °K et $\bar{\gamma} = 1.333$

Remarque :

Pour les gaz dérivés du pétrole, la constante des gaz R = 288.5 J/Kg °K

Conditions génératrices :

$P_{4t} = 0.2219$ MP_a ; $T_{4t} = 1027.94$ °K

Température théorique à la sortie : (température critique)

$T_{5s} = T_{ca} = T_{4t} * 2/(\bar{\gamma} + 1)$ puisque $M_c = M_c = 1$

$T_5 = T_{4t} - \eta_{ity} * (T_{4t} - T_{5s})$

A.N : $T_{5s} = 882.35$ °K ; $T_5 = 888.18$°K

Pression et vitesse à la sortie :

$P_5 = P_{4t} * (T_{cs}/T_{4t})^{\bar{\gamma}/(\bar{\gamma}-1)}$; $P_5 = 0.1199$ MP_a

$C_5 = (\bar{\gamma} * R * T_5)^{1/2}$; $C_5 = 583.78$ m/s

Volume massique :

$\rho_5 = P_5/(R * T_5)$; $\rho_5 = 0.468$ m3/Kg

I.4.3.5. **Calcul du débit massique** :

- **Calcul du rapport A5/ṁ** :

$\dot{m} = \rho_5 * A_5 * C_5$; $A_5/\dot{m} = 1/(\rho_5 * C_5)$;

A.N : $A_5/\dot{m} = 3.66 * 10^{-3}$ $m^2.s/Kg$

- **Calcul du débit d'air** :

$$F_N/\dot{m} = (C_5 - C_a) + (A_5/\dot{m}) * (P_5 - P_a)$$

A.N: $F_N/\dot{m} = 656.658$ m/s

On a: $\dot{m} = F_N/(F_N/\dot{m})$; $\dot{m} = 7.6143$ Kg/s

- **Calcul du débit de combustible** :

$\dot{m} * C_p * \Delta T_{càc} = \dot{m}_c * P_{ci} * \eta_{càc}$

$\dot{m} * C_p * (T_{3t} - T_{2t}) = \dot{m}_c * P_{ci} *$

D'où : $\dot{m}_c = \dot{m} * (C_{pa}) * (T_{3t} - T_{2t})/(P_{ci} * \eta_{càc})$

A.N : $= 0.1301$ Kg/s

I.4.3.6. **Détermination du coefficient d'excès d'air** :

$\lambda = (\dot{m}/\dot{m}_c)/\varepsilon$; A.N : $\lambda = 3.9868$

الإهداء

بعد حمد الله على هاته النعمة والصلاة والسلام على خير الأنام محمد بن عبد الله عليه أفضل الصلاة وأتم التسليم وبعد جد واجتهاد وبعد مشوار طويل مدته خمس سنوات لأصل إلى المحطة التى أفتخر بها وأشكر كل من ساندني لأكون في هذا المستوى فبادئا ببدء أهدي هذا الانجاز وهذا التخرج لحبيبة قلبي وتاجه التى كانت ومازالت فخر لي رغم أني تمنيت تواجدها جنبي في كل أفراحي وأحزاني لتواسيني وتشد من أزري إلى روح جدتي الغالية رحمها الله، إلى روح جدي إبراهيم الحبيب، كما وجب علي أن أقف وقفة إجلال وإكبار وأقدم شكري ووفائي إلى من رباني صغيرا كانا ومازالا الوتد الذي أستند إليه طوال مشواري في الحياة ومهما قدمت لن أوفيهما حقهما علي والديّ الغاليين أبي الخلادي وأمي جميلة، إلى من كانا سندا لي ولعائلتي في كل شيء لأبوايا اللذان لم ينجباني وربياني لأبي الشيخ وأمي شريفة، إلى أب العائلة ومربيها أبي الحاج عيسى وزوجته، إلى أعمامي وعماتي أخوالي وخالاتي بأبنائهم وبناتهم كل باسمه ومقامه، إلى حبيبتي وقرة عيني وفاكهة البيت الكتكوتة رجاء، إلى سندي وصديقي وأخي الغالي محمد (حمامة)، إلى رفيق دربي وصديقي الصغير ولدي أيوب

إليكم أتقدم بهاته الفرحة أنتم إخوتي: حمزة – أسامة – عبد اللطيف

وكذا أخواتي: فاطمة زهراء – خيرة – حفصة – هاجر – حسيبة

إلى زوجات أخوتي: نفيسة – أمينة

كما لا يفوتني أن أهدي هذا التخرج لطير من طيور الجنة زف إلى ربه الطير البشوش المبتسم جواد رحمه الله

وأيضا الكتاكيت: هبة الرحمان – أماني – أنفال ـ لؤي – إدريس – أمير ـ إبراهيم الخليل – أريج – أنس ـ إحسان ـ أسيل

كما أهدي هذا الانجاز لأزواج أخواتي: مراد بلحوت – عبد السلام جعيجع – محمد بن مهيريز.

إلى أصدقائي المفضلين: إبراهيم – عبد المطلب ـ هشام – علي – هشام – الصديق – صهيب – عز الدين – محمد – قويدر – عبد النور ـ أحمد بن منين

إلى عائلتي الثانية فوج المدية لشباب لأجل القدس كل باسمه ومقامه، كما لا يفوتني أن أتقدم بهذا الاهداء لأعضاء أكاديمية رواد النهضة وإلى كل من يعرفني من قريب أو بعيد و لمن لم أستطع تذكره وكتابته.

محبكم بيسبع حذيفة

Sommaire

Dédicace	I
Remerciements	II
Résumé	III
Sommaire	IV
Liste des figures	V
Liste des tableaux	VI
Nomenclature	VII
Données de construction	
Paramètres pour le point fixe	VII
Point concernant le cycle thermodynamique	IVIII
Introduction	1

Sommaire

Chapitre I : **Etude générale de Turboréacteur** 5

I.1 Introduction 6

I.2. Principe de fonctionnement du turbo réacteur 6
I.2.1. Compression 7
I.2.2. Combustion 7
I.2.3. Détente dans la turbine a gaz 7
I.2.4. Détente dans la tuyère 7

I.3. Etude de la propulsion 7
I.3.1. Introduction 7
I.3.2. Détermination de la poussée 8
I.3.3. Paramètres influant de certains sur la poussée 9

I.4. CALCUL DU TURBO REACTEUR 12
I.4.1. But 12
I.4.2. Cycle thermodynamique 12
I.4.3. Analyse du cycle thermodynamique 13
I.4.3.1. Calcul thermodynamique du compresseur 13
I.4.3.2. Calcul de la chambre de combustion 14
I.4.3.3. Calcul de la turbine 15
I.4.3.4. Calcul de la tuyère 15
I.4.3.5. Calcul du débit massique 16
I.4.3.6. Détermination du coefficient d'excès d'air 16

Chapitre II : LE COMPRESSEUR 17

II.1. Introduction 18

II.2. Rôle du compresseur 18

II.3. Comparaison entre les compresseurs centrifuges et axiaux 19
II.3.1. Compresseurs centrifuges 19
II.3.2. Compresseurs axiaux 19

II.4. Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge 19
II.4.1. Dans le canal d'aspiration 20
II.4.2. Dans la roue 20
II.4.3. Dans les canaux du diffuseur 20
II.4.4. Tableau récapitulatif des transformations dans l'étage 21

II.5. Calcul du compresseur 21
II.5.1. Désignation 21
II.5.2. Triangles des vitesses 22
II.5.3. Méthode de calcul 22
II.5.3.1. Choix des paramètres cinématiques 22
II.5.3.2. Choix des rendements partiels 23
II.5.3.3. Calcul des degrés de réaction 23
II.5.3.4. Première approximation du rendement isentropique 24
II.5.3.5. Vitesse périphérique du rotor 25
II.5.3.6. Les paramètres thermodynamique a l'entrée du rotor 25
II.5.3.7. Les paramètres cinématiques du fluide a l'entrée et a la sortie de la roue 26
II.5.3.8. Calcul des paramètres thermodynamique a la sortie de la roue 26
II.5.3.9. Largeur de la roue a la sortie 27
II.5.3.10. Calcul du diffuseur a flasques lisses 28
II.5.3.11. Calcul du diffuseur a ailettes 30

Chapitre III : LA CHAMBRE DE COMBUSTION 31

III.1. But de la chambre de combustion 32

III.2. Description de la chambre de combustion 32
III.2.1. Chambres annulaires 32
III.2.2. Chambres turbo-annulaires 33

III.3. Tableau comparatif. 34

III.4. Calcul de la chambre de combustion 34
III.4.1. Méthode de calcul 35
III.4.2. Résultats du calcul. 38

Chapitre IV : ETUDE DE LA TURBINE 42

IV.1. Introduction 43

IV.2. Description de l'étage d'une turbine axiale 43

IV.3. Types de turbines 44
IV.3.1. Turbine à action 44
IV.3.2. Turbine à réaction 44

IV.4. Calcul de la turbine 44
IV.4.1. Désignation 44
IV.4.2. Paramètres d'entée du distributeur 45
IV.4.3. Méthode de calcul 45
IV.4.4. Paramètres de sortie du distributeur 46
IV.4.5. Triangles de vitesses a la sortie du distributeur. 48

IV.5. Calcul de la roue. 49
IV.5.1. Paramètres cinématiques de la roue 49
IV.5.2. Paramètres thermodynamique a la sortie de la roue 50
IV.5.3. Paramètres aérodynamiques 52
IV.5.4. Calcul des pertes par frottements du disque tournant 52
IV.5.5. Pertes par le jeu au dessus des aubes 53

Chapitre V: ETUDE DE LA TUYERE 55

V.1. Introduction 56
V.1.1. Tuyère convergente. 56
V.1.2. Tuyère convergente-divergente. 57

V.2. Discutions sur la forme des tuyères 58
V.2.1. Discutions. 59

V.3. Calcul de la tuyère 60
V.3.1. Cycle thermodynamique 60
V.3.2. Paramètres d'entrée de la tuyère 60
V.3.3. Paramètres générateurs. 60
V.3.4. Paramètres de sortie de la tuyère. 61

Chapitre VI : Etude paramétrique 62

VI.1. L'étude paramétrique 63
VI.2. Les Résultats 71

Conclusion 75

Référence 76

- **Liste des Figure**

Fig.1 :	**Schéma de découpage de l'écoulement le long de l'engin**	**9**
Fig.2 :	**Phénomène de propulsion**	**11**
Fig.3 :	**Variation de la pression en fonction de l'altitude**	**12**
Fig.4 :	**Variation de la température en fonction de l'altitude**	**12**
Fig.5 :	**Variation de la poussée en fonction de la Vitesse d'éjection**	**13**
Fig.6 :	**Variation de la poussée en fonction de la Vitesse d'entrée de l'air**	**13**
Fig.7 :	**Variation de la poussée en fonction du débit**	**14**
Fig.8 :	**Variation de la température en fonction de l'altitude**	**15**
Fig.9 :	**Cycle thermodynamique de turbine**	**15**
Fig.10 :	**Schéma d'un étage du compresseur centrifuge**	**23**
Fig.11 :	**Cycle thermodynamique du compresseur**	**25**
Fig.12 :	**Triangles de vitesses**	**26**
Fig.13 :	**Chambre de combustion annulaire**	**36**
Fig.14 :	**Chambre tubo-annulaire**	**37**
Fig.15 :	**Schéma d'une chambre mixte**	**38**
Fig.15a :	**diagramme coefficient d'excès d'air**	**39**
Fig.16 :	**Etage d'une turbine mixte**	**47**
Fig.17 :	**Etage de turbine axiale**	**48**
Fig.18 :	**Cycle thermodynamique du fluide dans la turbine**	**52**
Fig.19 :	**Triangles de vitesses a la sortie du distributeur**	**52**
Fig.19a :	**Triangle de vitesse de la roue**	**53**
Fig.20 :	**Schéma d'un étage de turbine axiale**	**56**
Fig.21 :	**Graphe donnant θ en fonction de δ/b**	**57**
Fig.22 :	**Tuyère a section d'entrée et sorte égale**	**63**
Fig.23:	**Tuyère totalement symétrique**	**63**
Fig.24:	**Tuyère asymétrique**	**63**
Fig.25:	**Cycle thermodynamique de tuyère**	**65**
Fig.26:	**Les différents plans du turboréacteur**	**68**
Fig.27:	**Influence de la Vitesse de vol sur le Travail**	**69**
Fig.28:	**Influence de V0 sur le rendement**	**70**
Fig.29:	**Influence de V0 sur V1**	**70**
Fig.30:	**Influence de latitude sur la poussé**	**71**

- **Liste des tableaux**

Tab.1 :	**comparaison entre les compresseurs (centrifuge et axial)**	**23**
Tab.2 :	**récapitulation des transformations dans l'étage**	**25**
Tab.3 :	**comparaison entre les différentes chambres de combustion**	**38**
Tab.4 :	**influence de la vitesse de vol sur le travail et le rendement d'un turboréacteur**	**69**
Tab.5 :	**de l'altitude de vol sur la poussée d'un turboréacteur**	**71**

Nomenclature

- C : vitesse absolue du fluide m/s
- W : vitesse relative du fluide m/s
- U : vitesse périphérique de la roue m/s
- q_m ou m : débit massique de l'air Kg/s
- q_c ou m_c : débit massique du combustible Kg/s
- T : Température. °K
- P : Pression. MP_a
- D : Diamètre. M
- ρ : Densité. Kg/m^3
- N : Vitesse de rotation. Hz.
- η : Rendement.
- t : Pas entre les aubes. M.
- λ : Coefficient d'excès d'air.
- P_{ci} : pouvoir calorifique inferieur. KJ/Kg.
- I : Impulsion spécifique. N/Kg.
- R : Degré de réaction.

Indice :

- t : état générateur ou total du fluide.
- r : pour les composantes radiales.
- u : pour les composantes tangentielles.
- a : pour les composantes axiales.
- s : pour les transformations isentropiques.

DONNEES DE CONSTRUCTION.

- Compresseur centrifuge à roue unique.
- Turbine axiale à un seul étage.
- Turboréacteur a simple flux.

PARAMETRES POUR LE POINT FIXE.

- Poussée $F_N = 500 \pm 30$ DAN
- Pression a l'entrée. $P_a = 0.1$ MP_a
- Température de l'air a l'entée. $T_a = 293°K$
- Température des gaz avant turbine. $T_3 = 1173°K$
- Taux de compression. $\tau_c = 4$

POINT CONCERNANT LE CYCLE THERMODYNAMIQUE

Chapitre I :

- a : entrée de la manche d'admission.
- 1 : entrée du compresseur.
- 2 : entrée de la chambre de combustion.
- 3 : entrée de la turbine.
- 4 : entrée de la tuyère.
- 5 : sortie de la tuyère.

