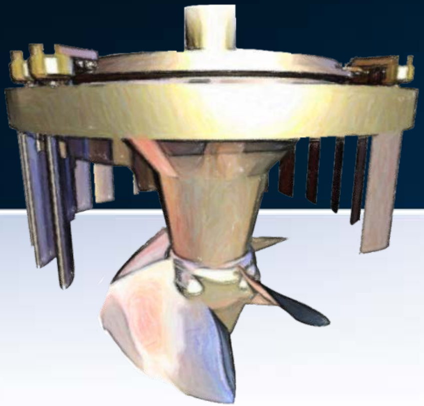
Turbomachines



NRJ EN ROTATION

OBJECTIFS

- Présenter les types de rendements utilisés dans le TG
- Effectuer l'analyse themodynamique d'une TG ($c_p = cnste$)
- Présenter le concept de consommation spécifique
- Effectuer le calcul dans une TG lorsque $c_p \neq cnste$.
- Regarder le cas d'une turbosoufflante

Turbine à gaz

Jusqu’à présent nous avons étudié divers types de turbomachines en tant que des composantes individuelles

Maintenant, nous allons regarder comment certaines s’intègrent et opèrent dans un ensemble appelé turbine à gaz

Une turbine à gaz est composée d’un **cœur,** qui produit du gaz avec un **haut niveau énergétique** (pression et température), et d’un organe qui transforme cette énergie afin de produire l’effet utile voulu

Turbine à gaz

Ce dernier élément peut être soit **une turbine** pour la mise en rotation d'un arbre (production de l'électricité), soit **une tuyère** pour générer une poussée

Lorsque l'objectif c'est la production d'énergie, la machine reçoit le nom de **turbomoteur**

Si le but c'est la génération de la propulsion d'un véhicule, la machine est connue comme **turboréacteur**

Turbine à gaz

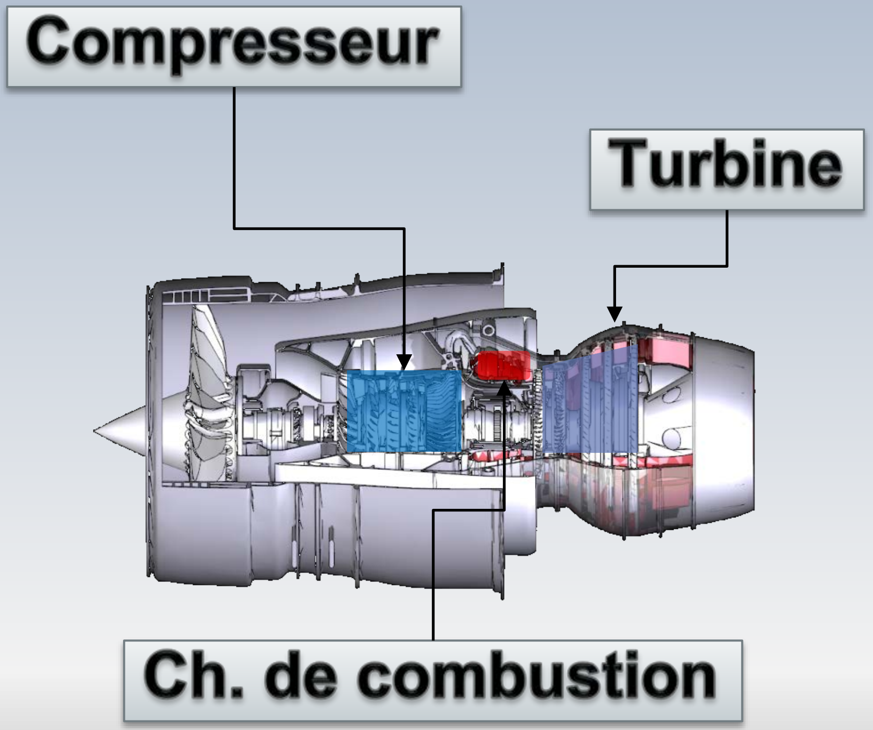
Le cœur ou générateur de gaz est composé d'un **compresseur**, d'une **chambre de combustion** et d'une **turbine**

Ainsi, dans une turbine à gaz le fluide subit une compression (compresseur), reçoit un apport calorifique (chambre de combustion) et réalise une première détente (turbine)

Le rôle de cette turbine est de fournir la puissance juste nécessaire pour entraîner le compresseur

Une deuxième détente "utile" a lieu par la suite, soit dans une turbine dite de puissance soit dans une tuyère

Turbines à gaz



Le cycle de Brayton

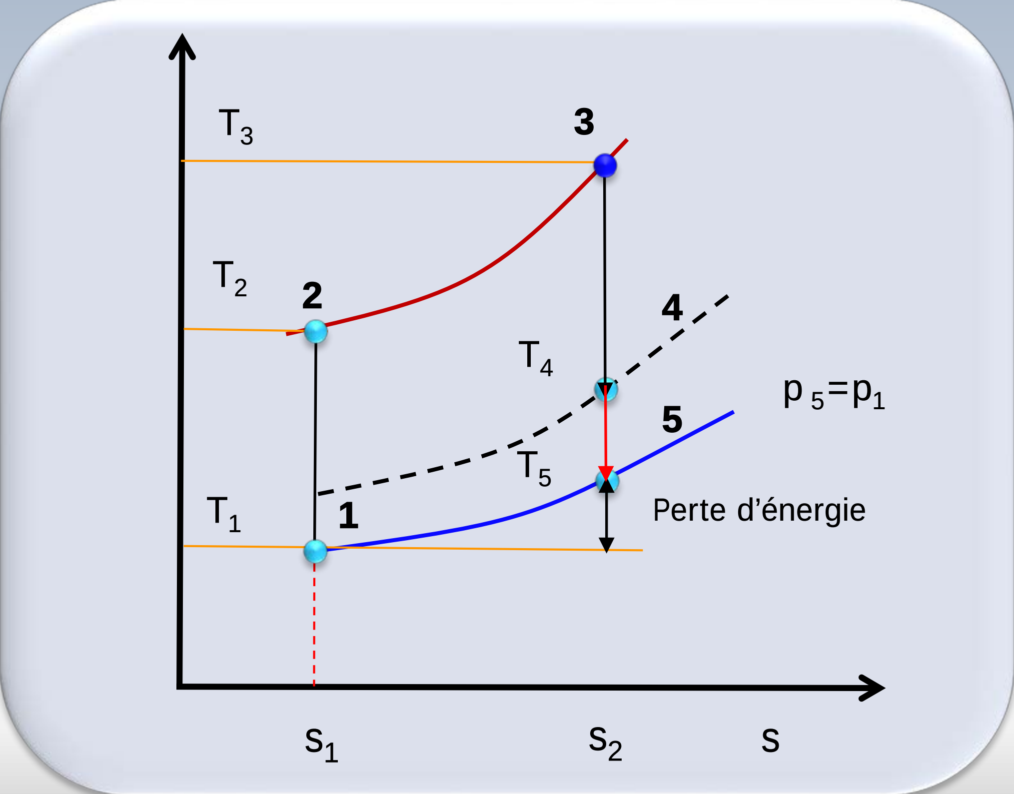
Pour étudier la performance d'une turbine à gaz, on regarde l'évolution thermodynamique du fluide dans la machine

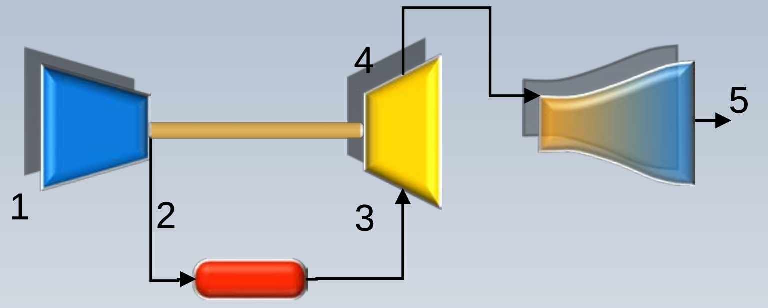
Le cycle élémentaire de **Brayton** est la représentation théorique employée pour l'étude des turbines à gaz

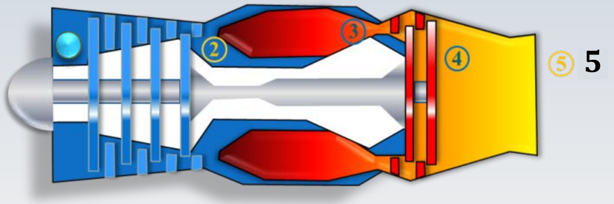
Bien que ce cycle soit purement théorique, il renseigne cependant sur **le niveau maximal des performances**

Par définition **un cycle est fermé**, par contre on utilise le terme **cycle ouvert** pour le cas des turboréacteurs lorsque l'air à l'entrée est incessamment renouvelé