Chapitre II :

- A : entrée du canal d'aspiration.
- 1 : entrée de la roue.
- 2 : sortie de la roue (roue du diffuseur).
- 4 : sortie du diffuseur.

Chapitre III :

- 2 : entrée de la chambre de combustion.
- 3 : sortie de la chambre de combustion.

Chapitre IV :

- 0 : entrée du distributeur.
- 1 : sortie du distributeur.
- 2 : sortie de la roue.

Chapitre V:

- 2 : entrée de la tuyère.
- 3 : sortie de la tuyère.

Résumé

Dans ce travail, on s'intéresse particulièrement au calcul thermodynamique, cinématique et aérodynamique d'un turboréacteur simple flux à corps unique, pour enfin aboutir au dimensionnement des principaux organes.

On a développé un programme informatique pour un calcul paramétrique des différents éléments du turboréacteur ; enoccurence ; le compresseur, la chambre de combustion et la turbine puis la tuyère. L'étude paramétrique est basée sur le comportement de la poussée en variant quelques paramètres influant comme : La pression atmosphérique, le taux de compression, la consommation spécifique, la vitesse d'entrée V_0 ainsi que l'altitude.

Mots clés : Turboréacteur – Simple flux – Propulsion

Abstract:

In this work, one is particularly interested in the thermodynamic, kinematic and aerodynamic calculation of a single-body flux turbojet, finally leading to the sizing of the main organs.

A computer program was developed for a parametric calculation of the various elements of the turbojet; In the The compressor, the combustion chamber and the turbine and the nozzle. The parametric study is based on the behavior of the thrust by varying some parameters influencing such as: atmospheric pressure,compression rate, specific consumption, V_0 input speed as well as attitude.

ملخص:

في البحث، ركزنا خصوصا على الحساب الديناميكا الحرارية (تارموديناميك) والحساب الحركي وكذا الديناميكا الهوائية للنفاث الهوائي ذو الجسم الوحيد من أجل الوصول الى التحجيم وإيجاد الأبعاد الحقيقية لجميع أجزاء وفروع الجهاز.

وعليه فقد قمنا بتطوير برنامج إعلام آلي بلغة الفور ترون من أجل الحساب الوسيطي لمختلف أجزاء هذا النفاث الهوائي منها: الضاغط – حجرة أو غرفة الاحتراق – العنفة وأخيرا الأنبوب النهائي.

إن الدراسة الوسيطية ترتكز على طبيعة قوة الدفع وهذا بتغيير بعض الوسائل المؤثرة مثل: الضغط الجوي – نسبة الضغط – الاستهلاك النوعي وسرعة الدخول V_0 وكذا الارتفاع.

CHAPITRE II

LE COMPRESSEUR

II.1. **Introduction** :

Les compresseurs sont des appareils destinés à produire un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux. Pour comprimer un fluide, on peut précéder de deux manières :

- soit diminuer le volume d'une enceinte a une certaine quantité de fluide (cas des compresseurs volumétriques.)
- soit communiquer au fluide une grande vitesse, l'énergie cinétique étant ensuite transformée en énergie de pression (cas des turbo-compresseurs).

L'étage d'un compresseur se compose de trois organes traversés successivement par le fluide et qui sont :

- le canal d'aspiration.
- le rotor (ou roue), qui fourni de l'énergie cinétique au fluide.
- une partie fixe (ou stator) qui transforme l'énergie cinétique du fluide en énergie de pression.

II.2. **Rôle du compresseur** :

Le mélange air-kérosène ne peut s'enflammer dans certaines conditions de pression et de température, pour cela les constructeurs de moteurs font appel à des compresseurs ayant la possibilité d'amener le fluide dans des conditions minimes d'inflammation.

Son rôle est d'assurer, avec un bon rendement, un débit d'air suffisant et une pression élevée à l'entrée de la chambre de combustion. Il est constitué d'un ou plusieurs étages, chaque étage comprenant une grille d'aubes mobiles (le rotor) qui communiquent le mouvement et l'énergie cinétique à la masse d'air et une grille d'aubes fixes (le stator) transformant cette énergie en pression et redressant l'écoulement. Il existe deux principaux types de compresseurs :

Le compresseur axial et le compresseur centrifuge.

Dans notre projet, on s'est penché sur l'étude du compresseur centrifuge, pour cela on se contente d'une simple comparaison entre les deux genres de compresseur illustrée dans le tableau 1

II.3. Comparaison entre les compresseurs (centrifuge et axial)

	Avantages	Inconvénients
Compresseur centrifuge.	- moins fragile aux chocs - meilleure accélération (moine d'inertie) - usinage plus facile donc moins onéreux.	- rendement médiocre en altitude. - taux de compression limite (jusqu'à4). - maitre couple important.
Compresseur axial	- rendement supérieur à celui du compresseur centrifuge lui donnant une meilleure performance en altitude. - le débit est environ le double de celui du compresseur centrifuge, et de même pour la poussée car elle est proportionnelle au débit d'air.	- fragile aux chocs - usinage délicat, donc onéreux.

Tableau1 : comparaison entre les compresseurs (centrifuge et axial)

II.4. Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge : (voir fig.10)

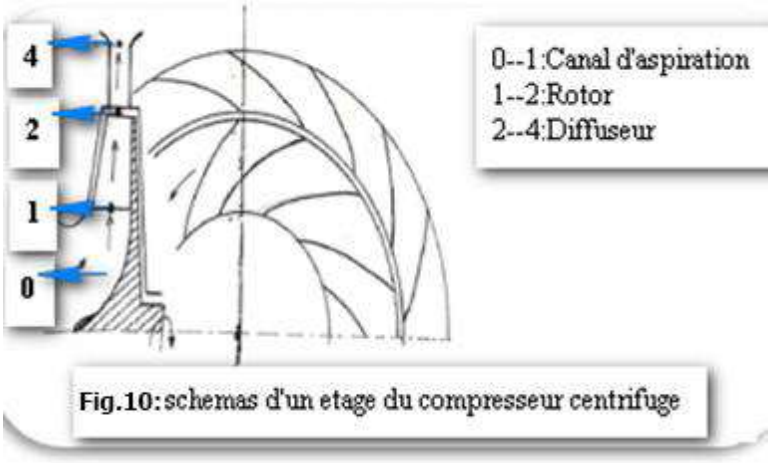


Fig.10: schemas d'un etage du compresseur centrifuge

Les compresseurs centrifuges comme les compresseurs axiaux sont des turbo-compresseurs ou l'accroissement des pression est obtenu à l'aide d'une action sur la vitesse du fluide, le travail fourni par la turbine entrainant le compresseur est donc transformé en énergie cinétique des gaz à comprimer qui, a son tour ,sera transformée en énergie de pression, d'après Bernoulli on a ;entre les points (a) et (1), l'équations suivante :

$$C_a^2/2 + P_a/\rho = C_4^2/2 + P_4/\rho$$

II.4.1. **Dans le canal d'aspiration** :

Le fluide entre dans l'étage par le canal d'aspiration, ou il sera accélérer puis diriger vers l'entrée de la roue ce qui se traduit par les inégalités suivantes ;

$C_1 > C_a$; $P_1 > P_a$

C augmente | P diminue

II.4.2. **Dans la roue** :

Le fluide est accéléré dans le système absolu et décéléré dans le système mobile, il sera donc comprimé, ce qui se traduit par les inégalités suivantes :

$C_2 > C_1$; $W_2 > W_1$; $P_2 > P_1$ (Les canaux du rotor sont divergents)

($C\nearrow$) ; ($W\searrow$) ; ($P\nearrow$)

II.4.3. **Dans les canaux du diffuseur** :

Les canaux étant divergents on aura une diminution de la vitesse absolue et une augmentation de la pression :

$$C_4 < C_2 \quad ; \quad P_4 < P_2$$

II.4.4 **Tableau récapitulatif des transformations dans l'étage** :

	Dans le canal d'aspiration	Dans la roue	Dans le diffuseur
Vitesse	Augmente	C : Augmente W : Diminue	Diminue
Pression	Diminue	Augment	Augmente

Tableau2 : récapitulation des transformations dans l'étage

II.5. **Calcul du compresseur** : (Fig .11)

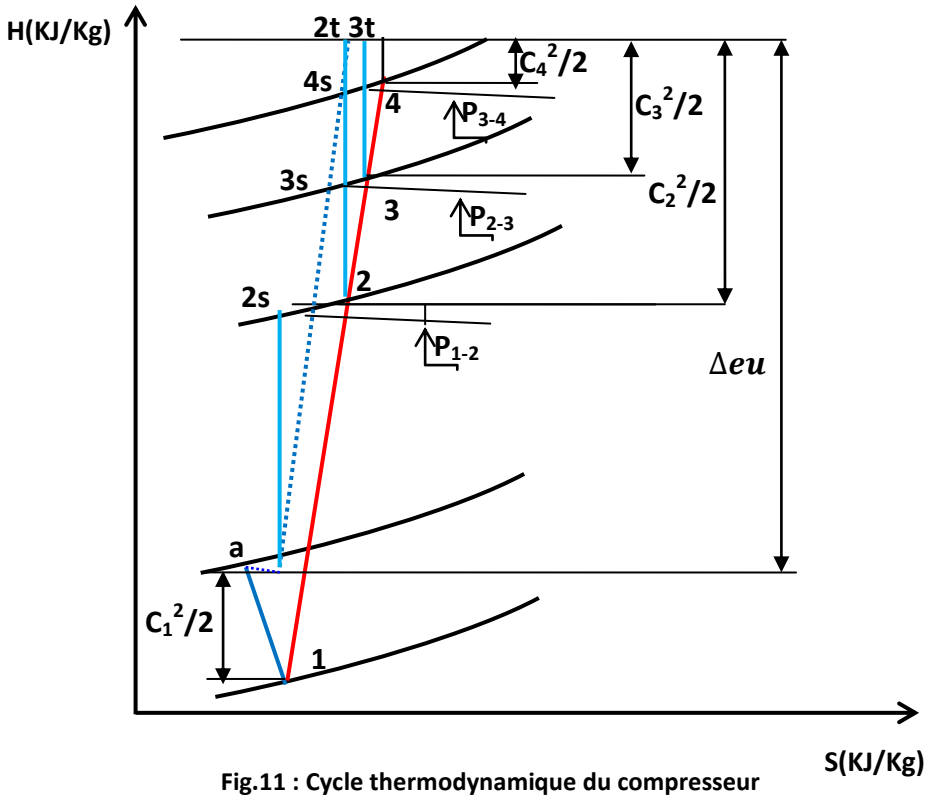


Fig.11 : Cycle thermodynamique du compresseur

II.5.1. **Désignations** :

- a : entrée du canal d'aspiration.
- 1 : entrée de la roue.
- 2 : sortie de la roue (entrée du diffuseur).
- 4 : sortie du diffuseur.

II.5.2. **Triangles de vitesses** :(Voir Fig.12)

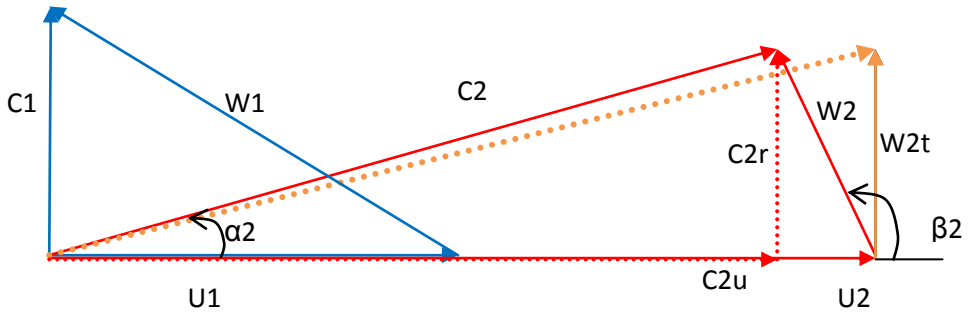


Fig.12 : Triangles de vitesses

II.5.3. **Méthode de calcul** :

II.5.3.1. **Choix des paramétrés cinématiques** :

On choisie le rotor à aubes radiales (β_{2t}=90°)

- U_2= (300-600) m/s (1)
- α_1= 90° (écoulement sans pré rotation)
- $\varphi_1 = C_{1r}/U_2 = C_1/U_2$= (0.3 - 0.35) on prend φ_1= 0.34 (2)
- $\varphi_2 = C_{2r}/U_2$= (0.8 - 0.92) * φ_1 on prend φ_2= 0.9 * φ_1 (3)
- $V_4 = C_4/U_2$= (0.5 - 0.9) * φ_1 on prend φ_2= 0.7 * φ_1 (4)
- $V_1 = \varphi_1$ car C_{1u}= 0

- le diamètre extérieur toujours voisin de 2 * D_1 (5)

$$D_2/D_1 = U_1/U_2 = 0.5$$

- $b_1/D_1 = (0.04 - 0.06)$ pour les bonnes roues on prend (6)

- la vitesse relative W_2 à la sortie de la roue est déviée en arrière par rapport à la direction théorique déterminée par l'angle ($\beta_{2t} = 90°$) donc l'angle ($\beta_2 > \beta_{2t}$) d'où la vitesse C_{2u} est diminuée par rapport àC_{2ut}, cette diminution est déterminée le coefficient de glissement :

$$\mu_u = C_{2u}/C_{2ut}$$, en pratique on prend μ_u= 0.88

- composante périphérique théorique réduite :

$$C_{t2} = C_{2ut}/U_2 = 1 \text{ ; car } \beta_{2t} = 90°$$

- composante périphérique réelle réduite :

$$C_{r2} = C_{2u}/U_2 = C_{t2}\mu_u = 0.88$$

II.5.3.2. **Choix des rendements partiels** :

On suppose les valeurs des rendements partiels suivants :

- $\eta_{SA1} = 0.94$ (pour le canal d'aspiration)
- $\eta_{S12} = 0.91$ (pour la roue)
- $\eta_{S24} = 0.60$ (pour le diffuseur)

II.5.3.3. **Calcul des degrés réaction** :

- pour le canal d'aspiration :

$$R_{A1} = \Delta h/\Delta_{eu} = (h_1 - h_A)/(U_2 * C_{2u})$$

D'après l'équation d'énergie on a :

$$h_1 + C_1^2/2 = h_A + C_A^2/2 \quad \text{or} \quad C_A = 0$$

D'où $$h_1 - h_A = -C_1^2/2$$

Donc $$R_{A1} = (-C_1^2/2)/(U_2 * U_{2u}) = -\varphi_1^2/(2 * C_{r2})$$

- pour le diffuseur :

$$R_{24} = (\varphi_2^2 + \tau_{pr2}^2 + V_4^2)/(2 * C_{pr2})$$

- pour l'énergie cinétique à la sortie : onde finie le rapport :

$$R_4 = \text{(énergie cinetitique à en "4")}/(\Delta_{eu})$$

$$R_4 = V_4^2/(2 * C_{pr2})$$

II.5.3.4. **Première approximation du rendement isentropique** :

$$\eta_{SA4} = (h_{45} - h_a)/(h_4 - h_a) =$$

$$\eta_{SA4} = (\,(h_4 - h_A) - \sum \text{pertes de A à 4})/(h_4 - h_A)$$

$$\eta_{SA4} = (\Delta_{eu} + (C_a^2 - C_4^2)/2 \sum \text{pertes})/(\Delta_{eu} + (C_a^2 - C_4^2)/2)$$

- Perte d'enthalpie dans le canal d'aspiration : p_{A1}

$$P_{a1} = h_1 - h_{1s} = (h_1 - h_a) = (h_{1s} - h_a)$$

$$P_{a1} = (-(h_{1s} - h_a)/\,(h_1 - h_a) + 1) * (h_1 - h_a)$$

$$P_{a1} = (1/\eta_{S24} - 1) * (\,C_1^2/2)$$

- perte d'enthalpie dans le diffuseur : P_{24}

En suivant les même démarches que précédemment on obtient ;

$$P_{24} = (1 - \eta_{S24}) * (C_a^2 - C_4^2)/2$$

- perte d'enthalpie dans le rotor : P_{12}

$$P_{12} = (\Delta_{eu} + C_1^2/2) * (C_2^1 - \eta_{S12})$$

on obtient ;

$$\eta_{Sa4} = \frac{\eta_{12s} * (1 - R_{a1}) + R_{a1}/\eta_{Sa1} - (1 - \eta_{S24}) * R_{24} - R_4}{1 - R_4}$$

II.5.3.5. **Vitesse périphérique du rotor** U_2 :

$$\eta_{SA\,4} = (h_{4S} - h_A)/(h_4 - h_A) = \frac{h_{4S} - h_A}{\Delta_{eu} + (C_A^2 - C_4^2)/2}$$

Avec : $\Delta_{eu} = C_{2u} * U_2 = \left(C_{pr\,2}\right) * U_2^2$; (équation d'Euler)

Donc : $\eta_{SA\,4} = (h_{4S} - h_A)/(C_{pr\,2} - U_2^2 - C_4^2/2)$ ($C_A = 0$)

On peut donc avoir :

$$U_2 = (((h_{4S} - h_A)/(C_{pr\,2} * \eta_{S14})) + C_4^2/(2 * C_{pr\,2}))^{1/2}$$

Or, $h_{4S} - h_A = C_P * (T_{4S} - T_A) = C_P * T_A((T_{4S}/T_A) - 1)$

Avec : $T_{4S}/T_A = (P_4/P_A)^{(\gamma-1)/\gamma}$

D'où : $U_2 = \frac{(C_P * T_A((P_4/P_A)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{C_{pr\,2} * \eta_{S\,14}} + \frac{C_4^2}{2 * C_{pr\,2}}$

II.5.3.6. **Les paramétrés thermodynamiques a l'entrée du rotor** :

- l'énergie massique échangée Δ_{eu} :

$$\Delta_{eu} = \mu_u * C_{pt2} * U_2^2 \qquad (1)$$

- La pression à l'entrée de la roue P_1 :

$$P_1 = P_A * (T_{1S}/T_A)^{\gamma/(\gamma-1)} \qquad (2)$$

Or : $T_{1S} = (h_{1S} - h_A)/C_P + T_A$

$$T_{1S} = (h_1 - h_A)/(C_P * \eta_{SA\,1}) + T_A = (C_A^2 - C_1^2)/(2 * \eta_{SA\,1} * C_P) + T_A$$

On remplace T_{15} par sa valeur dans (2) on obtient donc :

$$P_1 = P_A * (1 + \Delta_{eu})/(T_A * \eta_{SA\,1} * C_P))^{\gamma/(\gamma-1)}$$

- Température du fluide à l'entrée de la roue T_1 :

$$h_1 - h_A = C_P*(T_1 - T_A) \quad ; \quad T_1 = (h_1 - h_A)/C_P + T_A$$

Or : $h_1 - h_A = (C_A^2 - C_1^2)/2 = -C_1^2 = R_{A1} * \Delta_{eu}$

D'où : $T_1 = R_{A1} * \Delta_{eu}/C_P + T_A$

- densité du fluide à l'entrée de la roue :

$$\rho_1 = P_1/(R * T_1)$$

II.5.3.7. **<u>Paramétrés cinématiques du fluide a l'entrée et a la sortie de la roue</u>**. (et entrée du diffuseur)

$$C_1 = C_{1r} = \varphi_1 * U_2 \quad ; \quad C_{2U} = \mu_u * U_2$$

$$C_{2r} = \varphi_1 * U_2 \quad ; \quad C_2 = (C_{2U}^2 + C_{2r}^2)^{1/2}$$

$$\alpha_2 = \text{Arctg}(C_{2r}/C_{2U})$$

II.5.3.8. **<u>Calcul des paramétrés thermodynamiques a la sortie de la roue</u> :**

- pression du fluide à la sortie de la roue : P_2

$$P_2 = P_1 * (T_{2S}/T_1)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \text{Avec :} \quad T_{2S} = T_1 + (h_{2S} - h_1)/C_P$$

Or ; $\eta_{S12} = ((h_{2S} - h_1) + C_2^2/2(h_2 - h_1 + C_2^2/2)$

Donc : $h_{2S} = \eta_{S12}((\Delta_{eu} + C_1^2/2) - C_2^2/2)$

D'où : $P_2 = P_A * (1 + (\eta_{S12} * (\Delta_{eu} + C_1^2/2 - C_2^2/2)/(C_P * T_1))^{\gamma/(\gamma-1)}$

- température à la sortie de la roue T_2 :

$$h_2 - h_1 = C_P * (T_2 - T_1) \qquad T_2 = T_1 + (h_2 - h_1)/C_P$$

D'après l'équation de l'énergie on a :

$$h_1 + (C_1^2/2) + \Delta_{eu} = h_2 + (C_2^2/2)$$

Donc :

$$h_2 - h_1 = (C_1^2 - C_2^2)/2 + \Delta_{eu}$$

D'où :

$$T_2 = T_1 + (\Delta_{eu} + (C_1^2 - C_2^2)/2)/C_P$$

- densité du fluide à la sortie de la roue ρ_2 :

$$\rho_2 = P_2/(R * T_2)$$

II.5.3.9. **Largeur de la roue a la sortie** b_2:

D'après l'équation de continuité on a :

$$q_m = b_2 * D_2 * \pi * C_{2r} * \rho_2 \quad ; \quad b_2 = q_m/(D_2 * \pi * C_{2r} * \rho_2)$$

Or : $b_2 = 0.05 * D_2$

Donc : $b_2 = ((0.05 * q_m)/(\pi * C_{2r} * \rho_2))^{1/2}$

On peut donc déduire les paramétrés qui suivant :

- diamètres extérieur et intérieur de la roue :

$$D_2 = b_2/0.05$$

$$D_1 = D_2 * 0.05$$

- vitesse de rotation (N) :

$$N = U_2/\pi * D_2$$

- Vitesse périphérique à l'entrée U_1 :

$$U_1 = 0.05 * U_2$$

- Nombre d'aubes du rotor Zr :

$$Z_r = 10 * \pi * D_2 \qquad (3)$$

- Le pas (écartement des aubes) P :

$$P = \pi * D_1 / Z_r$$

- Expression de l'angle β_1 : $\beta_1 = 180 - \text{Arctg}\,(C_1/U_1)$

- Vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue :

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 - U_1^2}\,; \quad W_2 = \sqrt{C_2^2 - U_2^2}$$

- Nombres de Mach à l'entrée de la roue :

$$M_1 = W_1 / \sqrt{\gamma * R * T_1}$$

$$M_2 = W_2 / \sqrt{\gamma * R * T_2}$$

II.5.3.10. **<u>Calcul du diffuseur a flasques lisses</u>** :

- choix du diamètre et de la largeur à l'entrée :

$D_3 = D_2 * (1.07 - 1.2)$ (2) on prend : $D_3 = 1.1 * D_2$

$b_3 = b_2 * (0.8 - 1.0)$ (3) on prend $b_3 = 0.9 * b_2$

- choix du coefficient de frottement et calcul de :

On choisi : f = 0.04

On a : $\text{tg}\,(\alpha_3) = (f/\,(4 * b_3) * ((D_3 - D_2)/2)) + \text{tg}(\alpha_2)$ (1)

D'où : $\alpha_3 = \text{Arctg}((f * (D_3 - D_2)/(8 * b_3)) + \text{tg}(\alpha_2))$

- Calcule la vitesse absolue du fluide C_3 :

On suppose que : $\rho_3 = \rho_2$, et on a :

$$C_{3r} = q_m/(\rho_3 * D_3 * b_3 * \pi) \text{ ; (b) et } C_{3r} = C_{3r}/tg(\alpha_3)$$

D'où : $C_{33}=(C_3^2 + C_{3U}^2)^{1/2}$

- perte d'enthalpie dans le diffuseur P_{23} :

$$P_{23} = \frac{f*(D_3-D_2)*(C_3^2+C_2^2)}{16*b_3*\sin((\alpha_2+\alpha_3)/2)} \quad (2)$$

- Rendement isentropique du diffuseur η_{S23}:

$$\eta_{S23} = ((C_2^2 - C_3^2) - 2 * P_{23})/(C_2^2 - C_3^2)$$

- Paramètres thermodynamiques du fluide à la sortie du diffuseur :
  - pression :

$$P_3 = P_2 * (1 + \eta_{S23} * (C_2^2 - C_3^2)/(2 * T_2 * C_P))^{\gamma/(\gamma-1)}$$

  - température :

$$T_3 = T_2 + (C_2^2 - C_3^2)/(2 * C_P)$$

  - densité :

$$\rho_3 = \rho_3/(R * T_3)$$

Si ρ_3 calculée est différente de ρ_3 supposée on revient à (b),en prenant comme deuxième valeur de ρ_3 supposée, la valeur de ρ_3 calculée. L'itération s'achève lorsque ρ_3 supposée converge vers ρ_3 calculée.

II.5.3.11. **Calcul du diffuseur a ailettes** :

- choix de la largeur :

On a admis la largeur du diffuseur à ailettes égale à celle du diffuseur à flasques lisses, donc :

$$b_4 = b_3$$

- calcul des paramètres thermodynamiques à la sortie du diffuseur à ailettes :
  - Pression :

$$P_4 = P_2 * (T_2 + \eta_{S24} * (C_4^2 - C_2^2)/(2 * C_P))^{\gamma(\gamma-1)}$$

  - Température réelle :

$$T_4 = T_2 + (C_2^2 - C_4^2)/(2 * C_P)$$

  - Température isentropique :

$$T_{4S} = \eta_{S24} * (T_4 - T_2) + T_2$$

- rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_{A4C} = (T_{4S} - T_A)/(T_4 - T_1)$$

Si η_{A4C} calculé est différent de η_{A4C} on refait le calcul à partir de (U_2) en prenant comme valeur supposé de la valeur de η_{A4C} calculée. L'itération s'achève lorsque η_{A4C} supposé converge vers η_{A4C} calculé.

CHAPITRE III

LA CHAMBRE DE COMBUSTION

III.1. **But de la chambre de combustion** :

Une chambre de combustion doit pouvoir assurer une chambusition complète du mélange kerozéne et oxygène contenu dans l'air et permettre une transformation totale de l'énergie chimique du mélange e en énergie calorifique, et cela dans toute la gamme de vol.

III.2. **Description de la chambre de combustion** :

Une chambre de combustion comprend généralement un diffuseur d'entrée dont le rôle est de ralentir l'écoulement gazeux, un dispositif d'injection, une chambre de combustion présentant des orifices et une enveloppe appelée carter. L'air circule dans l'espace annulaire puis pénètre par les orifices.

Parmi les chambres de combustions on distingue :

III.2.1. Chambres annulaires :(voir fig.13)

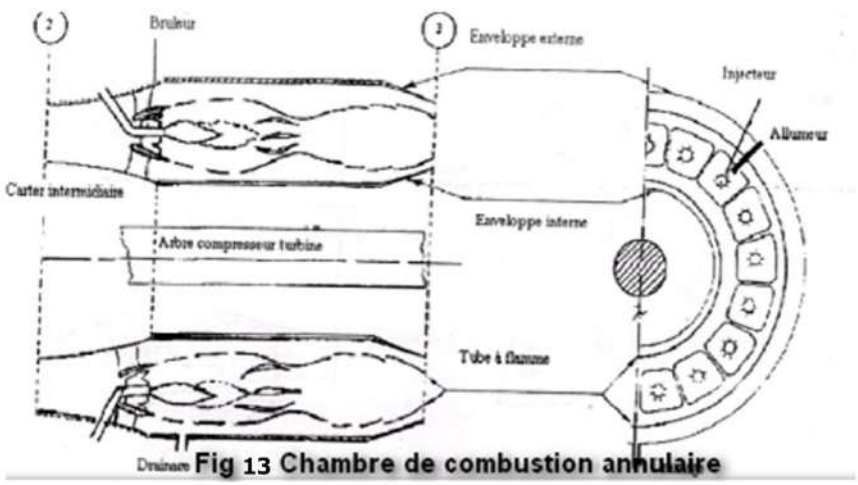
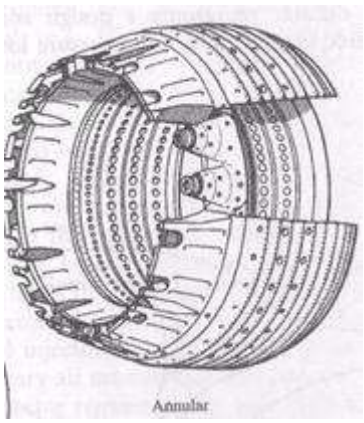


Fig 13 Chambre de combustion annulaire



Ce type de chambres ne comporte qu'une seule enveloppe extérieure et une enveloppe intérieure, les deux enveloppes se présentent sous forme de deux cylindres concentriques ayant leurs axes confondus avec celui du réacteur.

Le tube à flammes (anneau) se présente également sous la forme de deux tôles cylindriques et concentriques.