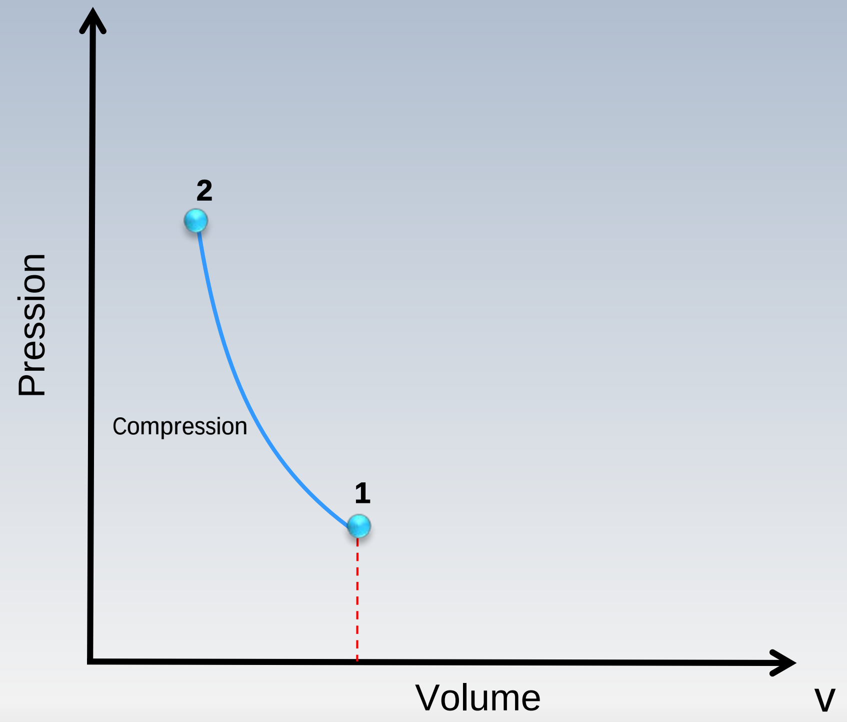
Le cycle de Bryton: turboréacteurs

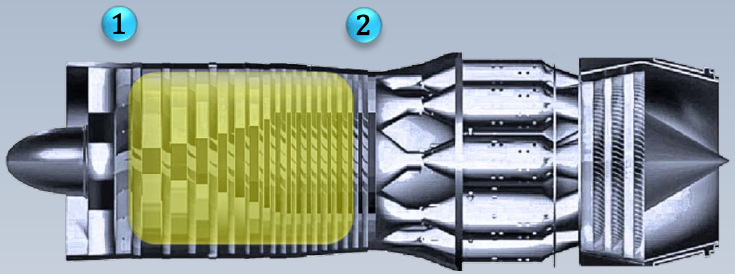






Le cycle de Bryton: turboréacteurs

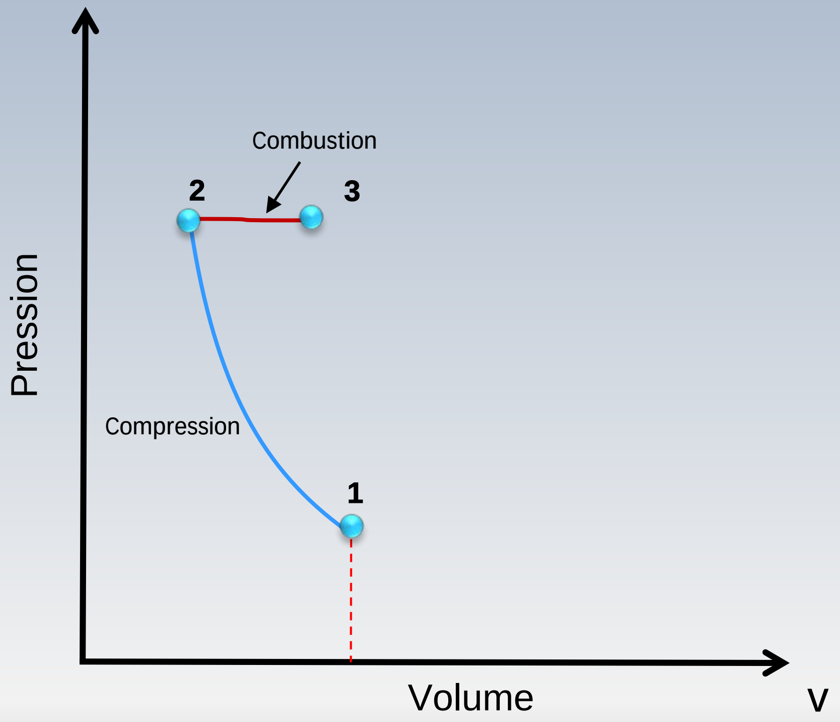


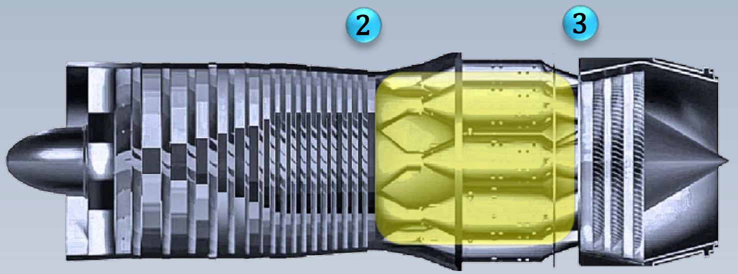


Compression

Diagramme p-v

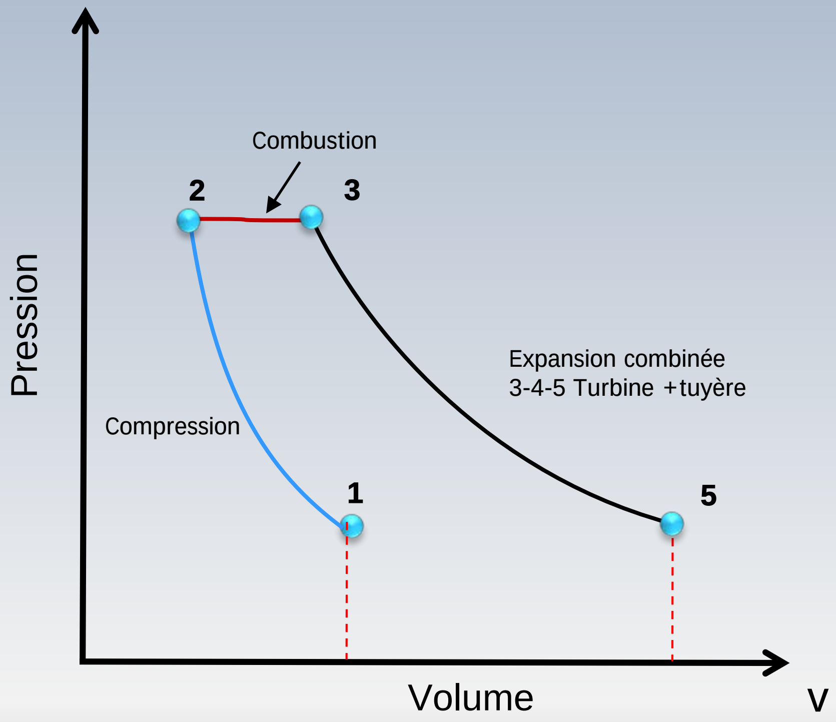
Le cycle de Bryton: turboréacteurs

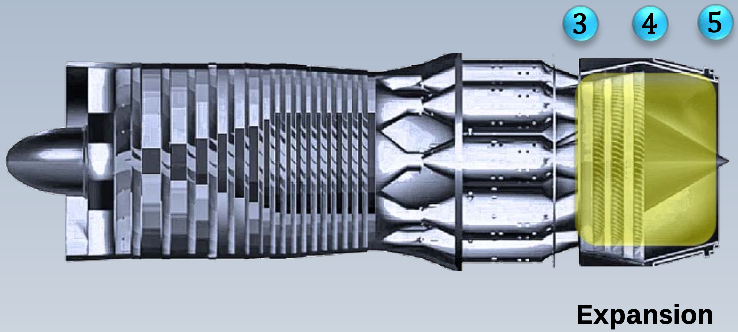




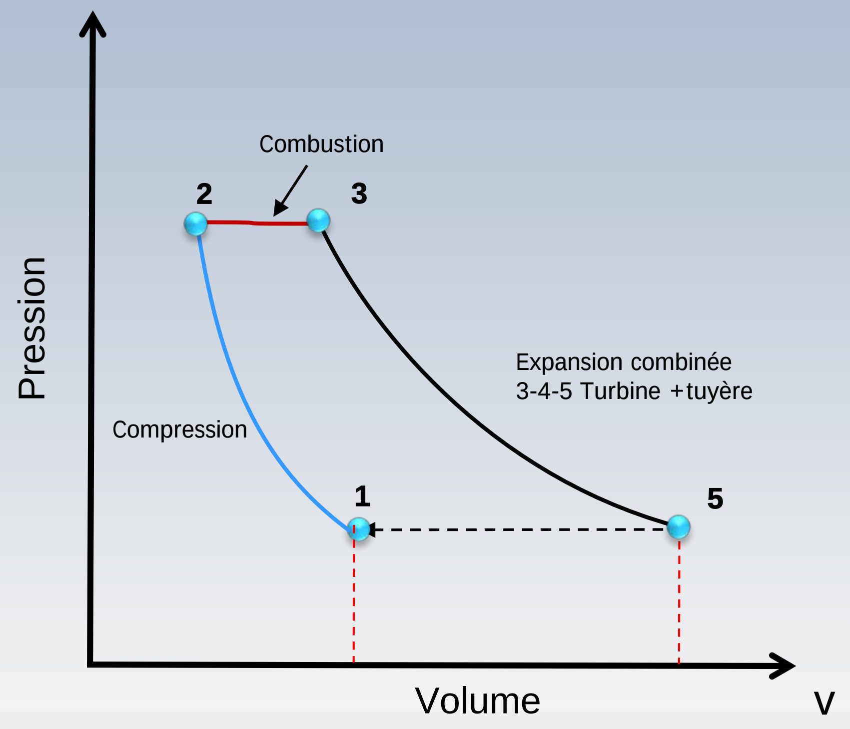
Combustion

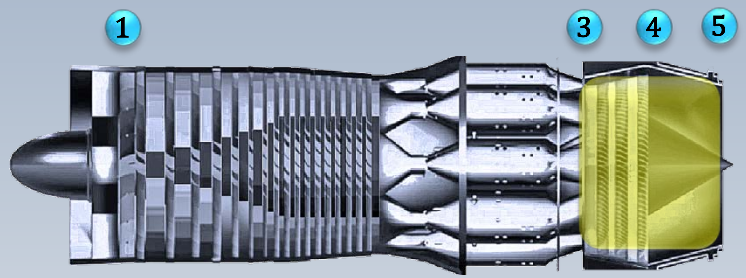
Le cycle de Bryton: turboréacteurs





Le cycle de Bryton: turboréacteurs





Expansion

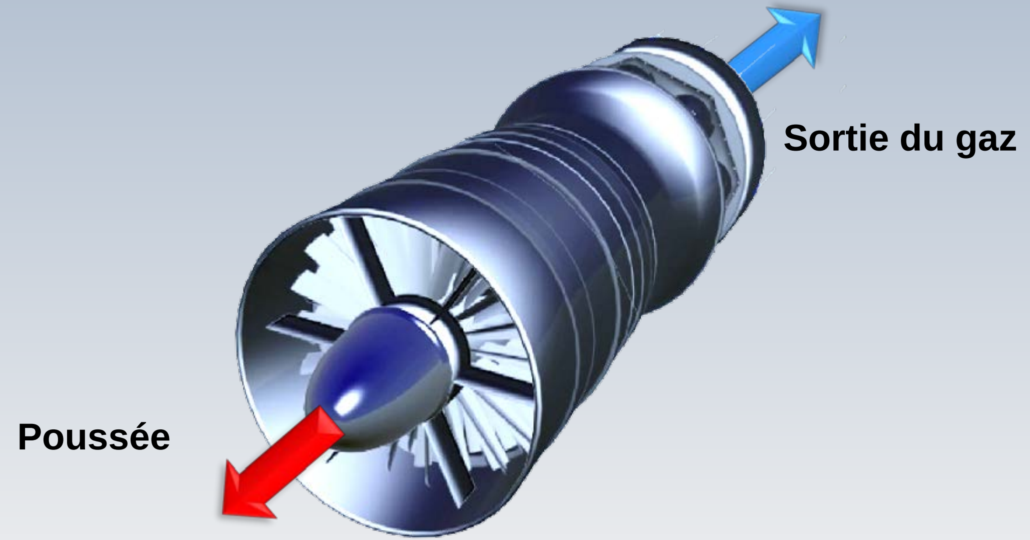
La poussée et les rendements

Dans le cadre des **turboréacteurs** l'intérêt est porté sur l'éjection de gaz à grande vitesse pour la génération de la **poussée** nécessaire pour la propulsion de l'aéronef