III.2.2. **Chambres tubo-annulaires (mixtes)** : (voir fig.14)

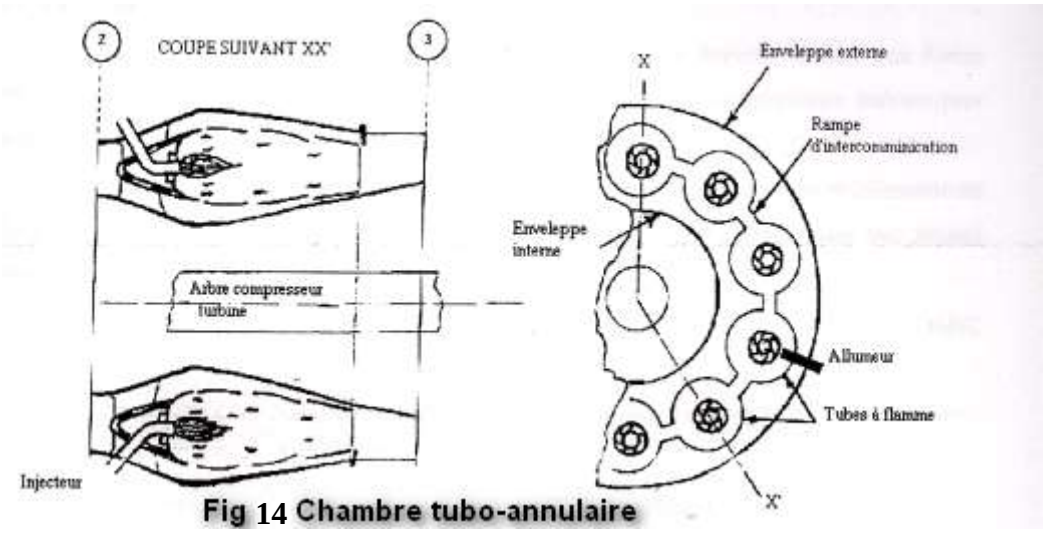
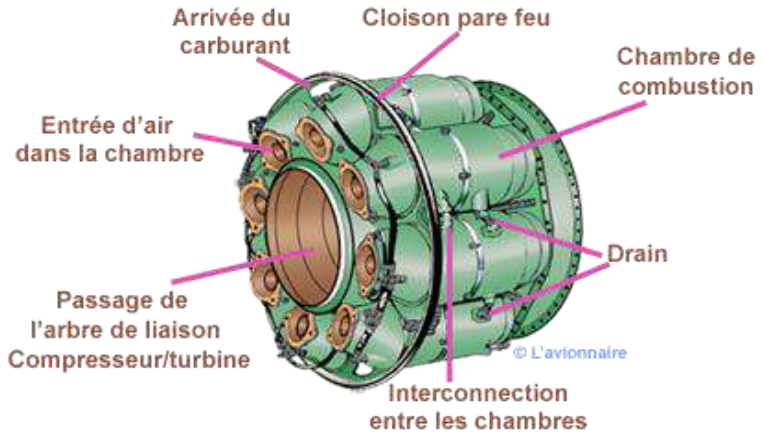


Fig 14 Chambre tubo-annulaire



Dessin réalisé d'après un dessin from the jet engine by Rolls-Royce

Ce type de chambres résulte d'un compromi effectué entre les deux types précédents. Cette chambre est constituée par des tubes à flammes réunis entre eux par des tubes d'intercommunication enfermés dans deux enveloppes concentriques externe et interne. Ce type de chambres se distingue de la chambre individuelle car tous les tubes à flammes ont une enveloppe externe et interne et externe commune.

III.3. **Tableau comparatif** :

tube de chambres		
	Avantages	Inconvénients
Séparées	• facilité de mise au point • facilité d'entretient	• lourdes. • maitre couple important. • pertes de charge importante
Annulaires	• Légères • Maitre couple faible • peu de petes de charge • puissance/volume important	• Difficulté de mise au point • Intervention difficile
Mixte	• Facilitée de mise au point • Maitre couple faible.	• Plus lourde que l'annulaire • Plus de pertes de charges

Tableau 3 : comparaison entre les différentes chambres de combustion

III.4. Calcul de la chambre de combustion : (voir fig.15)

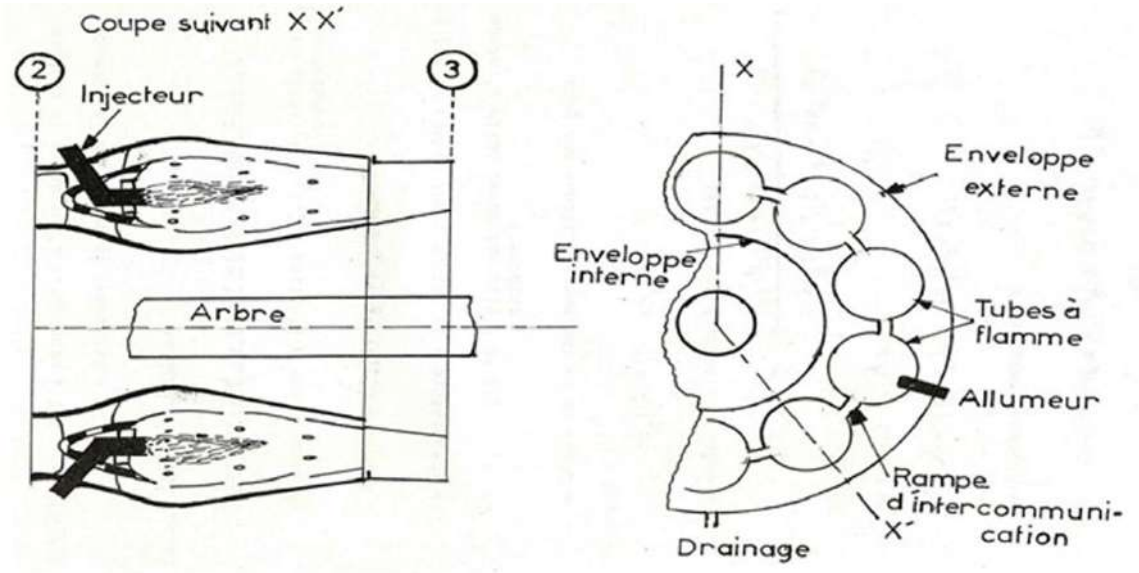


Fig.15: schema d'une chambre mixte

Remarque : (2) : représente l'entrée de la chambre.

(3) : représente la sortie de la chambre.

III.4.1. Méthode de calcul :

- détermination du coefficient d'excès d'air :

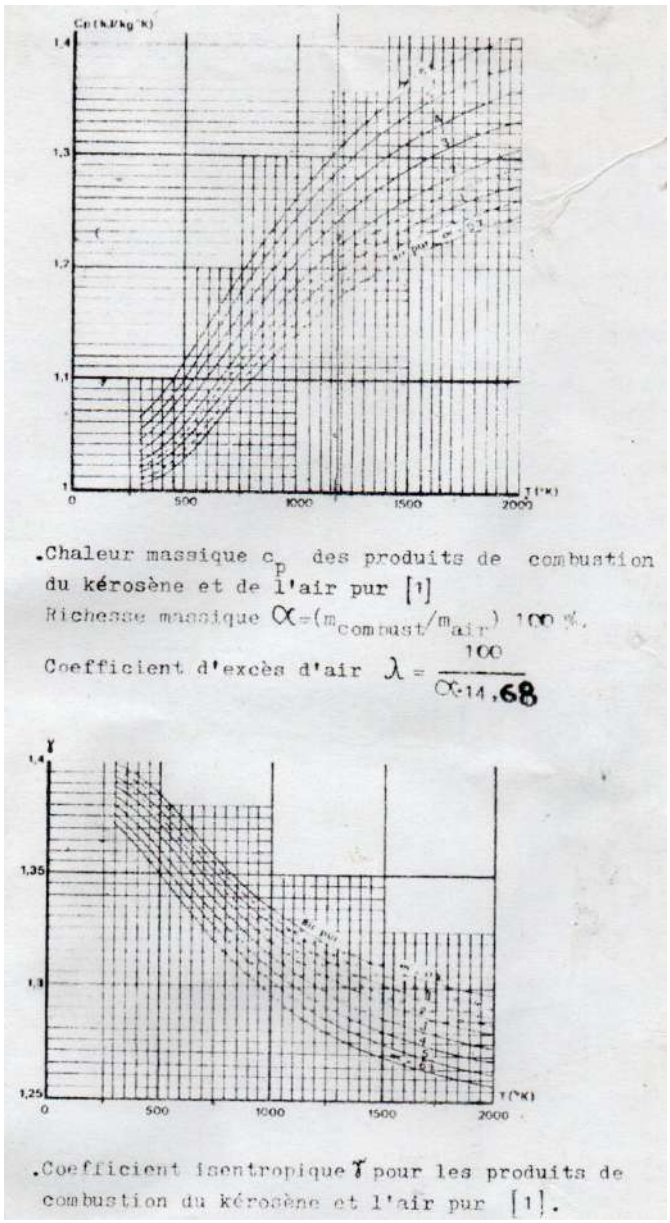


Fig.15a : diagramme coefficient d'excès d'air

- température à la l'entée : (T_2=T_4 celle de sortie du compresseur) T_2=530.3271°k
- température à la sortie : est donnée et est égale : à :

T_3=1173°k (elle est aussi celle d'entrée de la turbine)

- Choix de la chaleur spécifique des gaz :

On prend :

$$C_{Pg}\ (\lambda, T_3) = C_{Pa}$$

- Calcul du rapport des débits :

$$(q_m/q_c)_\lambda = \frac{P_{ci} * \eta_{càc} - C_{Pg} * (\lambda * T_3) * T_3}{C_{Pg} * (\lambda * T_3) * T_3 - C_{Pg} * T_2}$$

- Calcul de(λ) :

$$\lambda = (q_m/q_c)_\lambda/(q_m/q_c)_{\lambda=1}$$

- Richesse massique :

$$\alpha = \dot{m}_c/\dot{m}_a = \dot{m}_c/\dot{m}_a = 1/(\lambda * ((q_m/q_c)_\lambda)$$

- détermination de $C_{Pg}\ (\lambda * T_3)$ on utilise le diagramme de la figure (fig.15a)

Avec Cp = F(λ, T)

- si la valeur de λ supposée est différente de celle λ calculs a partir de (q) Jusqu'a ce que la valeur supposée approche de la valeur calculée.

- <u>Détermination des paramètres énergétiques</u> :

- températures total

$$T_{3t} = T_3 + C_3^2/(2 * C_{Pg})$$

Avec : $C_{Pg}(\lambda * T_3) = 1/(1 - R/C_{Pg}(\lambda * T_3))$

$$\bar{\gamma} = (\gamma_a + \gamma_g)/2 \qquad \text{et} \qquad \bar{C}_P = \bar{\gamma} * (R)/((\bar{\gamma} - 1))$$

- Nombre de mach à la sortie :

$$M_3 = C_3/(\gamma_g(\lambda * T_3) * R * T_3)^{1/2}$$

- Pressions statique et totale

$$P_3 = P_2 * (1 + ((\gamma_g + 1)/2) * M_3^2)^{\gamma_g/(\gamma_g - 1)} \quad (1)$$

$$P_{3t} = P_3 * (1 + ((\gamma_g + 1)/2 * M_3^2)^{\gamma_g/(\gamma_g - 1)} \quad (2)$$

- Densité des gaz a la sortie

$$\rho_3 = P_3/(R * T_3)$$

- Pertes des pressions dans la chambre de combustion

$$P_{càc} = (P_{2t} - P_{3t}) * 100/P_{2t}$$

Avec :
$$P_{2t} = P_2 * (1 + ((\gamma_a + 1) * M_2^2)^{\gamma_a/(\gamma_a - 1)}$$

- Dimensionnement de la chambre da combustion

- Choix à faire
  - On choisi la vitesse moyenne de combustion

V_c=50 m/s

On choisi un temps de combustion :

t_C = 0.1 s

Pour obtenir une combustion complète du combustible, la longueur totale de la trajectoire serait alors de :

$L = V_c . t_c$

- Section nécessaire pour l'entrée de l'air dans la chambre :

D'après l'équation de continuité on peut écrire :

$S_2 . C_2 = m/\rho_2$; $S_2 = m/ (\rho_2 . C_2)$

- Epaisseur de la section de passage :

On suppose que le diamètre de la chambre de combustion est égal au diamètre extérieur du compresseur :

$D_{cac} = D_{exc}$

Donc on peut écrire : $e = S_2/ (Л. D_{cac})$

III.4.2. **Résultats du calcul de la chambre a combustion :**

Les donnes :

$P_2 = 4142413.10$

$M_2 = 0.2166$

$T_2 = 530.3271\ °K$

$T_3 = 1173\ °K$

$C_{Pa} = 1.004\ KJ/Kg\ °K$

$\varepsilon = (Q_m/Q_c)_{\lambda=1} = 14.68$

$P_{ci} = 41900\ KJ/Kg$

$C_2 = C_2 = 100\ m/s$

1ere . Itteration :

$C_{Pg} = C_{Pa} = 1004\ J/Kg\ °K$

$(Q_m/Q_c)_\lambda = 62.4626$

$\lambda = (Q_m/Q_c)_\lambda/(Q_m/Q_c)_{\lambda=1} = 4.25$

$\alpha = 100/(\lambda * 14.68) = 1.603\ \%$

D'après me diagramme (fig.15a) : on tire :

$$C_P(\lambda; T_3) = C_P(1.603; 1173) = 1.19 \text{ KJ/Kg °K}$$

2^{eme} . Itteration :

$$C_{Pg} = 1.19 \text{ KJ/Kg °K} = 1190 \text{ J/Kg °K}$$

$$(Q_m/Q_c)_\lambda = 46.4259$$

$$\lambda = (Q_m/Q_c)_\lambda/(Q_m/Q_c)_{\lambda=1} = 3.1625$$

$$\alpha = 100/(\lambda * 14.68) = 2.154\ \%$$

D'après me diagramme (fig.15a) : on tire :

$$C_P(\lambda; T_3) = C_P(1.154; 1173) = 1.225 \text{ KJ/Kg °K}$$

3^{eme} . Itteration :

$$C_{Pg} = 1.255 \text{ J/Kg °K} = 1225 \text{ J/Kg °K}$$

$$(Q_m/Q_c)_\lambda = 44.2732$$

$$\lambda = (Q_m/Q_c)_\lambda/(Q_m/Q_c)_{\lambda=1} = 3.0159$$

$$\alpha = 100/(\lambda * 14.68) = 2.2587\ \%$$

D'après me diagramme (fig.15a) : on tire :

$$C_P(\lambda; T_3) = C_P(2.2587; 1173) = 1.226 \text{ KJ/Kg °K}$$

4^{eme} . Itteration :

$$C_{Pg} = 1.256 \text{ J/Kg °K} = 1226 \text{ J/Kg °K}$$

$$(Q_m/Q_c)_\lambda = 44.2945$$

$\lambda = 3.0119$ (Converge donc)

on prend $\lambda = 3.0119$

$$C_P(\lambda; T_3) = 1226 \text{ J/Kg °K}$$

Le débit du combustible :

$$Q_c = Q_m = 14.2145 = 7.6143/44.2145 = 0.1722 \text{ Kg/s}$$

$$Q_c = 0.1722 \text{ Kg/s}$$

Les paramètres énergétiques :

$$C_P = (\ ; T_3) = 1226 \text{ J/Kg °K}$$

$$S = (\ ; T_3) = 1.301 \qquad \text{(D'après le diagramme de la fig.15a)}$$

$$\bar{S} = (1.4 + 1.301)/2 = 1.3505$$

$$\bar{C}_P = \bar{S} * R/(\bar{S} - 1) = 1.3505 * 288.5/(1.3505 - 1)$$

$$\bar{C}_P = 1111.609 \text{ J/Kg °K}$$

La température totale : $T_{3t} = 1177.498$

Nombre de Mach à la sortie : $M_3 = 0.1479$

La pression statique et la pression totale :

$$P_3 = 429204.76 \text{ Pa} \quad ; \quad P_{3t} = 477882.14 \text{ Pa} \quad ; \quad P_{2t} = 501738.48 \text{ Pa}$$

La densité : $\rho_3 = 1.2683 \text{ Kg/m}^3$

Les pertes de pression dans la chambre de combustion :

$$\Delta P_{càc} = 4.75\%$$

La longueur totale de la trajectoire :

$$L = V_C * t_C = 0.5 \text{ m} \qquad L = 0.5 \text{ m}$$

Section nécessaire pour l'entrée de l'air dans la chambre :

$$S_2 = 0.028 \text{ m}^2$$

Epaisseur de la section de passage :

$$D_{càc} = D_{ex} = 0.3976 \text{ m} \quad ; \quad \varepsilon = 0.0224 \text{ m}$$

Chapitre IV

Calcul de la turbine

IV.1. **Introduction :**

La turbine est une partie du turboréacteur responsable de la rotation du rotor tout entier. Elle assure l'entrainement du compresseur en prélevant une partie de l'énergie des gaz sortant de la chambre de combustion. Ce processus se traduit par une détente des gaz dans l'étage de la turbine transformant ainsi l'énergie potentielle de la chute d'enthalpie en énergie cinétique et communique le mouvement de rotation a la partie mobile de la turbine qui entraine a son tour le compresseur.

Suivant le sens de l'écoulement on distingue :

- Les turbines radiales, ou l'écoulement se fait suivant le rayon de la turbine et est perpendiculaire à son axe.
- Les turbines axiales, l'écoulement y est dirigé parallèlement à l'axe de la turbine.

IV.2. **Description de l'étage d'une turbine axiale (voir fig.16)**

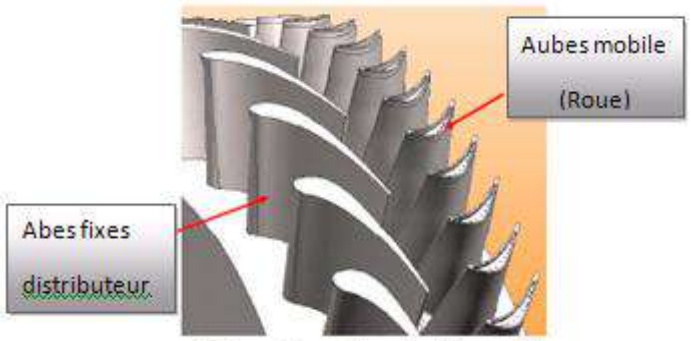


FIG16 :Etage d'une turbine axiale

L'étage d'une turbine axiale se compose d'un certain nombre d'éléments qui comprennent une couronne de canaux fixes formant le distributeur et une couronne de canaux mobiles qui représentent la roue.

- Dans le distributeur : Le fluide se détend et sa vitesse absolue augmente. Une partie de l'énergie potentielle (résultant des chutes d'enthalpie, de la température et de la pression) est transformée en énergie cinétique. A la sortie du distributeur, la vitesse absolue est dirigée suivant un angle α_1 Pa rapport à la vitesse périphérique. Le fluide sera donc prêta communiquer l'énergie au rotor.
- Dans le rotor : L'énergie du fluide est transformée en énergie mécanique servant à la rotation da la roue, le fluide se détend et sa vitesse relative augmente. La direction du

fluide est déviée dans les canneaux du rotor provoquant ainsi une différence de pression entre l'extrados et l'intrados et entrainant le rotor.

IV.3. Types de turbines :

Dans la turbine, le fluide peut se détendre dans l'aubage fixe ou dan l'aubage mobile ou dans les deux en même temps, ce fait appel aux processus d'action et de réaction dans les turbines, on distingue donc :

IV.3.1. La turbine a action :

Dans ce genre de turbines le fluide se détend entièrement dans l'aubage fixe et l'énergie engendrée se transforme dans l'aubage mobile en énergie mécanique du mouvement rotatif.

Le rapport de la chute d'enthalpie dans le rotor a celle produite dans l'étage entier(ou degré de réaction) est pratiquement nul, et la pression a l'entrée et a la sortie du rotor est pratiquement la même.

IV.3.2. La turbine a réaction :

Dans ce cas, une partie de la détente se fait dans le rotor et l'autre dans le stator. Le degré de réaction est définit par le rapport de la chute d'enthalpie dans le rotor a celle produite dans l'étage complet.

Si les chutes dans le stator et rotor sont identique, le degré de réaction serait égal a :

$$\sigma = \Delta H \text{ (rotor)} / \Delta H \text{ (étage)} = 1/2$$

IV.4. Calcul de la turbine:

IV.4.1. Designations:

- ✓ 0 : Entrée de la turbine
- ✓ 1 : Sortie de distributeur
- ✓ 2: Sortie de la turbine

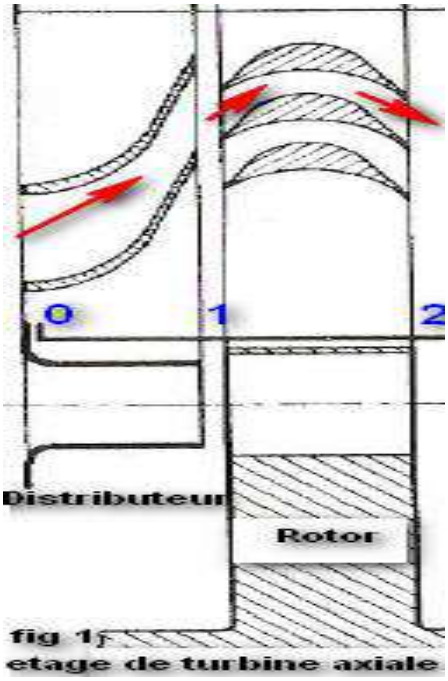


fig 1: etage de turbine axiale

IV.4.2. **Paramètres d'entrée du distributeur** :

$P_0 = P_3 = 429204.79$ Mpa.

$T_0 = T_3 = 1173\ ^0K$.

$q_m = 7.6143$ kg/s.

$C_0 = C_3 = 100$ m/s.

$q_{m\,t} = q_{m\,c} + q_c$.

IV.4.3. **Méthode de calcul** :

- Choix à faire :

- Degré de réaction(σ) : Définit comme étant le rapport de la différence d'enthalpie dans le distributeur a celle dans l'étage tout entier, on prent $\sigma = 0.3$.
- Coefficients d'obstruction :
  - $K_1 = (0.92 – 0.96)$, on prend $K_1 = 0.94$ $[4-1]$
  - $K_2 = (0.88 – 0.96)$, on prend $K_2 = 0.90$ $[4-2]$
  - Coefficient d'écoulement :

$\Phi = 1/C_1 .U = (0.6 – 1)$, on prend $\Phi = 0.8$ $[4-3]$

- Le rendement énergétique :

$\eta_e = (0.84 – 0.92)$; on prend $\eta_e = 0.88$ $[4-4]$

- L'angle de vitesse absolue :

$\alpha_1 = (20 – 24)$; on prend $\alpha_1 = 20^0$ $[4-5]$

- Le rapport :

t_{opt} =pas entre les aubes/corde de l'aube

$t_{opt} = t/b = (0.74 – 0.76)$; on prend $t_{opt} = 0.75$ $[4-6]$

- Coefficient de frottement :

C_f =(2.10^{-2} -1,1.10^{-3}); on prend C_f =0.0006 [4 – 7]

- Paramètres de la fumée :

On fait un choix pour un coefficient $\lambda = 3$.

On calcul $\overline{\mathbf{Cp}}$ dans la plage de température (1200 ^{0}K – 1000 ^{0}K).

D'après le diagramme(fig.15a chap3) on evalu les valeurs de $\overline{\mathbf{Cp}}$ et $\bar{\gamma}$,on trouve :

$C_p(3 , 1200) = 1.23$

$C_p(3 , 1000) = 1.19$

D'où C_{pmoy}=1.21 KJ/KG ^{0}K

γ (3 , 1000) =1.31

γ (3 , 1200) =1.34

D'où $\bar{\gamma}$ =1.325 KJ/KG ^{0}K.

On peut donc calculer la valeur moyenne de R :

$\overline{R}= \overline{\mathbf{Cp}}.((\bar{\gamma},– 1)/ \bar{\gamma},)$; AN : $\overline{R}$ = 297 KJ/KG ^{0}K

IV.4.4. **Paramètres de sortie du distributeur** :

- Vitesse absolue a la sortie : D'après le diagramme (H-S) de la figure -2- , on peut écrire :

$\eta_e=(C_1^2 /2)/((C_0^2 /2)+h_0 – h_{1s})$.

$h_0 – h_{1s} =(h_0 – h_{2s'}).(1-\sigma)$

$h_0 – h_{1s} =C_p .T_a(1- (\tau_D^{(\bar{\gamma}-1)/ \bar{\gamma})}))(1-\sigma)$

d'ou $C_1=(\eta_e.(2(h_0 – h_{1s})+C_0^2))^{1/2}$ ……(4-8)

- Température statique a la sortie :

$h_{0t}=h_{1t}$ cad que $h_0 + C_0^2/2= h_1+ C_1^2/2$.

$h_0 - h_1 = (C_1^2 - C_0^2) /2$

d'où $T_1 = T_0 - (C_1^2 - C_0^2) /2 * \overline{C}_P)$

- Nombre de mach a la sortie :

$M_1=C_1/(\gamma \overline{R}.T_1)^{1/2}$.

- Température isentropique a la sortie :

$T_{1s}=T_0- C_1^2/(2. \eta_e. \overline{Cp})+ C_0^2/ (2.\overline{Cp})$.

- Pression statique :

$P_1=P_0. (T_{1s} /T_0) ^{\overline{\gamma}-1/\overline{\gamma}}$

- Densité des gaz a la sortie du distributeur : $\rho_1= P_1/ \overline{R}.T_1$.
- Chute d'enthalpie isentropique dans l'etage :

$H_1 – h_{2s'}= (h_0 – h_{1s})/(1-\sigma) = \overline{Cp}.(T_0-T_{1s})/(1-\sigma)$.

- Perte d'enthalpie p_{01} dans le distributeur:

$p_{01} = C_{1s}^2/2 - C_1^2/2$ avec $C_1= \eta_e^{1/2} . C_{1s}$

d'ou $p_{01}= C_1^2/2 \eta_e - C_1^2/2$

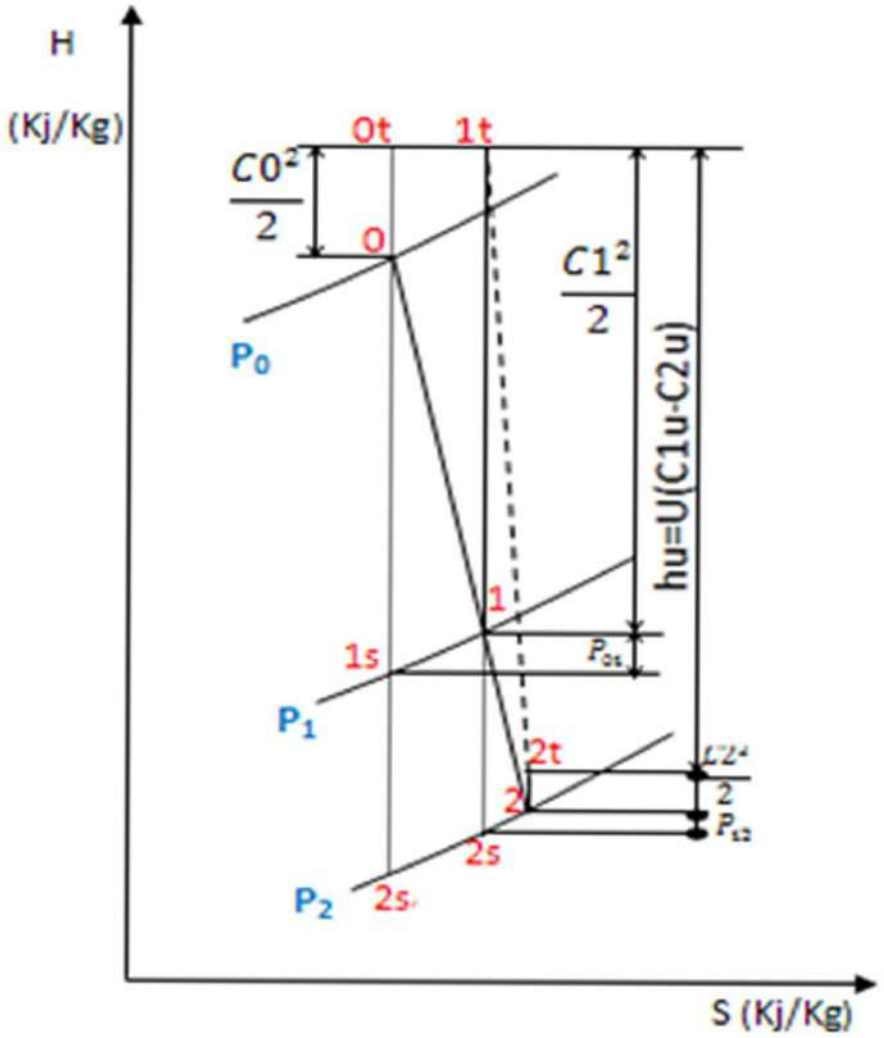


Fig 18 Cycle thermodynamique du fluide dans la turbine

IV.4.5. **Triangles de vitesses a la sortie du distributeur** :

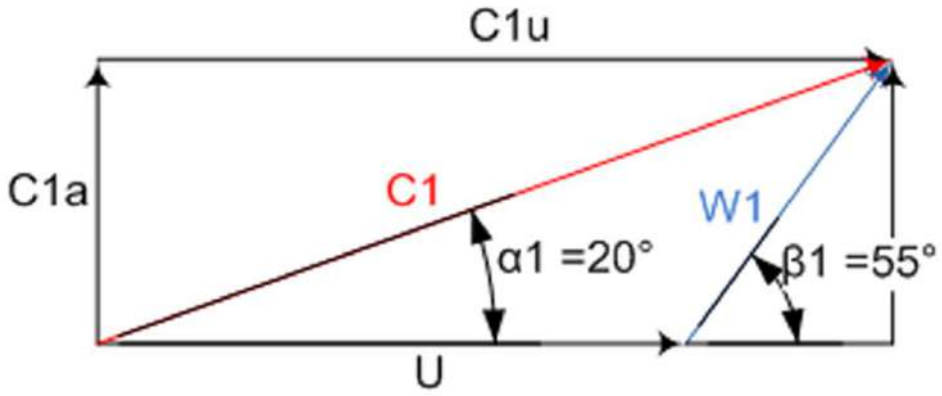


Fig.19 :Triangle de vitesses a la sortie du distributeur

$C_{1a} = C_1 . Sin (\alpha_1)$; $C_{1u} = C_1 .Cos (\alpha_1)$.