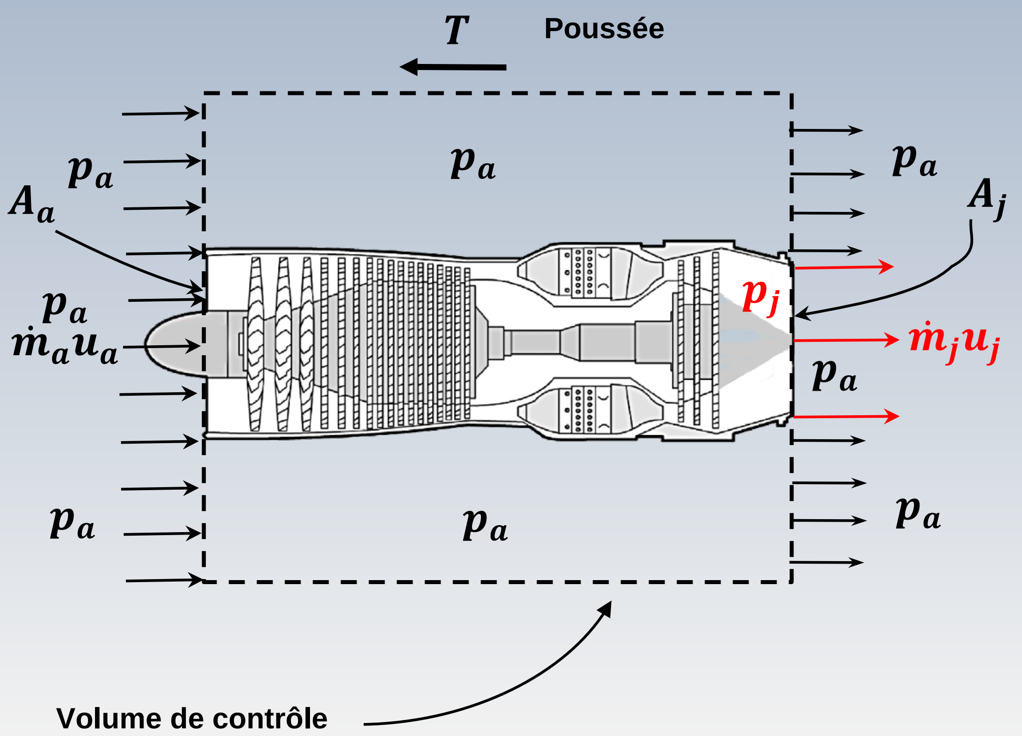
Pour l'analyse, on applique **l'équation de la quantité de mouvement** pour un écoulement permanent et non visqueux

On pourra alors calculer la poussée, par rapport à la variation de quantité de mouvement expérimenté par le gaz entre l'entrée et la sortie du turboréacteur

La poussée et les rendements



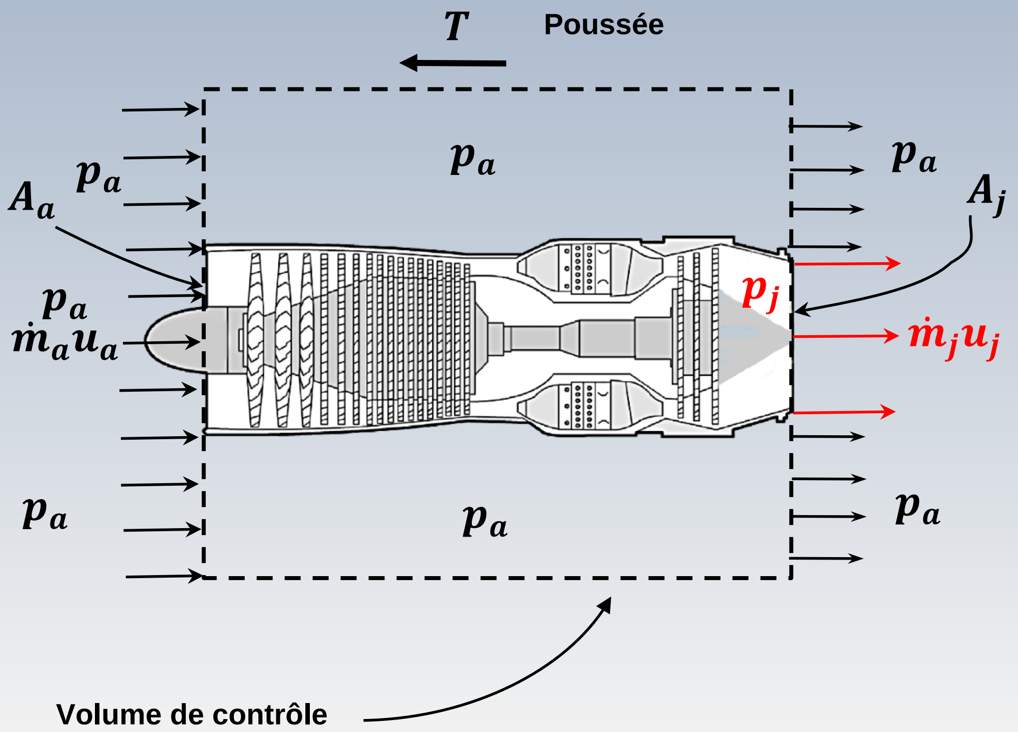
La poussée I



On effectue une analyse 1D en régime stationnaire dans la direction x

La pression et la vitesse sont considérées uniformes sur le volume de contrôle, sauf à la sortie

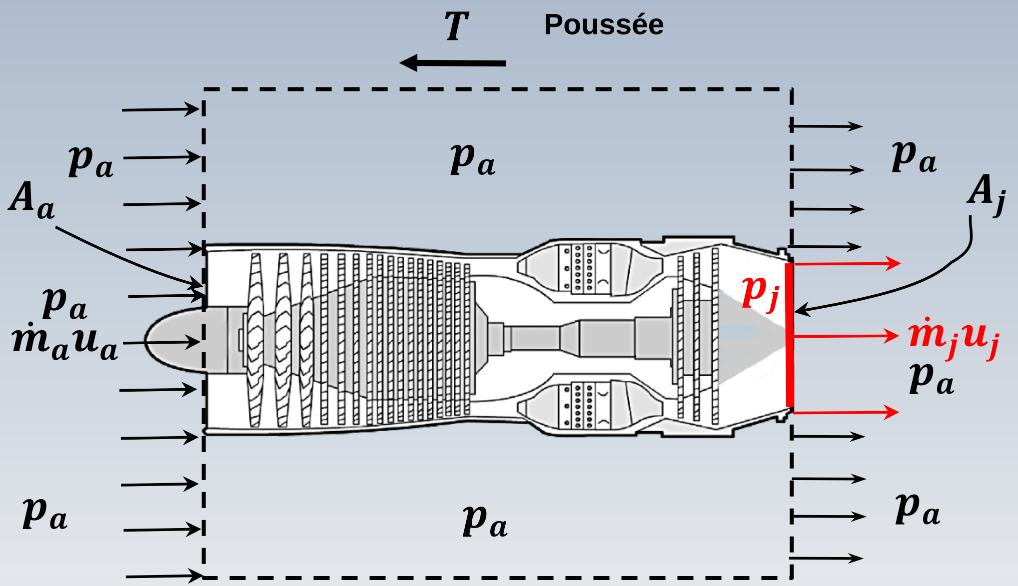
La poussée I



On effectue une analyse 1D en régime stationnaire dans la direction x

La pression et la vitesse sont considérées uniformes sur le volume de contrôle, sauf à la sortie

La poussée I



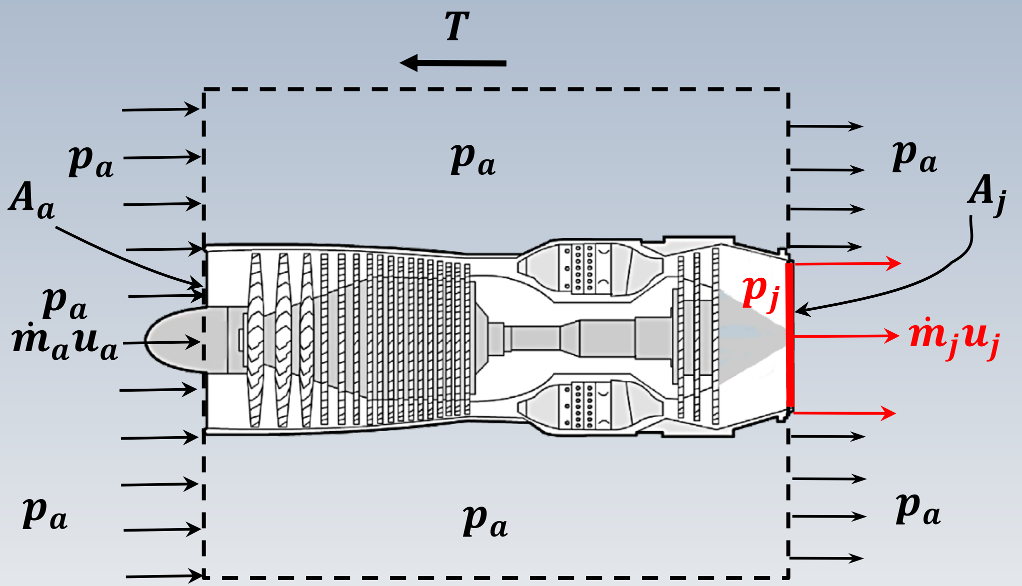
La force de pression nette sur le volume de contrôle (à la sortie) est

$$F_p = (p_j - p_a)A_j$$

alors, la force résultante est

$$\sum F_x = T - (p_j - p_a)A_j$$

La poussée I



Le principe de la conservation de la quantité de mouvement permet donc d'écrire:

$$T - (p_j - p_a)A_j = \dot{m}_j\, u_j - \dot{m}_a u_a$$

d'où

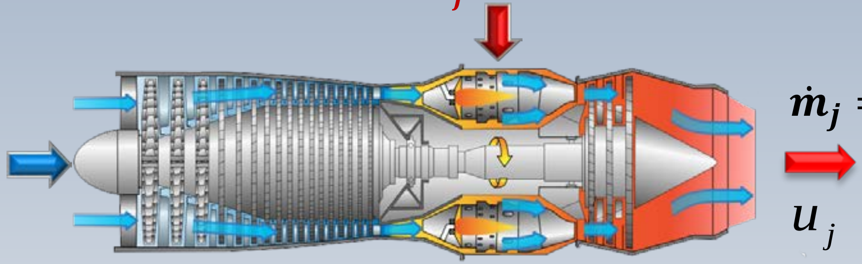
$$\boxed{T = (p_j - p_a)A_j + \dot{m}_j u_j - \dot{m}_a u_a}$$

La poussée II

$\dot{m}_f$ **Débit de carburant**

u_a

$\dot{m}_a$



$\dot{m}_j = \dot{m}_f + \dot{m}_a$

u_j

Rapport de mélange

$$\boxed{f = \dot{m}_f / \dot{m}_a}$$

$$\dot{m}_j = (1 + f)\dot{m}_a$$

$$T = (p_j - p_a)A_j + \dot{m}_j u_j - \dot{m}_a u_a$$

$$\boxed{T = \dot{m}_a\left[(1+f)u_j - u_a\right] + (p_j - p_a)A_j}$$

Dans un turboréacteur, la poussée résulte de la variation de la quantité de mouvement par unité de temps entre l'air à l'entrée et les gaz à la sortie et de la différence des forces de pression à la sortie.

Les rendements

Pour décrire la performance d’une turbine à gaz, différentes définitions du rendement sont utilisées

Les rendements présentés dans la suite sont employés **dans le cadre d’un turboréacteur**, caractérisé par un écoulement non divisé de l’entrée jusqu’à la sortie

Ces définitions doivent être modifiées pour d’autres types de machines (turbosoufflante)

Rendement de propulsion

La puissance fournie par le moteur au fluide est

$$\dot{W}_m = \dot{m}_a \left[\frac{(1+f)u_j^2}{2} - \frac{u_a^2}{2} \right]$$

(variation d'énergie cinétique)

tandis que la puissance propulsive utile est

$$\dot{W}_p = T u_a$$

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_m}$$

$$T = \dot{m}_a \left[(1+f)u_j - u_a \right] + (p_j - p_a) A_j$$

Rendement de propulsion

Forme adimensionnelle

Sous forme adimensionnelle, la quantité précédente peut s'écrire

$$\frac{T}{\dot{m}_a u_a} = \left[(1+f)\frac{u_j}{u_a} - 1 \right] + \frac{p_a A_j}{\dot{m}_a u_a}\left(\frac{p_j}{p_a} - 1 \right)$$

Dans nos hypothèses, **on opère au point de design, soit** $p_j = p_a$ et $f \ll 1$, et avec l'introduction du nombre de Mach de l'aéronef, $M_a = u_a / a_a$, on a:

$$\frac{T}{\dot{m}_a a_a} = M_a \left(\frac{u_j}{u_a} - 1 \right)$$

Rappel: L'indice inférieur a est utilisé pour les conditions ambiantes

Rendement de propulsion

Le rendement de propulsion est défini comme le rapport entre la puissance propulsive et la variation d'énergie cinétique du gaz

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_m} = \frac{\dot{m}_a\left[(1+f)u_j - u_a\right]u_a}{\dot{m}_a\left[\frac{(1+f)u_j^2}{2} - \frac{u_a^2}{2}\right]}$$

Pour ***f***<<***1***, on a

$$\boldsymbol{\eta_p = \frac{2u_a}{u_j + u_a}}$$

$$\boldsymbol{\eta}_p \approx \frac{(u_j - u_a)u_a}{(u_j^2 - u_a^2)/2} = \frac{2u_a}{u_j + u_a} = \frac{2}{1 + u_j/u_a}$$

Rendement de propulsion

$$\eta_p = \frac{2u_a}{u_j + u_a}$$

On note que **le rendement décroit** lorsque la vitesse du jet u_j augmente

Lorsque $p_j = p_a$ et que le débit de carburant est négligé ($f \ll 1$), le rendement de propulsion peut être encore exprimé par

$$\boxed{\eta_p = \frac{2m_a u_a}{2m_a u_a + T} = \frac{2}{2 + T/m_a u_a}}$$

Alors, pour une force propulsive T fixe, **le rendement de propulsion augmente** lorsque u_a croît

$$T = \dot{m}_a\left[\left(1 + \cancel{f}\right)u_j - u_a\right] + \left(p_j \cancel{-} p_a\right)A_j$$

Rendement thermique

Le rendement **thermique** d'une turbine à gaz est défini comme

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_f} = \frac{\dot{m}_a \left[\frac{(1+f)u_j^2}{2} - \frac{u_a^2}{2} \right]}{\dot{m}_f \, LHV}$$

Variation de l'énergie cinétique du gaz

Pouvoir calorifique du carburant

Si le débit de carburant est négligé par rapport au débit d'air

$$\eta_{th} = \frac{1}{2} \frac{\dot{m}_a [u_j^2 - u_a^2]}{\dot{m}_f LHV} = \frac{1}{2f\,LHV} [u_j^2 - u_a^2]$$

Rendement global

Considérant la puissance propulsive

$$\dot{W}_p = Tu_a$$

et la puissance fournie par le carburant

$$\dot{W}_f = \dot{m}_f LHV$$

pouvoir calorifique

Le rendement **global** η_g du moteur pour un aéronef est alors

$$\boxed{\eta_g = \frac{Tu_a}{\dot{m}_f LHV}}$$

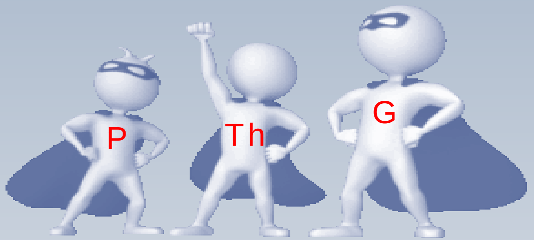
Rendement global

Lorsque l'objectif c'est la mise en mouvement d'un arbre (le cas, d'un turbopropulseur ou la production de puissance $\dot{W}$), le rendement **global** s'écrit simplement

$$\boxed{\eta_g = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f LHV}}$$

Les trois rendements

- de Propulsion



- Thermique

- Global

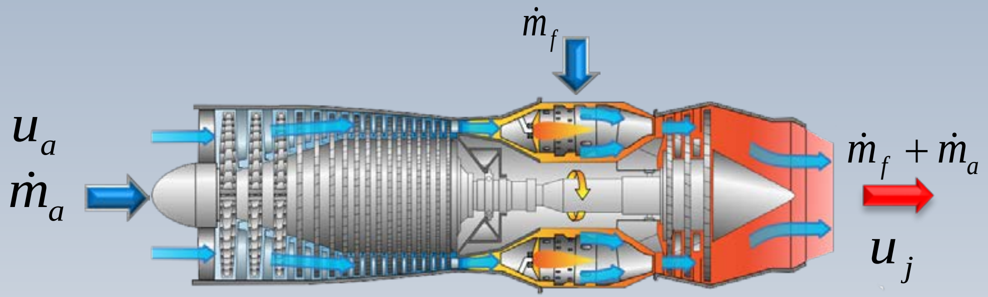
$$\eta_p = \frac{2Tu_a}{\dot{m}_a\left[u_j^2 - u_a^2\right]}$$

$$\eta_{th} = \frac{1}{2}\frac{\dot{m}_a\left[u_j^2 - u_a^2\right]}{\dot{m}_f LHV}$$

$$\eta_{th} = \frac{Tu_a}{\dot{m}_f LHV}$$

On note que $\eta_g = \eta_p \times \eta_{th}$

La poussée II



$$\boldsymbol{T = F_p = \dot{m}_a\left[(1+f)u_j - u_a\right] \quad + \left(p_j - p_a\right)A_j}$$

$$\boldsymbol{f = \dot{m}_f / \dot{m}_a}$$

Analyse en subsonique

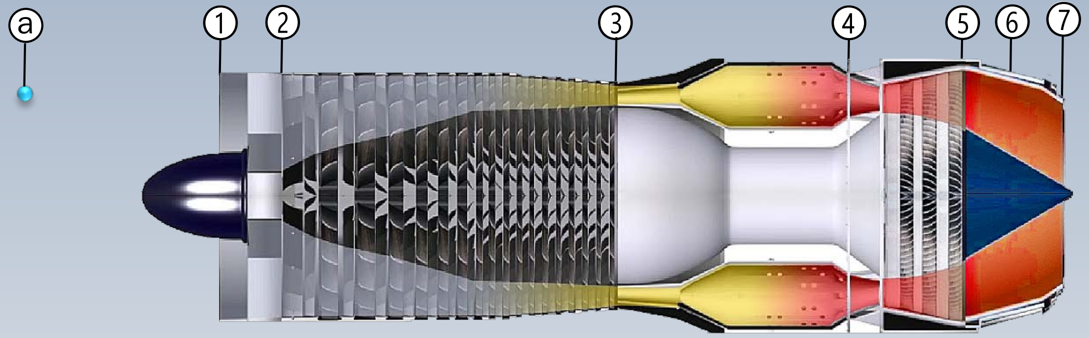
L'analyse du cycle

L'analyse du cycle thermodynamique qui gouverne une turbine gaz comprend la performance des composantes qui ont des paramètres de conception préétablie.

Souvent ces paramètres sont fixés par des limitations technologiques, thermiques et mécaniques. **Le rapport de compression du compresseur et la température d'entrée de la turbine** sont les exemples le plus immédiats

Dans la suite nous regarderons les différentes étapes du cycle d'un turboréacteur

Entrée ② du compresseur



$$T_{02} = T_a\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right) \qquad T_{02} = T_a + \frac{u_a^2}{2c_p} \qquad p_{02} = p_a\left(\frac{T_{02}}{T_a}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

On considère que l’écoulement de l’air ambiant s’arrête de manière isentropique à l’entrée ② du compresseur

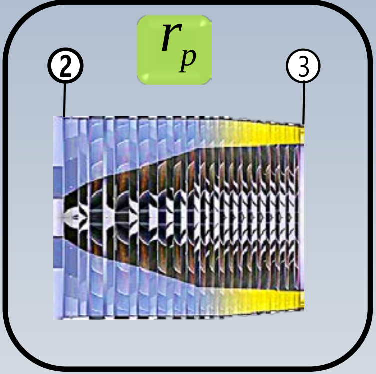
Sortie ③ du compresseur

$c_p = cnste$

$p_{03} = p_{02} r_p$

$$\left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)^{\gamma-1/\gamma}$$

$$\eta_c = \frac{h_{03s} - h_{02}}{h_{03} - h_{02}} \rightarrow \frac{T_{03s} - T_{02}}{T_{03} - T_{02}} = \frac{T_{02}(T_{03s}/T_{02} - 1)}{T_{03} - T_{02}}$$



$$r_p = \left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)$$

$$W_{ec} = \frac{1}{\eta_c} c_p T_{02} \left[\left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)^{\gamma-1/\gamma} - 1\right]$$

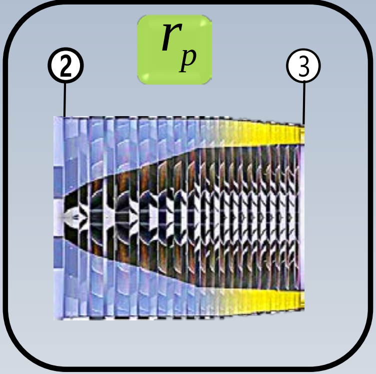
Travail spécifique consommé par le compresseur

Sortie ③ du compresseur

$$c_p = cte$$

$$\eta_c = \frac{h_{03s} - h_{02}}{h_{03} - h_{02}} \rightarrow \frac{T_{03s} - T_{02}}{T_{03} - T_{02}} = \frac{T_{02}(T_{03s}/T_{02} - 1)}{T_{03} - T_{02}}$$

$$\left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)^{\gamma-1/\gamma}$$



$$r_p = \left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)$$

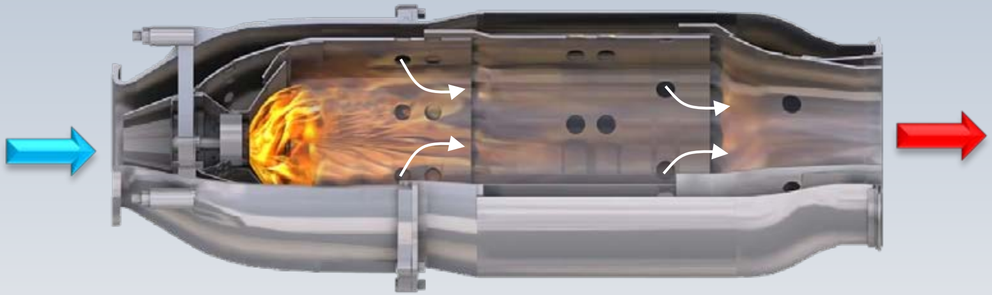
$$\boldsymbol{T_{03}} = T_{02}\left[1 + \frac{1}{\eta_c}\left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)\right]$$

$$\boldsymbol{T_{03}} = T_{02} + \frac{W_{ec}}{c_p}$$

Température de l'air à la sortie du compresseur

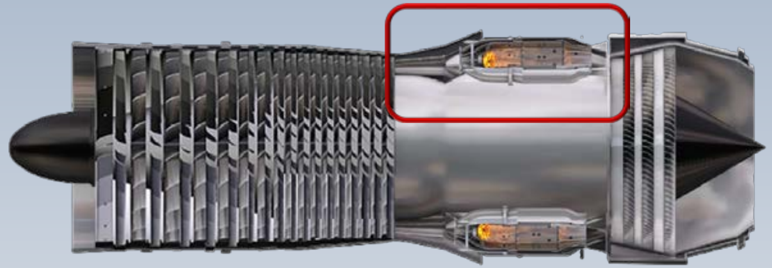
Pression à l’entrée ④ de la turbine

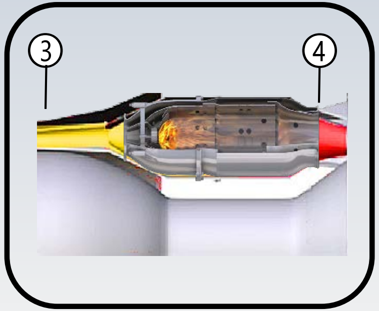
Dans une turbine à gaz la combustion est un processus continu et la chambre n’est pas un dispositif fermé