- Vitesse de rotation :

$U = C_1 .\Phi$

- Diamètre moyen de l'étage de la turbine :

$D_t = U/\pi.N.$

- Angle de vitess relative β_1

$tg(\beta_1) = C_{1a}/(C_{1u}-U)$; $\beta_1 = Arctg(C_{1a}/(C_{1u}-U))$.

- Hauteur des aubes L1:

$q_{mt} = \pi . D_t.K_1.C_1.L_1 . Sin(\alpha_1).\rho_1$.

d'ou $L_1 = q_{mt}/\pi . D_t.K_1.C_1 . Sin(\alpha_1).\rho_1$

IV.5. Calcul de la roue :

IV.5.1. Paramètres cinématiques de la roue : (voir fig. 19)

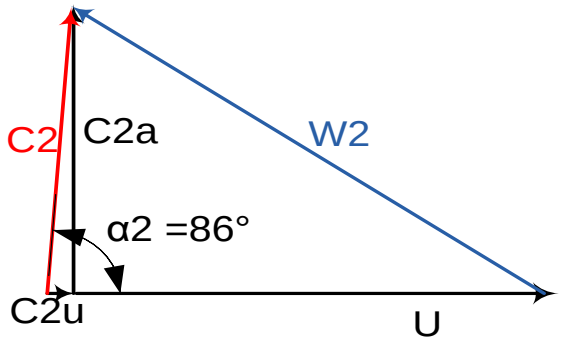


fig.19a : triangle de vitesse de la roue

- A l'entrée : du triangle de vitesses fig. 3 on déduit.

Vitesse relative : $W = (C_1^2 + U^2 - 2.U. C_1 Cos (\alpha_1))^{1/2}$

- Chute isentropique d'enthalpie dans la roue :

$h_1-h_{2s} = c_p.T_1(1-(p_2/p_1)^{\gamma-1/\gamma})$

- A la sortie de la roue :(fig 4)

$w_{2u}=(w_2^2 - C_{1a}^2)^{1/2}$.

$C_{2a}=C_{1a}$; $C_{2u} = U-w_{2u.}$

- Vitesse absolue :

$C_2 =(C_{2u}^2 + C_{2a}^2)^{1/2}$

- Angles de vitesses absolue $\alpha_2$et relative β_2 :

$tg(\alpha_2)= C_{1a} / C_{2u}$; $\alpha_2 = arctg(C_{1a} / C_{2u})$.

$tg(\beta_2)= C_{1a} / w_{2u}$; $\beta_2 = arctg(C_{1a} / w_{2u})$.

- Vitesse relative isentropique :

On calcule le coefficient de ralentissement suivant la relation suivante :

$\Psi=\eta^+_{e12}=w_2^2/ w_{2s}^2$; $w_{2s}= w_2/(\eta^+_{e12})^{1/2}$; $\eta^+_{e12}= \eta_{e12} =0.88$.

- Hauteur des aubes :

D'après l'équation de continuité on peut écrire:

$q_{mt}= \pi. D_t.K_2.C_{2a}.L_2. \rho_2$ d'où $L_2 = q_{mt}/ \pi. D_t.K_2.C_{2a}.\rho_2$

IV.5.2. **Paramètres thermodynamiques a la sortie de la roue** :

- Perte d'enthalpie dans le rotor :

$P_{12}= h_2-h_{2s}=(w_{2s}^2- w_2^2)/2.$

$P_{12}=(w_2^2/ 2\eta^+_{e12})).(1- \eta^+_{e12}).$

- Temperature statique (T_2) :

$T_2= T_1-(w_2^2- w_1^2)/2. c_{pmoy}$

- Temperature théorique (T_{2s}) :

$T_{2s}= T_1-(w_2^2/ (2\eta_{e12})- w_1^2/2)/ c_{pmoy}$

- Densité du fluide :

$\rho_2=P_2/R_{moy}.T_2.$

- Nombre de mach :

$M_2 =w_2/(\gamma. R_{moy}.T_2)^{1/2}.$

- Rendement périphérique de la turbine (η_u) :
  - L'énergie massique communiquée au rotor :

calculée a partir des triangles de vitesses. Cela donne :

$h_{1u} =U.(C_{1u}- C_{2u}).$

- L'énergie massique calculée a partir du bilan de pertes :

$h_{2ut}= h_0- h_{2s'} – (P_{01} + P_{12} +C_2^2/2)$

$h_{2ut}=c_p.T_0.(1-(P_2/P_0)^{\gamma moy-1/\gamma moy})-(P_{01} + P_{12} +C_2^2/2).$

D'ou $\eta_u = h_{u1}/(h_0 - h_{2s}+C_0^2/2).$

$\eta_u = h_{u1}/((c_p.T_0.(1-(P_2/P_0)^{\gamma moy-1/\gamma moy}) +C_0^2/2).$

- Puissance périphérique de la turbine :

$P_u = h_{u1}. q_{mt}$

IV.5.3. **Paramètres aérodynamiques (fig.20) :**

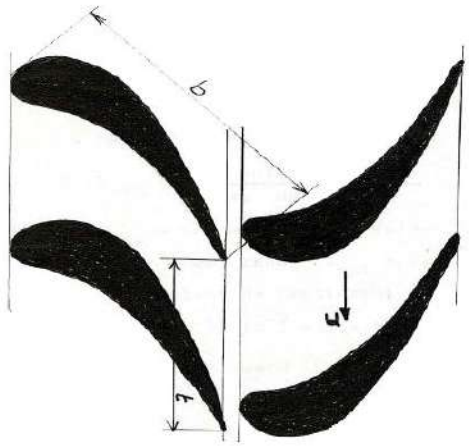


FIG 20 . SCHEMA D'UN ETAGE DE TURBINE AXIALE

- Détermination du Pas entre les aubes :

On désigne par : b=corde de l'aube ;

et par t = le pas

Le pas relatif optimum est donné par : t_{opt} =t/b.

Avec le choix : topt =0.75 et b=45 mm.

D'où : t = t_{opt} .b

- Nombre d'aubes du rotor (roue) :

$Z_D = Z_R = (\pi.d)/t$; [D : Distributeur ; R : Rotor].

IV.5.4. **Pertes par frottements du disque tournant (P_{fi})** :

$p_{fi} = f(\rho_m, U_{ex}, r_{ex}, C_f)$.

- C_f : coefficient de frottement (connu).
- ρ_m : densité moyenne ; $\rho_m = 2.(\rho_1 . \rho_2)/(\rho_1 + \rho_2)$
- r_{ex} : rayon exterieur du disque. (fig..20)

$r_{ex} = r + L_2/2 = D/2 + L_2/2 = (D + L_2)/2$

- U_{ex} :Vitesse périphérique du disque.

$U_{ex} = 2.\pi. r_{ex} .n.$

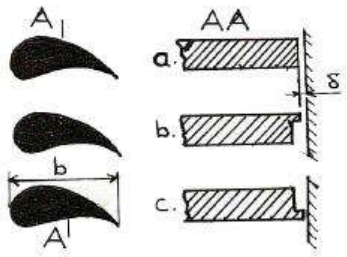
$p_{fi}=p_{pf}$(puissance totale perdue)/q_{mt}

p_{pf} : puissance totale perdue.

Avec : $p_{pf} =4. \rho_m . U_{ex}^{3}. r_{ex}^{2}. C_f .$

D'où : $p_{fi}=4. \rho_m . U_{ex}^{3}. r_{ex}^{2}. C_f / q_{mt}$

IV.5.5. **Perte par le jeu au dessus des aubes mobiles** (voir fig.21)



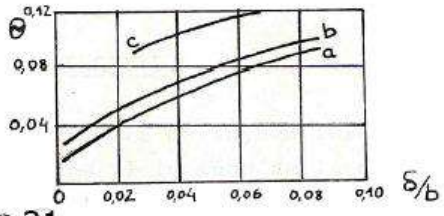


FIG 21

GRAPHE DONNANT Θ EN FONCTION DE δ/b [ ]

δ : jeu

b : longueur de la corde de l'aube

Le but de la prévision du jeu δ est de limiter les fuites entre les pièces mobiles et les pièces fixes du turboréacteur.

La valeur du jeu δ doit assurer le fonctionnement du rotor avec son corps. Le jeu n δ est donné par la formule suivante :

$$\delta = E + F.D_{ex} \qquad [1]$$

E=0.00025

F=0.00085 (pour les turbines a matériaux ferritiques).

F=0.00130 (pour les turbines a matériaux austénitiques).

La turbine en étude est considérée construite avec des matériaux ferritiques.

D'où : $\delta = 0.00025 + 0.00085D_{ex}$

On définit le coefficient de perte d'enthalpie par :

$$\Omega = P_{fuite} /(C_{2a}^2/2).$$

La valeur de Ω sera prise graphiquement de la courbe représentative de la fonction :

$$\theta = \Omega.L_2/b \text{ ;et } \theta = f(\delta/b). \qquad \text{(Voir fig.21)}$$

o n déduit Ω et o n calcule P_{fuite} ($P_{fuite} = \Omega . C_{2a}^2/2$;)

Puissance perdue :

$$P_{pf} = P_f . q_{mt}$$

Energie interne échangée :

$$h_i = hu - \sum pertes = hu-(P_{fi}+P_{fj})$$

Puissance interne de la turbine :

$$P_{it} = hi . q_{mt}$$

<u>Rendement interne</u>

η_{it} =energie interne échangée/chutte d'enthalpie isentropique dans l'etage

$$\eta_{it} = hi/(h_0 - h_{2s'})$$

Chapitre V

TUYERE

V.1. Introduction :

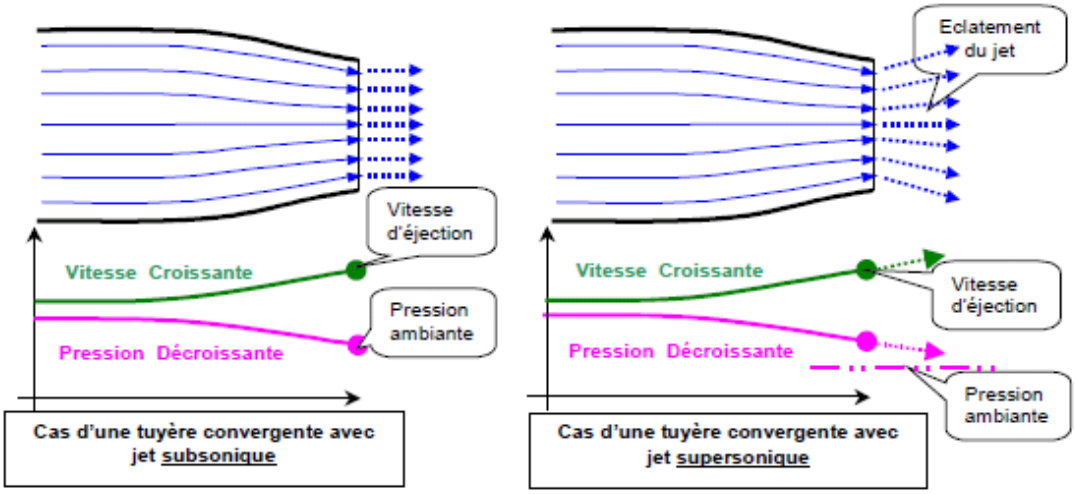
La tuyère est l'organe placé a la sortie du turboréacteur, servant a l'accélération de l'écoulement des gaz provenant de la turbine, transformant ainsi l'énergie des gaz (fonction de la pression et de la température)en énergie cinétique utile a la propulsion.



Photo d'une tuyere

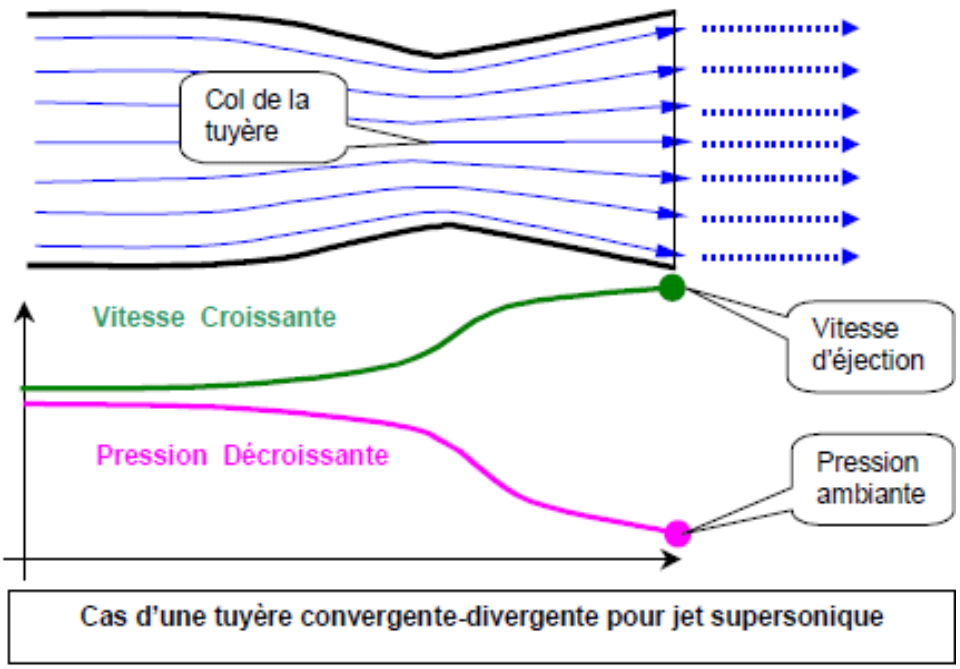
Selon la conception et le régime de l'écoulement on distingue :

V.1.1. **La tuyère convergente** :



On utilise ce genre de tuyère lorsque le régime de l'écoulement est subsonique (M<1) le long de la conduite. La diminution progressive de la section engendre une augmentation de la vitesse qui atteint sa valeur maximale a la sortie.