Le processus est alors approximativement à pression constante. En réalité il y a une légère perte de pression, mais dans un premier temps nous pouvons effectuer une analyse raisonnable sans considérer cette perte

Pression à l’entrée ④ de la turbine





$$p_{04} \approx p_{03}$$

Rapport de mélange

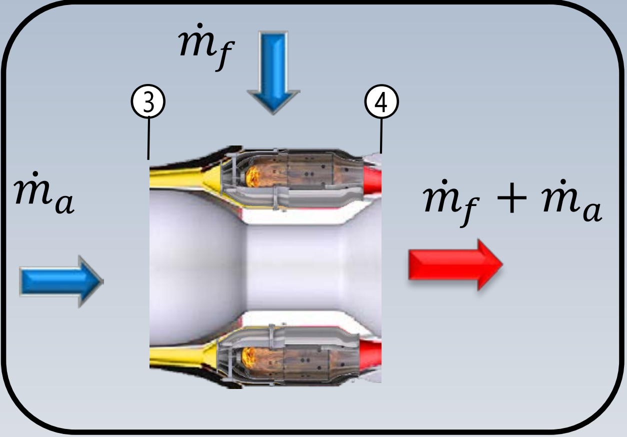
$c_p = cnste$

Bilan d'énergie dans la chambre de combustion

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_f)h_{04} = \dot{m}_a h_{03} + \dot{m}_f \times LHV \quad /\dot{m}_a$$

$$(1 + f)h_{04} = h_{03} + f \times LHV$$

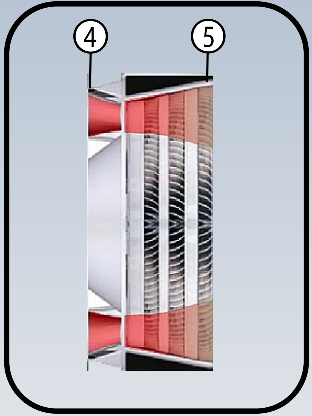
$$\boxed{f = \frac{T_{04}/T_{03} - 1}{LHV/c_p T_{03} - T_{04}/T_{03}}}$$



$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$$

Sortie ⑤ de la Tb de puissance

Le travail (puissance) W_{et} produit (e) par la turbine est **entièrement consommé(e) par le compresseur** W_{ec}



$$\boldsymbol{W_{et} = W_{ec}}$$

$$\dot{m}_T\,(h_{04} - h_{05}) = \dot{m}_C\,(h_{03} - h_{02})$$

Si l'on considère que $f \ll 1$, l'équation dévient

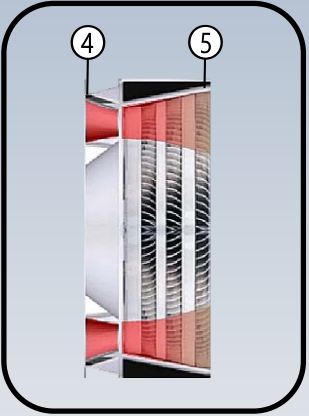
$$h_{05} = h_{04} - \left(h_{03} - h_{02}\right)$$

$$c_p = cnste$$

Sortie ⑤ de la Tb de puissance

Température et presssion

Température totale $$W_{et} = c_p(\boldsymbol{T_{05}} - T_{04}) \Rightarrow \boldsymbol{T_{05}} = T_{04} + \frac{W_{et}}{c_p}$$



Température totale **isentropique**

$$W_{et} = \eta_t c_p(\boldsymbol{T_{05s}} - T_{04}) \Rightarrow \boldsymbol{T_{05s}} = T_{04} + \frac{W_{et}}{\eta_t c_p}$$

Pression totale

$$\left(\frac{\boldsymbol{p_{05}}}{p_{04}}\right) = \left(\frac{T_{05s}}{T_{04}}\right)^{\gamma/\gamma-1}$$

$(p_{04} = p_{03})$

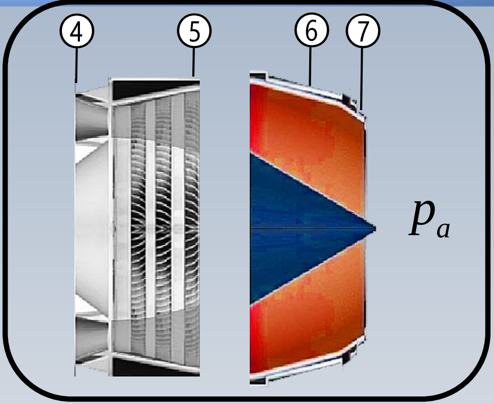
$\Rightarrow$ $\boldsymbol{p_{05}}$

Sortie 7 de la tuyère

$$h_{06} = h_{05}$$

Sans postcombustion

$$h_{07} = h_7 + \frac{u_7^2}{2} \qquad h_{07} = h_{06}$$



$$h_{06} = h_{07}$$

$$T_{06} = T_{07} = T_{7s} + \frac{u_7^2}{2c_p} \qquad \boldsymbol{p_7} = p_a$$

Cas isentropique
Rendement de la tuyère, η_{Ty}=100%

$$\frac{\boldsymbol{u_7^2}}{2} = c_p(T_{06} - \boldsymbol{T_{7s}})$$

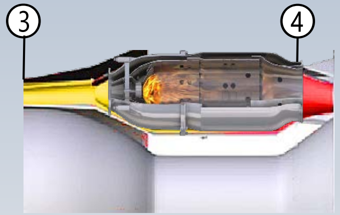
$$\boldsymbol{u_7} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} R T_{06} \left(1 - \left(\frac{p_a}{p_{06}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}$$

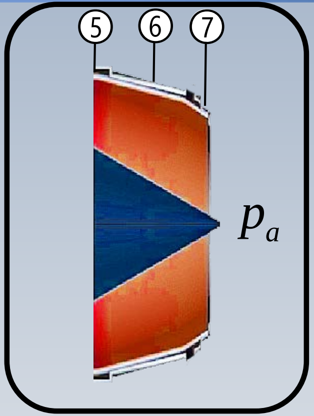
$$c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$$

Rendement thermique

L'énergie fournie est

$$q = c_p(T_{04} - T_{03})$$





de sorte que le **rendement thermique** devient

$$\eta_{th} = \frac{\dfrac{u_7^2}{2} - \dfrac{u_a^2}{2}}{c_p(T_{04} - T_{03})}$$

Caractérisation de la performance : SFC

Afin d'analyser les principales caractéristiques d'un turbomoteur comme la puissance récupérée sur l'arbre et l'énergie fournie référée à la consommation de carburant, on les combine comme **le rapport de la consommation horaire à la puissance produite**

Ce rapport est appelé **la consommation spécifique de carburant**. Il est souvent noté par $\boldsymbol{SFC}$ (Specific Fuel Consumption)

Dans le système SI les unités sont $(\boldsymbol{kg/hre})/\boldsymbol{kW}$

Consommation Spécifique de Carburant

$$SFC = \frac{\textbf{Débit de Carburant}}{\textbf{Puissance}} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}}$$

La SFC représente la consommation de carburant par unité de puissance. Elle est utilisée pour évaluer l'efficacité du moteur

$$SFC = \frac{\dot{m}_f (kg/hre)}{\dot{W}(kW)} \rightarrow \left(\frac{kg}{kW\ hre} \right)$$

$$SFC = \frac{2545 \times \dot{m}_f (lb/hre)}{\dot{W}(Hp)} \rightarrow \left(\frac{lb}{BTU\ hre} \right)$$

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$$

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}}$$

$$\boxed{SFC = \frac{f}{\dot{W}_s}}$$

Puissance spécifique

Puissance Spécifique W_s *= Puissance/ Débit massique d'air*

$$\boxed{W_s = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_a}\left[\frac{kW}{kg/s}\right]}$$

Plus W_s est élevée, plus la machine est compacte (légère)

Rendement et SFC

Puissance Spécifique W_s *= Puissance/ Débit massique d'air*

$$\boxed{\eta = \frac{\overbrace{\dot{W}}^{BTU/hre}}{\underbrace{\dot{m}_f}_{lb/hre}\ \underbrace{LHV}_{BTU/lb}}}$$

$$\eta = \frac{2545}{SFC(HP)LHV(BTU/lb)}$$

$$\eta = \frac{3600}{SFC(kg/kW\ hre)LHV(kJ/kg)}$$

$$LHV = 18400\ BTU/lb = 42798\ kJ/kg$$

Caractérisation de la performance:TSFC

Lorsque le turboréacteur et utilisé pour propulser un aéronef, la consommation de carburant est rapportée à **la poussée** générée (en kNewtons dans le système SI) et pas à la puissance produite

Ce paramètre, la masse de carburant nécessaire pour fournir la poussée pour une période donnée, est noté par $\boldsymbol{TSFC}$

Dans le système SI les unités sont $(\boldsymbol{kg/hre \cdot kN})$

Cons. spécifique basée sur la poussée

$$T = \dot{m}_a\left[(1+f)u_j - u_a\right]$$

$$\boxed{TSFC = \frac{\dot{m}_f}{T} = \frac{\dot{m}_f / \dot{m}_a}{T / \dot{m}_a} = \frac{f}{T_s}}$$

$$TSFC = \frac{f}{(1+f)u_j - u_a}$$

***TSFC* = lb/hre/lbf,**
kg/hre/N

***SFC* = lb/hre/HP,**
kg/hre/kW

T_s = Poussée /Débit massique
(N/kg/s)

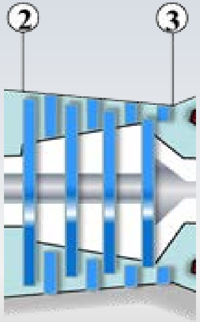
TSFC = Débit de carburant/Poussée
(kg/N-hre)

SFC = Débit de carburant / Puissance produite
(kg/kW-hr)

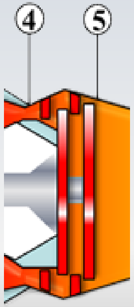
Éléments de contrôle

1) Varier la **température** d'entrée à la turbine pour contrôler la **puissance**
2) Augmenter le **rapport de compression** pour augmenter le **rendement**

Rendements isentropiques (c_p=cnste.)



$$\eta_C = \frac{\left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{03}}{T_{02}} - 1}$$



$$\eta_T = \frac{\frac{T_{05}}{T_{04}} - 1}{\left(\frac{P_{05}}{P_{04}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}$$