V.1.2. **La tuyère Convergente Divergente**



Cas d'une tuyère convergente-divergente pour jet supersonique

Ce genre de tuyère est utilisé pour un écoulement supersonique des gaz (M>1). Selon la forme et la symétrie des tuyères on distingue :

Tuyère a section d'entrée et de sortie égales (fig.22)

Tuyère totalement symétrique (fig.23)

Tuyère dissymétrique. (fig.24)

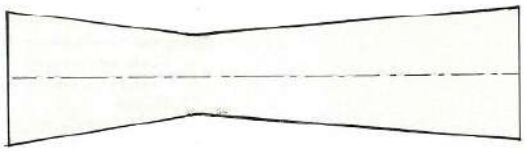


Fig.22: Tuyere a section dentree et de sortie egales

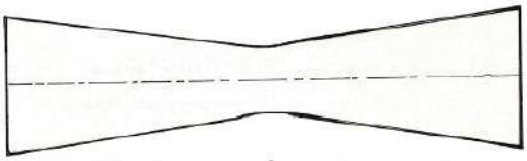


Fig.23: Tuyer totalement symetrique

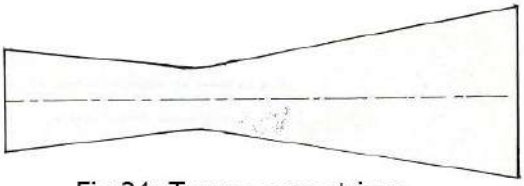


Fig.24: Tuyere asymetrique

V.2. **Discutions de la forme des tuyères** :

La nature d'une tuyère est régie par l'équation traduisant la variation de la section en fonction de la pression et de la vitesse de l'écoulement, qui s'écrit :

$dA/A = vdp\ (1/c2 - 1/a2)$

Avec : $a2 = -v2.\ (dp/dv)\ s.$

- A:section de la tuyère.
- v : volume spécifique des gaz.
- p : pression des gaz.
- c : vitesse du fluide.

V.2.1. **Discutions** :

- pour un écoulement accéléré :

La pression diminue, cad : dp<0

- Ecoulement subsonique :

C<a ; cad : 1/c2 -1/a2 >0 ; donc : vdp (1/c2 -1/a2) <0 ➔ dA/A<0

Donc la conduite doit converger

.

- Ecoulement supersonique :

C > a ; cad : 1/c2 -1/a2 <0 ; donc : vdp (1/c2 -1/a2)>0 ➔ dA/A>0

Donc la conduite doit diverger.

- pour un écoulement décéléré :

La pression augmente ➔ dp >0.

- Ecoulement subsonique :

C<a ; cad : 1/c2 -1/a2 >0 ; donc : vdp (1/c2 -1/a2)>0 ➔ dA/A>0

Donc la conduite doit diverger.

- Ecoulement supersonique :

C > a ; cad : 1/c2 -1/a2 <0 ; donc : vdp (1/c2 -1/a2) <0 ➔ dA/A<0 cad la section diminue.

Donc la conduite doit converger.

V.3. CALCUL DE LA TUYERE

V.3.1. Cycle thermodynamique (h-s) (fig.25):

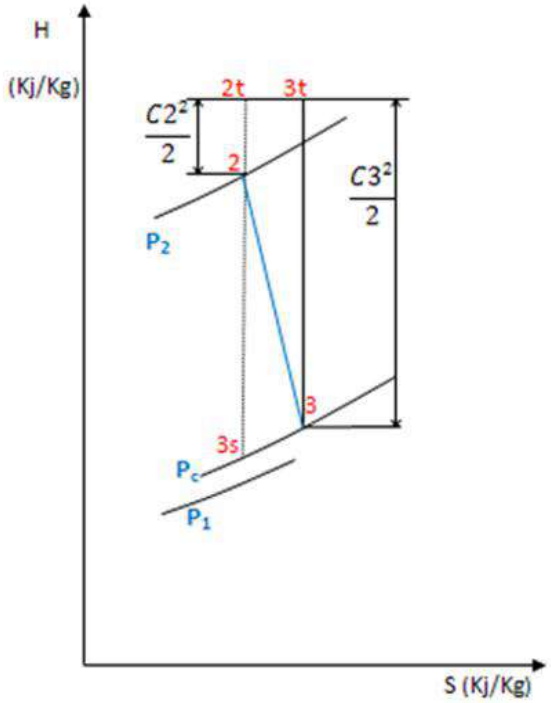


Fig.25: Cycle thermodynamique de la tuyére.

V.3.2. Paramètres d'entrée de la tuyère :

Pression statique : P2 =214602.4 Pa

Température statique : T2 =1013,8100 °K.

ρ2=0.717 kg/m3

M2=0.6378.

C2 =181,1232 m/s

Le rendement est pris égal a : ηT=0.96

V.3.3. Paramètres génératrices :

P2t=P2 (1+ ((γmoy-1)/2). M22) γ/ (γ-1).

T2t= T2 (1+ ((γ-1)/2). M22).

Remarque : pour la tuyère on choisit C_{pmoy} et γmoy entre les temperatures 1050 et 850 °K, d'après le diagramme (fig. 5) On a relevé les valeurs suivantes :

C_{pmoy} =1.155 KJ/Kg°K ; γmoy=1.333 ; R=288.5 KJ/Kg°K.

V.3.4. **Paramètres de sortie de la tuyère** :

Hypothèse : A un régime élevé la vitesse du jet approche celle du son et puisqu' elle dépend de la sortie de la buse, elle devient presque constante.

C3= (γ.R.T3)1/2.

- la température théorique à la sortie (température critique) :

T2t/T3s=(1+((γ-1)/2). M32).

M3=Mc=1.

D'où :

T2t/T3s= T2t/Tcs=(γ-1)/2 .

T3s=Tcs=(2/(γ-1)).T2t .

- la temperature réelle à la sortie :

ηT=(T2t-T3)/(T2t-T3s).

T3=T2t - ηT(T2t – T3s).

- la pression à la sortie :

P3=P3t (T3s*T4t) γmoy/ γmoy-1

- le volume massique :

ρ3=P3 /(R.T3)

- la vitesse à la sortie :

C3 = γ.R.T3

- la section de dortie de la tuyère :

q_{mt}= π. ρ3. C3.A3.

D'où:

A3= q_{mt}/ π. ρ3. C3

- diametre à la sortie :

A3 = π.D32 /4 ➔ D3=(4.A3 / π)1/2

Chapitre VI

Etude Paramétrique

VI.1. **Etude Paramétrique** :

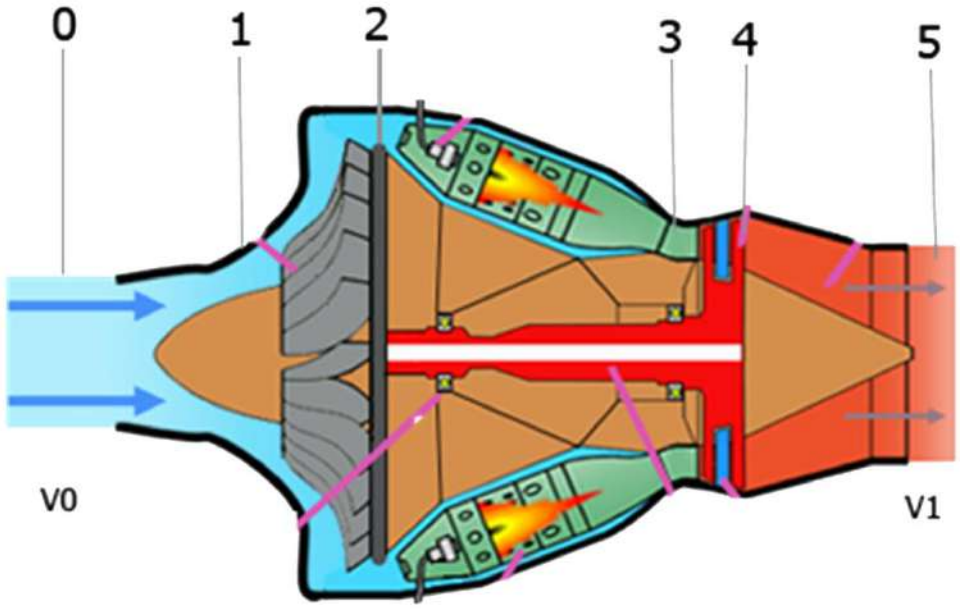


fig. 26 : les diffrérents plans du turboréacteur

- **Influence de la température de sortie de la chambre de combustion sur le travail et le rendement d'un turboréacteur au décollage**

Données :

Soit un turboréacteur d'avion

- Exposant isentropique ($\gamma = C_p/C_V$) de l'air γ = 1.4
- Constante de l'air R = 287 J/Kg°K
- Exposant isentropique ($\gamma = C_p/C_V$) des gaz de combustion γ = 1.4
- Constante des gaz de combustion R = 287 J/Kg°K
- Température totale absolue à la sortie de la chambre de combustion T_{C3}= 1200 °C
- Rapport de pression au compresseur $\frac{p_{c2}}{p_{c1}}$ = 20
- Rendement du compresseur η_c = 0.80
- Rendement de la turbine η_T = 0.96
- Rendement du diffuseur atmosphériques η_{dif} = 0.96

- Température T_{atm} = 20°C
- Pression P_{atm} = 1 bar
- Vitesse de l'air à l'entrée V_0 = 0 m/s

	a : T_{C3} = 800 °C	**b : T_{C2} = 1200 °C**
T_{C1} (°C)	**20**	**20**
T_{C4} (°C)	**408.6**	**808.6**
V_1 (m/s)	**572.5**	**901.4**
T_5 (°C)	**267**	**457.4**
a_5 (m/s)	**454**	**528**
M_{V1}	**1.26**	**1.71**
e_K (KJ/Kg)	**452.697**	**452.697**
e_U (KJ/Kg)	**163.86**	**406.274**
η_{Th}	**0.332**	**0.425**

Tableau 4 : influence de la température de sortie de la chambre de combustion sur le travail et le rendement d'un turboréacteur au décollage

- **Influence de la vitesse de vol sur le travail et le rendement d'un turboréacteur**

<u>Données</u> :

Soit un turboréacteur d'avion

- Exposant isentropique ($\gamma = C_p/C_V$) γ = 1.4
- Constante de l'air R = 287 J/Kg°K
- Exposant isentropique ($\gamma = C_p/C_V$) des gaz de combustion γ = 1.4
- Constante des gaz de combustion R = 287 J/Kg°K
- Température totale absolue à la sortie de la chambre de combustion T_{C3}= 1200 °C
- Rapport de pression au compresseur $\frac{p_{c2}}{p_{c1}}$ = 20

- Rendement du compresseur $\eta_c = 0.80$
- Rendement de la turbine $\eta_T = 0.96$
- Rendement du diffuseur atmosphériques $\eta_{dif} = 0.96$
- Température $T_{atm} = 20°C$
- Pression $P_{atm} = 1$ bar

	a : V_0 =0,00	b : V_0 =100	c : V_0 =200	d : V_0 =300
V_1 (m/s)	901.4	905.6	915.7	925.7
e_u	406.274	410.030	419.229	428.503
η_{th}	0.425	0.434	0.463	0.509

Tableau 5 : influence de la vitesse de vol sur le travail et le rendement d'un turboréacteur