Étude paramétrique

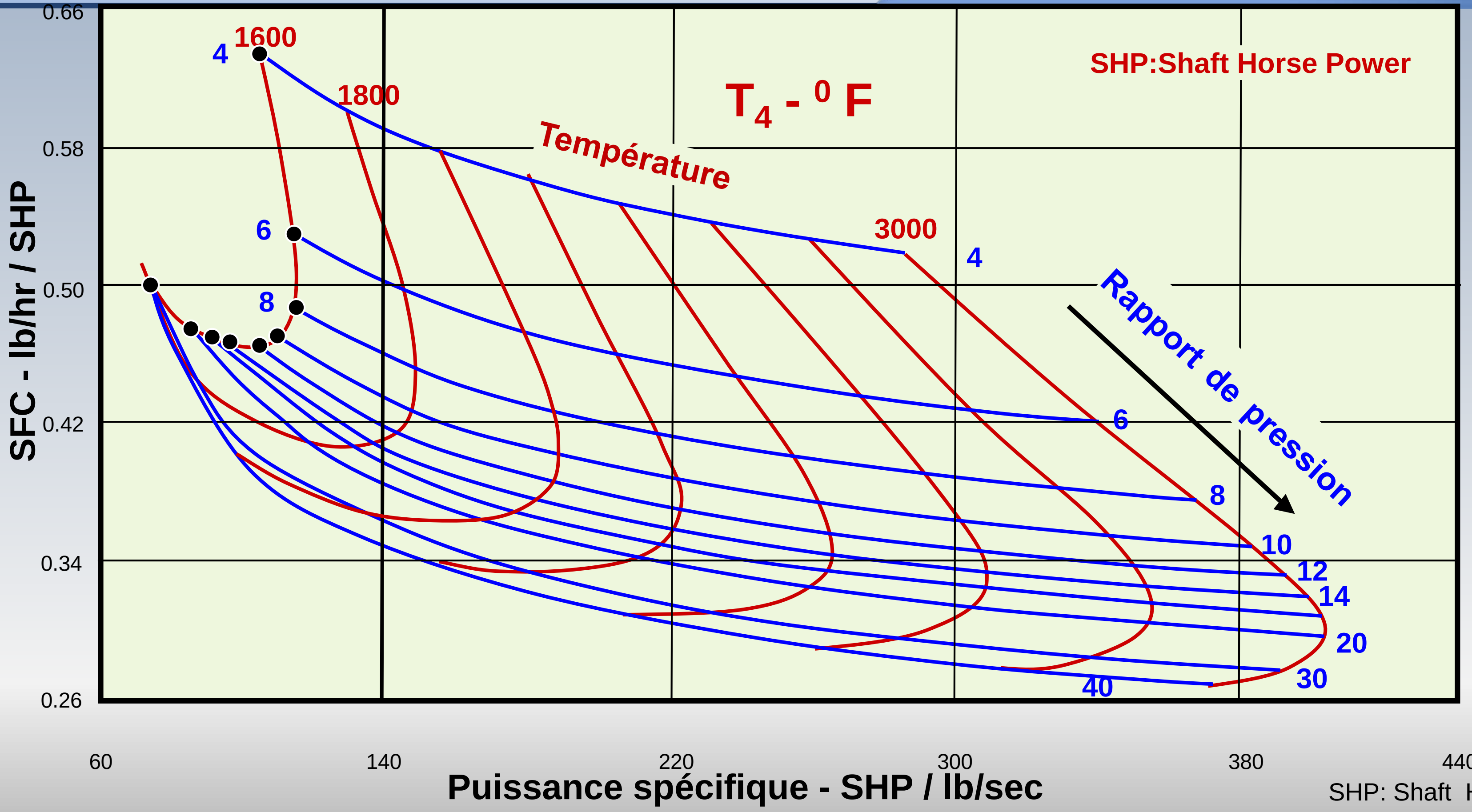
Les deux éléments de contrôle du cycle thermodynamique sont alors **le rapport de compression et la température à l'entrée de la turbine**

Le choix d'un moteur se fait souvent à l'aide de ces variables

En pratique, plusieurs niveaux (paramètres) du rapport de pression $\boldsymbol{p_{03}/p_{02}}$ et de température à l'entrée de la turbine $\boldsymbol{T_{04}}$ sont tracés pour construire une carte basée sur la puissance spécifique versus la consommation spécifique

La figure suivante illustre cette idée

Étude paramétrique du cycle



SHP: Shaft Horse Power

Étude paramétrique

On peut constater qu'à rapport de pression donné (ligne bleue), une augmentation de température à l'entrée de la turbine emmène une **augmentation de puissance spécifique**, accompagnée d'une **diminution de consommation spécifique**

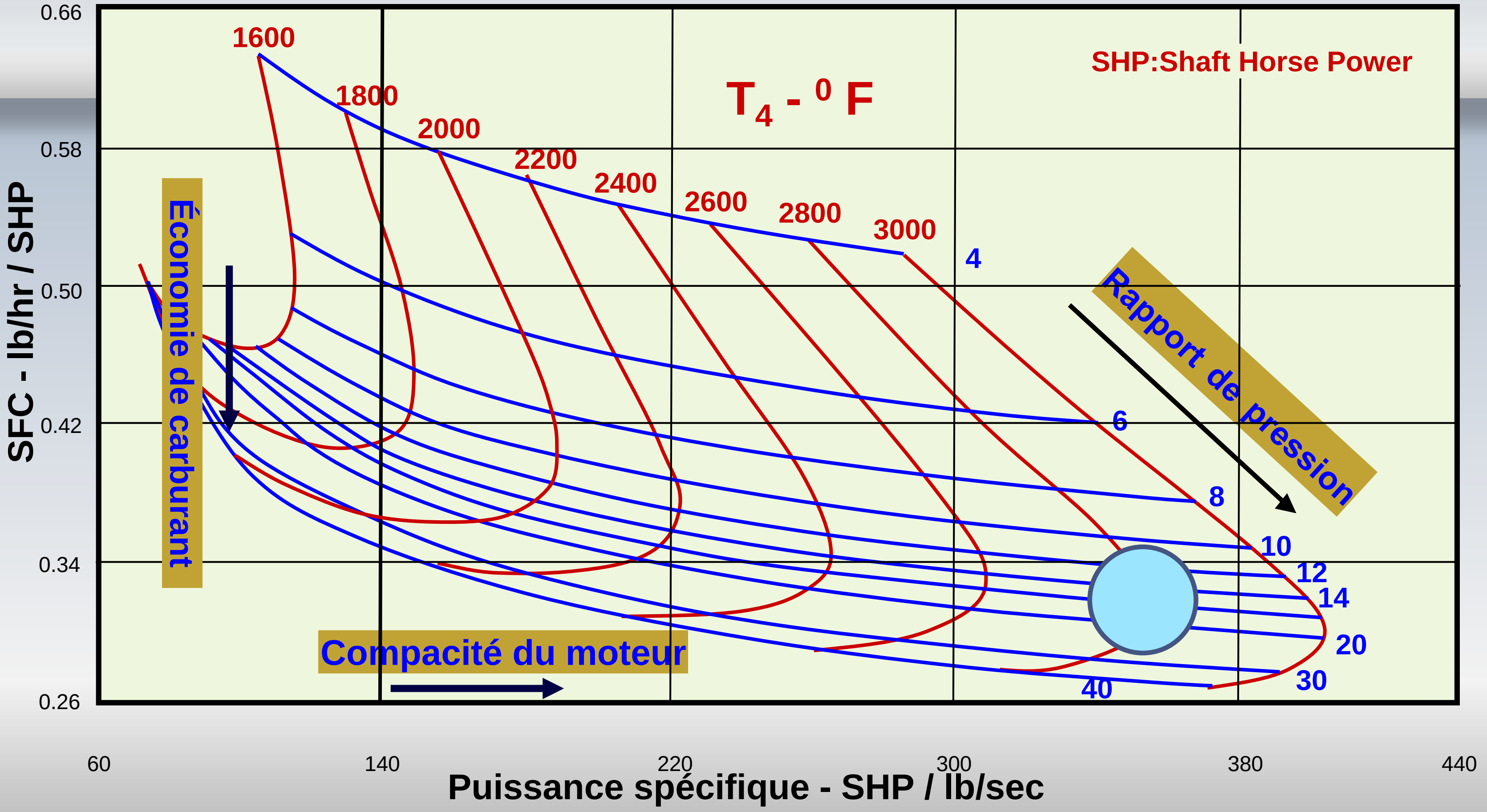
D'autre part, à température d'entrée de la turbine donnée (ligne rouge) on trouve, dépendent du rapport de pression, **d'abord un maximum de la puissance spécifique**, et par après **un minimum de la consommation spécifique**

Cons. spécifique basée sur la poussée

Notons que la carte paramétrique aide au choix d'un moteur par rapport au besoin demandé. En fait, elle fournit une relation entre la consommation de carburant et la compacité du moteur.

Par exemple, si l'on veut **un moteur compact, avec une puissance spécifique élevée**, il faut se limiter à une **consommation spécifique petite** (cercle à droite)

Étude paramétrique du cycle




TURBINES A GAZ

Problème

Un turboréacteur opère au repos (u_a=0) avec de l'air à capacité calorifique constante. Les conditions d'opération sont:

La température et la pression à l'entrée du compresseur T_{02}=288K, p_{02}=0.1MP

Le rendement du compresseur et le rendement de la turbine η_C=85% et η_T=90%, respectivement

Les rendements mécaniques du compresseur et de la turbine η_M=98%. Celui de la tuyère η_{Ty} =95%

Le rapport de compression $r_p=p_{03}/p_{02}$=10 et la température maximale T_{max}=1200K

Le pouvoir calorifique du combustible LHV=44 000 kJ/kg

Hypothèse: Considérez $p_{02} = p_{atm}$

Calculez:

Les sommets (p,T) du cycle thermodynamique

Le rapport 1/f : débit massique d'air/ débit massique de carburant

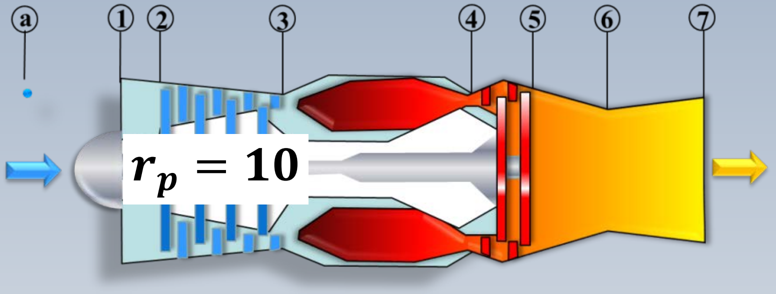
Le rendement thermique du turboréacteur

La consommation spécifique TSFC

Compresseur

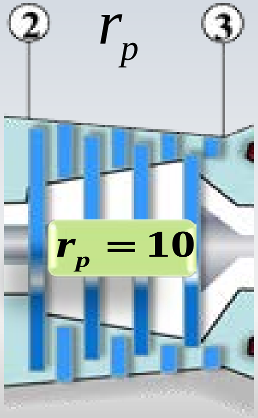
Les **sommets (p,T)**
Le rapport **f**
Le η **thermique**
La **TSFC**

$$r_p = \left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right) = 10$$



p_{02} =0.1 MPa
T_{02} = 288 K
T_{04} = 1200 K
η_C = 85%
η_T = 85%
c_p=cnste

$$p_{03} = r_p \times p_{02} \rightarrow p_{03} = 10 \times 0.1 MPa = 1 MPa$$



$$\frac{T_{03s}}{T_{02}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

T_{02}= 288 K

p_{02}= 0.1MPa

T_{03s} =556.4 K

p_{03}= 1MPa

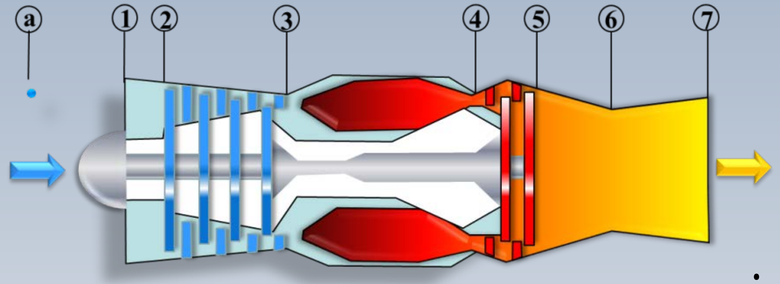
$$\eta_c = \frac{T_{03s} - T_{02}}{T_{03} - T_{02}} \Rightarrow T_{03} = 603.8 K$$

Chambre de combustion

Les **sommets (p,T)**
Le rapport **f (α=1/f)**
Le η **thermique**
La **TSFC**

$$\boldsymbol{p}_{04} = \boldsymbol{p}_{03} = 1\boldsymbol{MPa},$$

$$\boldsymbol{T}_{04} = 1200\boldsymbol{K}$$

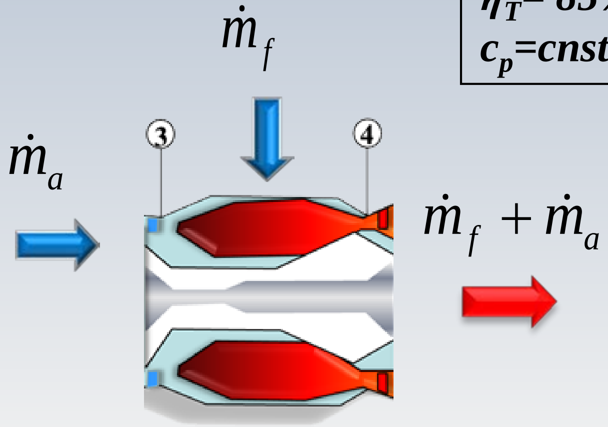


p_{02} =0.1 MPa
T_{02} = 288 K
T_{04}= 1200 K
η_C= 85%
η_T= 85%
c_p=cnste

$$\dot{m}_a h_{03} + \cancel{\dot{m}_f h_{3f}} + \dot{m}_f L_{hv} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) h_{04}$$

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} h_{03} + \cancel{h_{3f}} + L_{hv} = \left(1 + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}\right) h_{04}$$

$$\boldsymbol{\alpha} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{L_{hv}}{h_{04} - h_{03}} - \frac{h_{04} - \cancel{h_{3f}}}{h_{04} - h_{03}} = \mathbf{68.95}$$



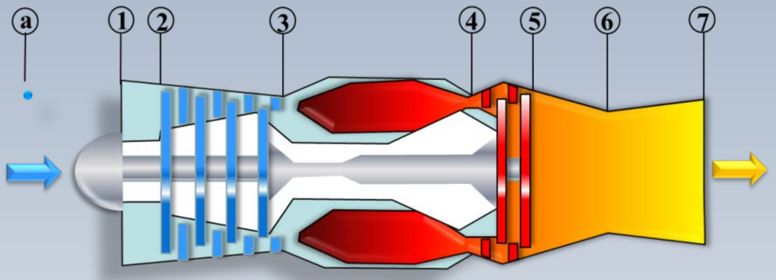
Dans ce calcul $c_p = 1.04\, kJ/kg \cdot K$ et la valeur de $\boldsymbol{h_{3f}}$ a été négligée

LHV=44 000 kJ/kg

$$c_p = cnste$$

Couplage Compresseur-Turbine

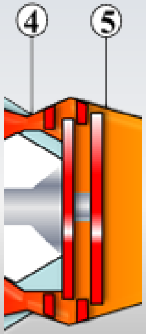
Les **sommets (p,T)**
Le rapport **f**
Le η **thermique**
La **TSFC**



$$W_C = W_T$$

$$\frac{\alpha c_p (T_{03} - T_{02})}{\eta_m} = \eta_m (\alpha + 1) c_p (T_{04} - T_{05}) \Rightarrow T_{05} = 873K$$

$$\eta_T = \frac{T_{04} - T_{05}}{T_{04} - T_{05s}} = 0.9 \Rightarrow T_{05s} = 836.7K$$



$$\frac{T_{04}}{T_{05s}} = \left(\frac{p_{04}}{p_{05}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow p_{05} = 0.283MPa$$

$p_{02} = 0.1\ MPa$
$T_{02} = 288\ K$
$T_{03} = 603.8\ K$
$T_{04} = 1200\ K$
$\alpha = 68.95$
$\eta_m = 98\%$
$\eta_T = 90\%$

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

$$c_p = cnste$$

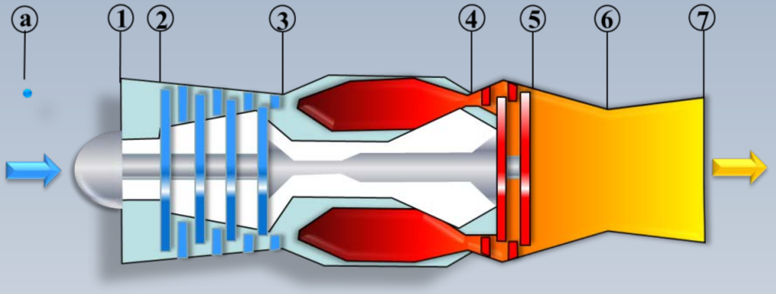
Tuyère

$T_{05} = 873K$ $p_{05} = 0.283MPa$

Les **sommets (p,T)**
Le rapport **f**
Le η **thermique**
La **TSFC**

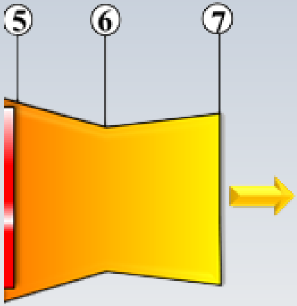
$$T_{06} = T_{05}$$

Sans postcombustion



$p_{02} = 0.1\ MPa$
$T_{02} = 288\ K$
$T_{03} = 603.8\ K$
$T_{04} = 1200\ K$
$\alpha = 68.95$
$\eta_m = 98\%$
$\eta_T = 90\%$

$$\frac{T_{05}}{T_{7s}} = \left(\frac{p_{05}}{p_7}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$



Isentropique

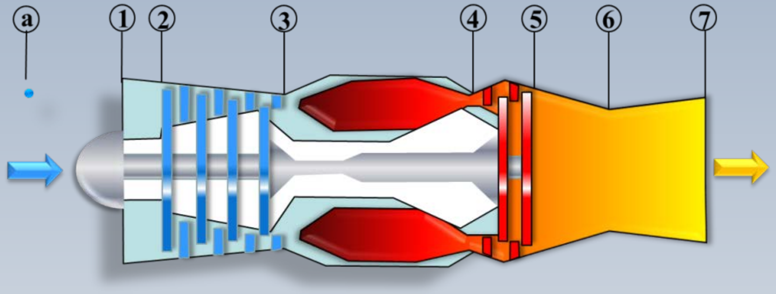
$$T_{7s} = 648.3K$$

$$p_7 = p_a = 0.1MPa$$

$$c_p = cnste$$

Tuyère

Les **sommets (p,T)**
Le rapport **f**
Le η **thermique**
La **TSFC**



$p_{02} = 0.1\ MPa$
$T_{02} = 288\ K$
$T_{03} = 603.8\ K$
$T_{04} = 1200\ K$
$\alpha = 68.95$
$\eta_m = 98\%$
$\eta_T = 90\%$

Correction due au rendement de la tuyère $\boldsymbol{\eta_{Ty} = 0.95}$

$$\eta_{Ty} = \frac{T_{05} - \boldsymbol{T_7}}{T_{05} - T_{7s}} = 0.95 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{T_7} = 652.8\boldsymbol{K}$$

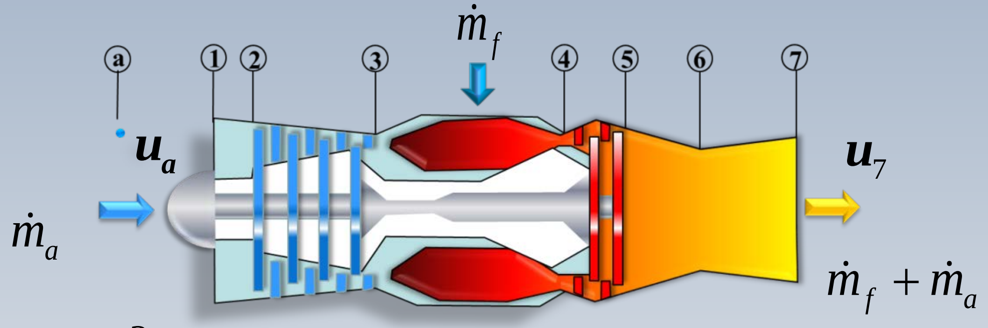
$$\frac{u_7^2}{2} = c_p\left(T_{05} - T_7\right) \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{u_7} = 665\boldsymbol{m / s}$$

Isenthalpique

$c_p = cnste$

Rendement η_{th}

Les **sommets (p,T)**
Le rapport **f**
Le η **thermique**
La **TSFC**



$p_{02} = 0.1\ MPa$
$T_{02} = 288\ K$
$T_{03} = 603.8\ K$
$T_{04} = 1200\ K$
$\alpha = 68.95$
$\eta_m = 98\%$
$\eta_T = 90\%$

$$\eta_{th} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)\frac{u_7^2}{2} - \dot{m}_a \frac{u_a^2}{2}}{\dot{q}}$$

$$u_a = 0$$
$$\dot{q} = \dot{m}_f LHV$$

$$\eta_{th} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)u_7^2 / 2}{\dot{m}_f LHV}$$

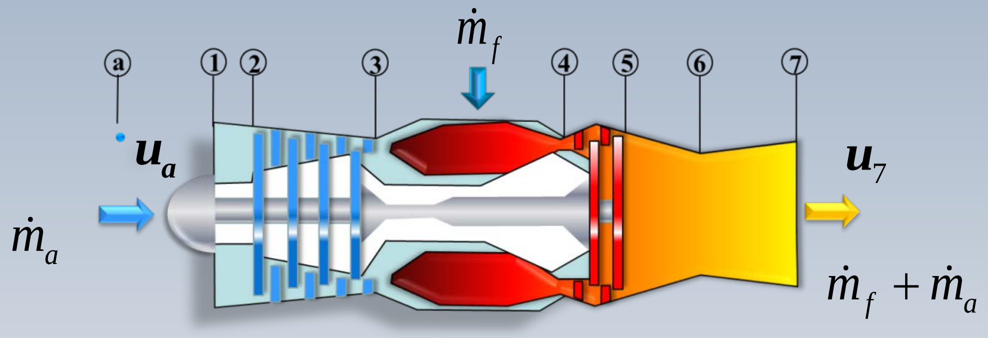
$$\alpha = m_a / m_f = 1/ f$$

$$\boxed{\eta_{th} = \frac{(\alpha+1)\times u_7^2/2}{LHV} = 0.35}$$

$c_p = cnste$

TSFC

Les **sommets (p,T)**
Le rapport **f**
Le η **thermique**
La **TSFC**



$p_{02} = 0.1\ MPa$
$T_{02} = 288\ K$
$T_{03} = 603.8\ K$
$T_{04} = 1200\ K$
$\alpha = 68.95$
$\eta_m = 98\%$
$\eta_T = 90\%$

$$\boxed{T = \dot{m}_a\left[(1+f)u_j - u_a\right] + \left(p_j - p_a\right)A_j}$$

$p_j = p_a$ (design)

$$TSFC = \frac{\dot{m}_f}{T} = \frac{\dot{m}_f / \dot{m}_a}{T / \dot{m}_a} = \frac{f}{T_s}$$

$$TSFC = \frac{f}{(1+f)u_j - u_a} \Leftarrow \quad u_a = 0$$

$$TSFC = \frac{1}{(\alpha+1)u_j} = 0.0774\left(\frac{kg_{cb} / heure}{N}\right)$$

$c_p = cnste$

Calcul avec C_p variable

Rappel:gaz parait

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T)\frac{dT}{T} - R\ln\frac{p_2}{p_1}$$

$$s_2 - s_1 = s_2^o - s_1^o - R\ln\frac{p_2}{p_1}\ [kJ/(kg\cdot K)]$$

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^o - \bar{s}_1^o - R\ln\frac{p_2}{p_1}\ [kJ/(kmol\cdot K)]$$

Pour un processus **isentropique $s_2 - s_1 = 0$** ⇒

$$s^0(T_2) = s^0(T_1) + Rln\frac{p_2}{p_1}$$

Rappel

$$\frac{p_2}{p_1} = exp\left[\frac{s^o(T_2) - s^o(T_1)}{R}\right] = \frac{exp[s^o(T_2)/R]}{exp[s^o(T_1)/R]}$$

$$p_r(T) = exp\left[s^o(T)/R\right]$$

Remarque La variable p_r est seulement fonction de la température. Elle n'a pas des unités et, elle **n'est pas la pression!**

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{s=cte.} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

Processus isentropique à c_p variable!