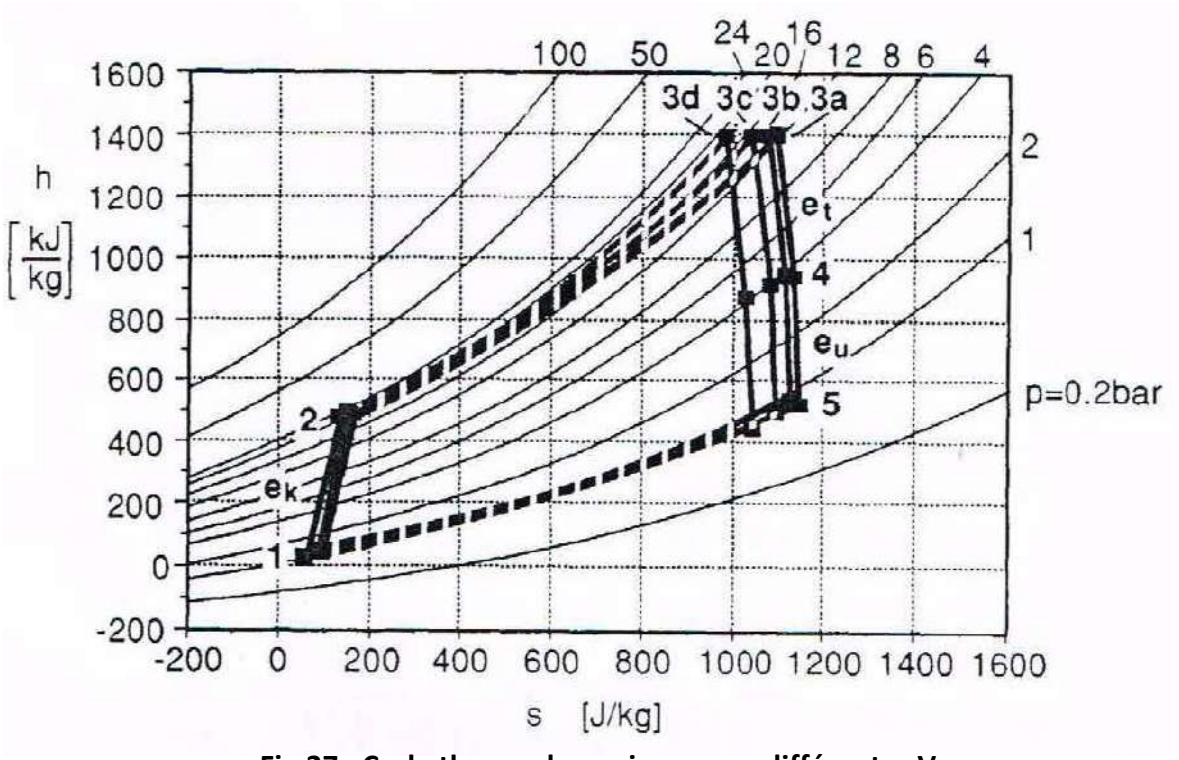


Fig.27 : Cycle thermodynamique pour différentes V_0

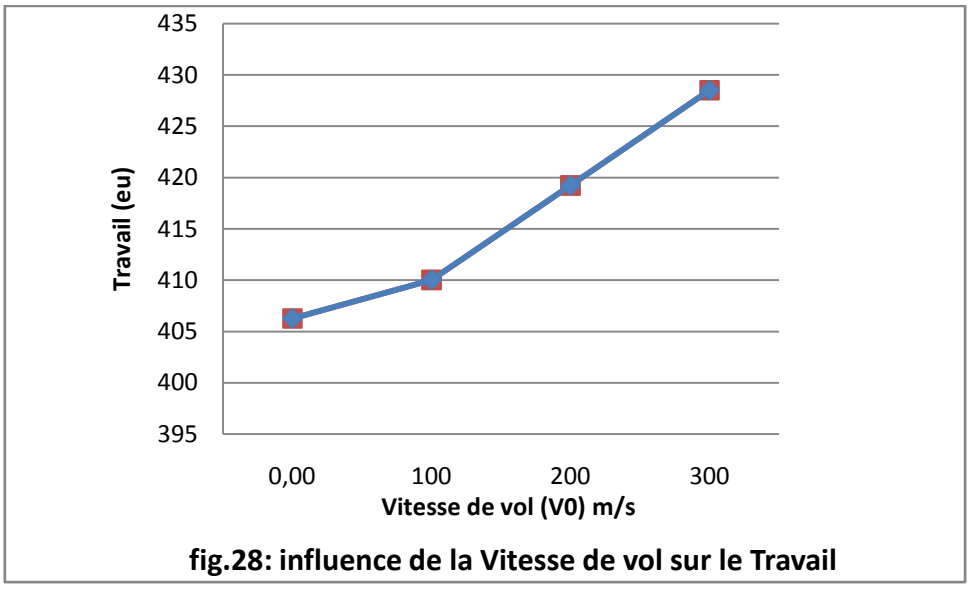


fig.28: influence de la Vitesse de vol sur le Travail

- **<u>Analyse et interprétation</u> :** Le travail du turboréacteur est d'autant plus fourni que la vitesse V_0 est grande la pente est plus accentuée au de la vitesse 300 m/s.

<u>Données</u> :

Soit un turboréacteur d'avion

- Exposant isentropique ($\gamma = C_p/C_V$) γ = 1.4
- Constante de l'air R = 287 J/Kg°K
- Exposant isotrope ($\gamma = C_p/C_V$) des gaz de combustion γ = 1.4
- Constante des gaz de combustion R = 287 J/Kg°K
- Température totale absolue à la sortie de la chambre de combustion T_{C3}= 1200 °C
- Rapport de pression au compresseur $\frac{p_{c2}}{p_{c1}}$ = 20

- Rendement du compresseur η_c = 0.80
- Rendement de la turbine η_T = 0.96
- Rendement du diffuseur atmosphériques η_{dif} = 0.96
- Vitesse de l'air à l'entrée V_0 = 240 m/s

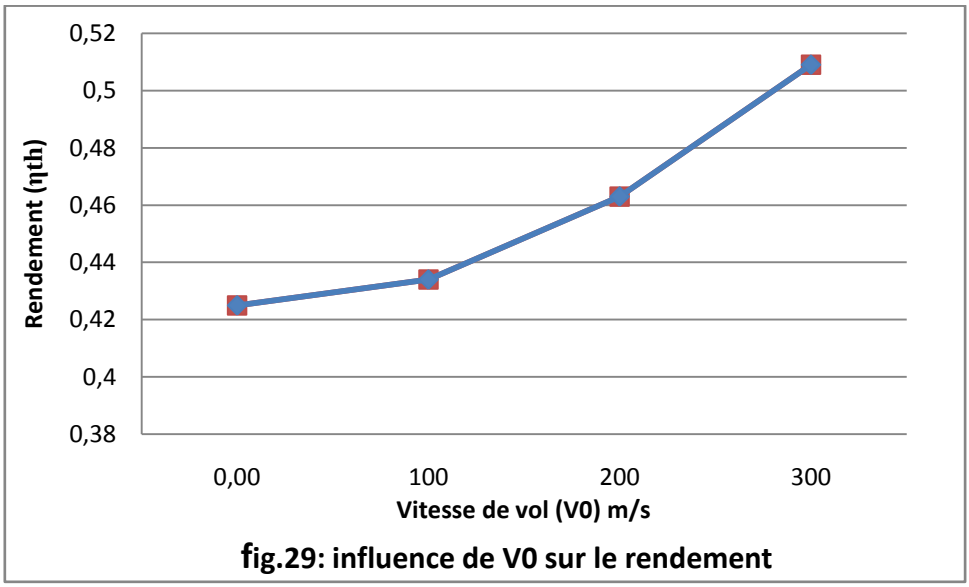


fig.29: influence de V0 sur le rendement

- **Analyse et interprétation :** On voit que la vitesse de peut influant d'une façon très apparente sur le rendement (proportionnelle) ce que mène a maitrisé les paramètres qui influant sur V_0

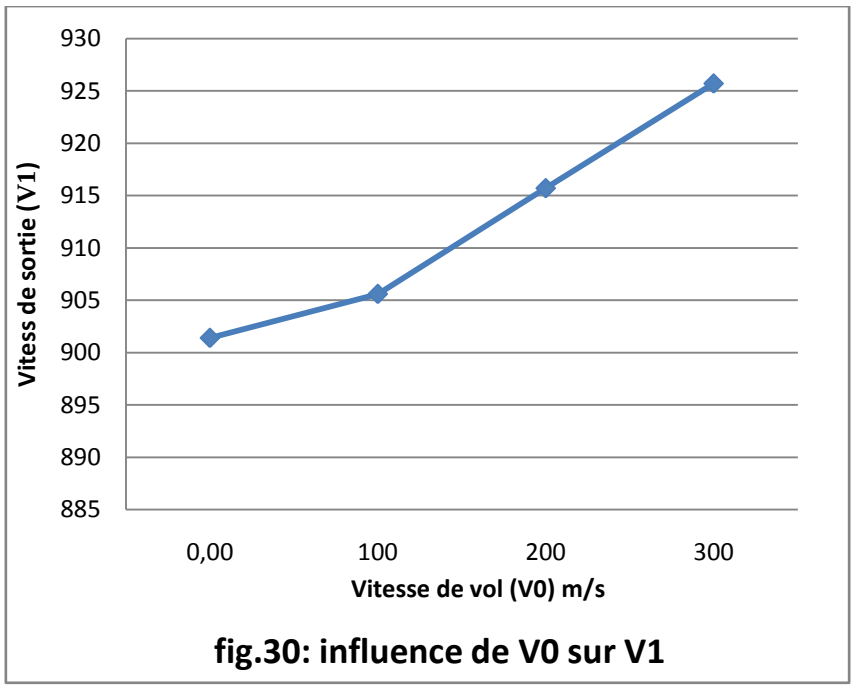


fig.30: influence de V0 sur V1

- **Analyse et interprétation** : La vitesse d'éjection croit avec V_0 sursoit au débit d'une certain valeur (>300 m/s) ce qui peur influer sur l'amélioration de la poussée.

Altitude(m)	Poussée (daN)
5000	300
7500	425
9500	530
10200	720
20500	720
20700	675
30000	350

Tableau 6 : influence de l'altitude **de vol sur la poussée d'un turboréacteur**

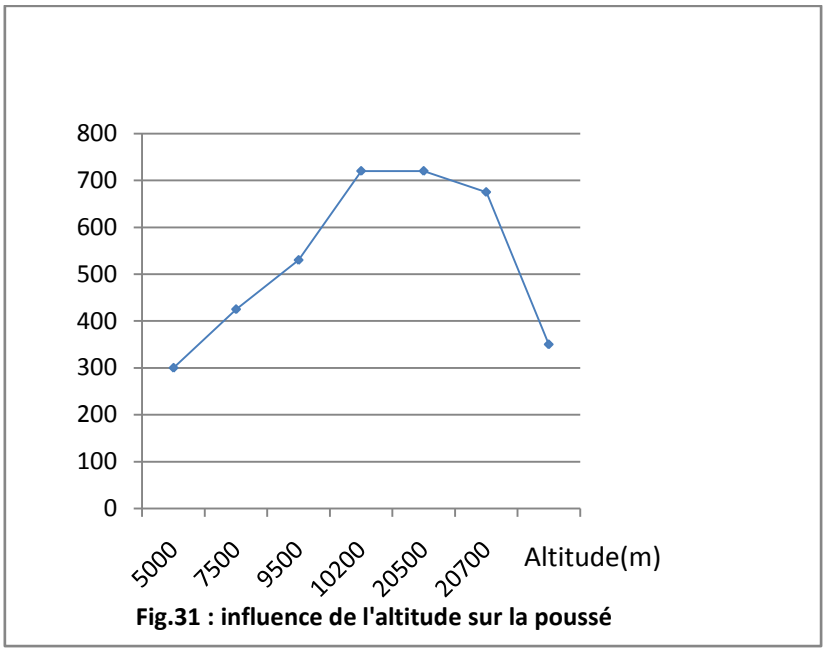


Fig.31 : influence de l'altitude sur la poussé

- **Analyse et interprétation** : L'augmentation de l'altitude a pour effet d'accroitre la poussée (et de diminuer par conséquent la consommation) de l'engin, ce comportement n'est pas toujours vrai, a cause du changement des propriétés de l'atmosphère (température plus exactement) et ou la consommation devient une fonction croissante de l'altitude.

- **Influence des conditions atmosphériques sur le travail et le rendement d'un turboréacteur**

<u>Données</u> :

Soit un turboréacteur d'avion

- Exposant isentropique ($\gamma = C_p/C_V$) γ = 1.4
- Constante de l'air R = 287 J/Kg°K
- Exposant isentropique ($\gamma = C_p/C_V$) des gaz de combustion γ = 1.4
- Constante des gaz de combustion R = 287 J/Kg°K
- Température totale absolue à la sortie de la chambre de combustion T_{C3}= 1200 °C
- Rapport de pression au compresseur $\frac{p_{c2}}{p_{c1}}$ = 20
- Rendement du compresseur η_c = 0.80
- Rendement de la turbine η_T = 0.96
- Rendement du diffuseur atmosphériques η_{dif} = 0.96
- Température T_{atm} = 20°C
- Vitesse de l'air à l'entrée V_0 = 240 m/s

	a : sol	**b : 10000**
T_{C1} (°C)	**48.7**	**-21.3**
T_{C4} (°C)	**707.3**	**808.6**
V_1 (m/s)	**920.1**	**1053.5**
T_5 (°C)	**404.4**	**384.1**
e_K (KJ/Kg)	**496.995**	**388.842**
e_U (KJ/Kg)	**423.293**	**554.945**
η_{Th}	**0.479**	**0.522**

Tableau 7 : Influence des conditions atmosphériques sur le travail et le rendement d'un turboréacteur

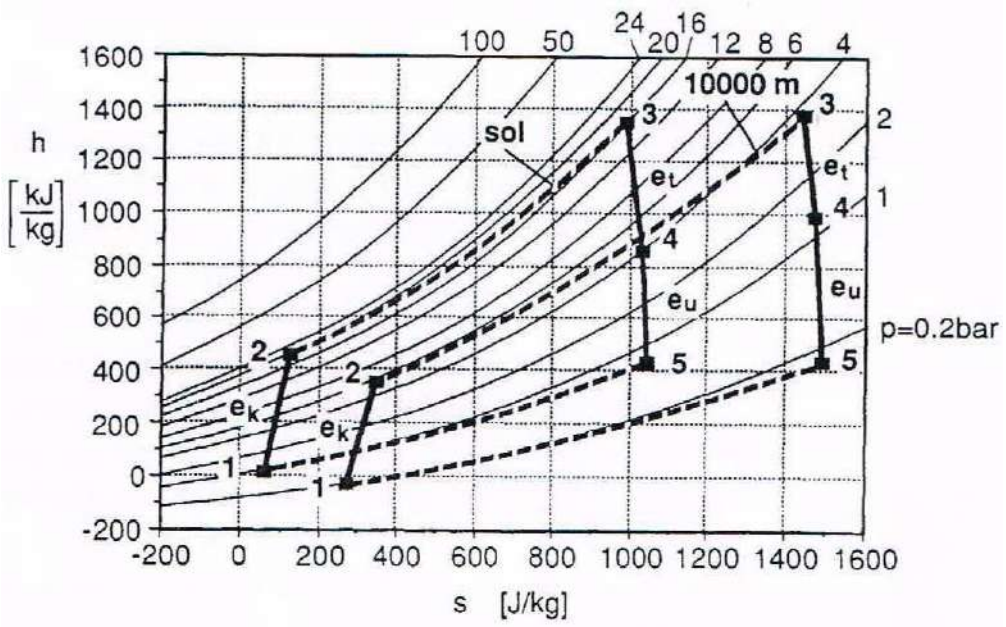


Fig.32 : Conditions au sol et à 10000 m d'altitude

Conclusion Générale

Dans notre étude on a vu l'importance de l'insertion de la technologie de l'information et de la communication dans l'enseignement, ce qui nous a mené a traiter le sujet sur le turboréacteur en utilisant la programmation par le langage fortran ainsi que le langage matlab ce qui nous a permis de varier voir diversifier notre étude paramétrique.

L'importance de cette dernière, réside dans le fait qu'elle permet aux concepteurs dans le domaine de l'aéronautique d'optimiser le rendement général de leur conception et laisse un impact sur la sécurité de la construction aéronautique et même sur l'environnement.

En effet, on a pu développer quatre programmes de calcul énergétique traitant respectivement la compression, la combustion, la détente dans la turbine ainsi que la détente dans la tuyère.

On a pu montrer que la poussée du turboréacteur est influencée par les conditions d'entrée (pression, température et débit) ainsi que les conditions (Altitude, vitesse de vol).

Cependant notre étude a besoin d'être enrichi par l'amélioration de l'étude des performances du turboréacteur en se basant sur une méthode de programmation plus détaillée.

La prise en compte d'une conception double flux s'avère indispensable du point de vue technologique.