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

Processus isentropique lorsque c_p, c_v, γ= constantes!

Table

$p_r(T) = exp\left[s^o(T)/R\right]$

T(K), h and u(kJ/kg), $s°$(kJ/kg·K)

T	h	p_r	u	v_r	s^o
750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
770	789.11	41.31	568.07	53.39	2.67595
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
790	810.99	45.55	584.21	49.86	2.70400
800	821.95	47.75	[illegible]	[illegible]	[illegible]
820	843.98	52.59	[illegible]	[illegible]	[illegible]
840	866.08	57.60	[illegible]	[illegible]	[illegible]
860	888.27	63.09	[illegible]	[illegible]	[illegible]
880	910.56	68.98	[illegible]	[illegible]	[illegible]
900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770

1

2

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{s=cnste.} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

Problème (c_p=Variable)

Un turboréacteur au repos (u_a=0) avec deux turbines opère avec de l'air standard (capacité calorifique variable). Les données sont:

- La température et la pression à l'entrée du compresseur T_{02}=288K (519 R), p_{02}=101.3 kPa (14.7 psia)

- Le rendement du compresseur η_C=87%, les rendements des turbines de génération (liée) et de puissance, respectivement, η_{TG}=89%, et η_{TP}=89%,

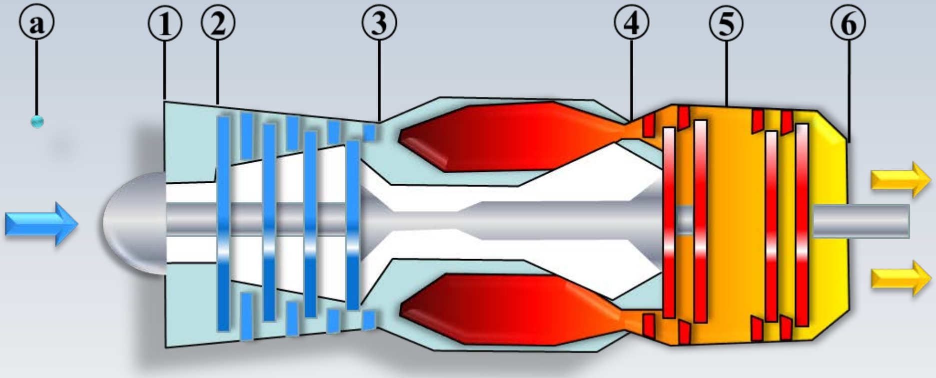
- Le rapport de compression $r_p=p_{03}/p_{02}$=12 et la température maximale T_{max}=1400K (2520R)

- Le pouvoir calorifique du combustible LHV=44 000 kJ/kg,. Au besoin, utiliser $\dot{m}$=1 kg/s ou $\dot{m}$= 1lb/s

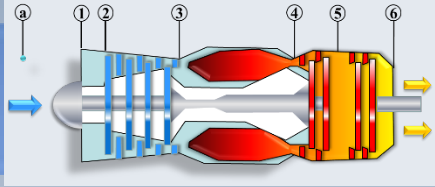
Remarque: le rendement η_{TP}=89%, peut être considéré comme étant total-à-statique

On demande de...

Calculer les coordonnées thermodynamiques, du cycle(p, T h)et par la suite le rendement thermique.



Développement



$p_{02} = 101.3$ kPa
$T_{02} = 288$ K
$T_{04} = 1400$ K
$r_p = 12$
$\eta_C = 87\%$
$\eta_T = 89\%$

Entrée du compresseur:
À partir de la table, on trouve pour $T = 288\ K$

$$h_{02} = 288\ kJ/kg$$

$$p_{r2} = 1.2095$$

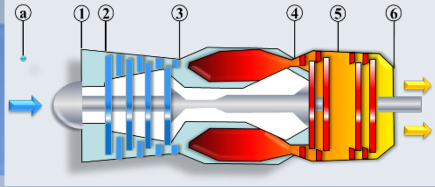
$T = 288\ K$ →

Ideal-gas properties of air					
T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802

Remarque: Indépendamment des unités dans les tables, la valeur du paramètre p_r (adimensionnel) demeure la même.

Remarque: Les coordonnées h, T, P, etc., sont des quantités <u>totales</u> (d'arrêt), mais l'indice "0" a été éliminé de p_r afin d'alléger la notation

Le compresseur 2-3



$$p_{r2} = 1.2095$$

Processus isentropique

$$r_p = 12 = \frac{p_{03}}{p_{02}} = \frac{p_{r3}}{p_{r2}}$$

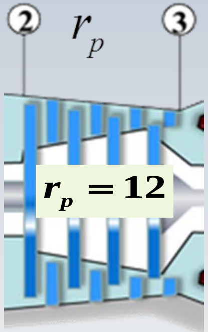
T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531
580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140

$$p_{r3} = 14.51$$

$$h_{03s} = 586.4\ kJ/kg$$

$$T_{03s} = 581.1\ K$$

$$p_{03} = r_p \times p_{02} = 1215.6\ kPa$$



$$p_{03} = 1215.6\ kPa$$

p_{02} = 101.3 kPa
T_{02} = 288 K
h_{02} = 288 kJ/kg
T_{04} = 1400 K
r_p = 12
η_C = 87%
η_T = 89%

Travail spécifique du compresseur

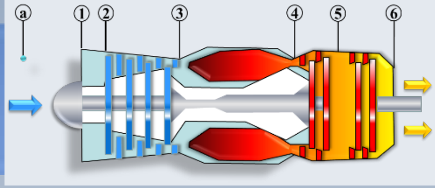
$$w_{cs} = h_{03s} - h_{02} = 298.4\ kJ/kg$$

Travail idéal

$$w_{cr} = \frac{w_{cs}}{\eta_c} = \frac{298.4}{0.87} = 342.99\ kJ/kg$$

Travail réel

États ③ et ④



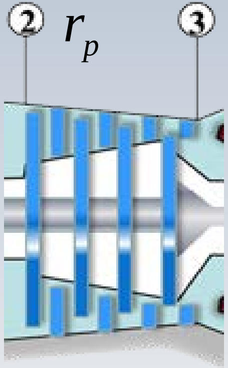
$$w_{cr} = 342.99 kJ / kg \qquad h_{02} = 288 \; kJ / kg$$

$$h_{03} = h_{02} + w_{cr} = 630.99 \; kJ / kg \quad \rightarrow$$

T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048

$$T_{03} = 623.3 \; K$$

r_p



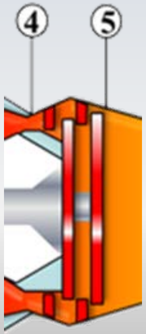
$$\boldsymbol{p_{03}} = 1215.6 \; \boldsymbol{kPa}$$

$$\boldsymbol{T_{03} = 623.3 \; K}$$

Valeur réelle connue

$$T_{04} = 1400 K$$

T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901

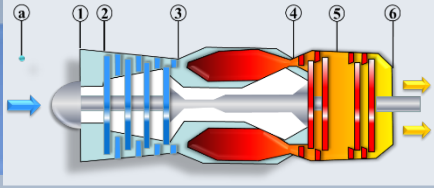


$$\boldsymbol{p_{04}} = \boldsymbol{p_{03}} = 1215.6 \; \boldsymbol{kPa}$$

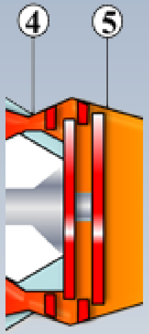
$$\rightarrow \quad h_{04} = 1515.42 kJ / kg$$

$$\boxed{p_{r4} = 450.5}$$

État ⑤



Conditions à la sortie ❺



$$h_{04} = 1515.42k$$

$$w_{tr} = w_{cr} = 342.99\ kJ\ /\ kg$$

$$h_{05} = h_{04} - w_{tr} = (1515.42 - 342.99) = 1172.49 kJ\ /\ kg$$

$$\boxed{p_{r5(r)} = 173.3}$$

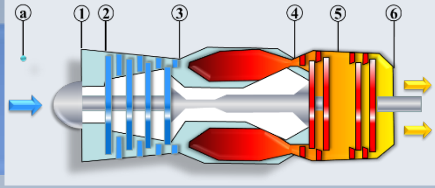
$$T_{05} = 1113.2K$$

T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825

Remarque: la valeur de $\boldsymbol{p_{r5(r)}}$ correspond à un niveau d'enthalpie réel. Elle a été obtenue d'après une lecture. Aucun processus isentropique n'a été impliqué.

État 5

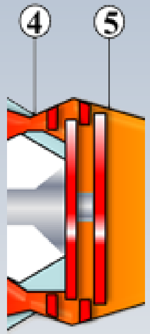
$$p_{r4} = 450.5$$



Afin de trouver le niveau de pression à la station 5, il faut considérer un processus isentropique entre 4 et 5. Notamment au moyen de la relation

$$\frac{p_{05}}{p_{04}} = \frac{p_{r5}}{p_{r4}}$$

$$p_{r4} \rightarrow \qquad \leftarrow p_{r5}$$



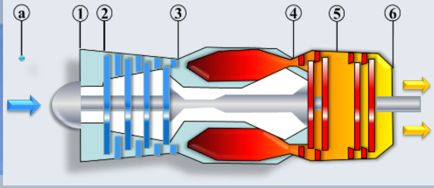
$$\boldsymbol{p}_{04} = 1215.6\ \boldsymbol{kPa}$$

Puisque $\boldsymbol{p_{r4}}$ et $\boldsymbol{p_{04} = p_{03}}$ sont connues, on doit d'abord trouver le niveau de $\boldsymbol{p_{r5}}$ correspondant à ce processus isentropique. Ceci est fait avec l'enthalpie $\boldsymbol{h_{05s}}$

$$w_{ts} = \frac{w_{tr}}{\eta} = \frac{342.99}{0.89} = 385.38\ kJ/kg$$

État 5

$h_{04} = 1515.42k \qquad w_{ts} = 385.38\, kJ/kg$



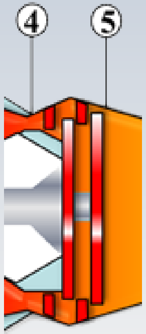
$$h_{05s} = h_{04} - w_{ts} = (1515.42 - 385.28)kJ/kg$$
$$= 1129.62\, kJ/kg$$

T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608

$\rightarrow \quad p_{r5} = 151.3$

Processus ısentropique

$$\frac{p_{05}}{p_{04}} = \left(\frac{p_{r5}}{p_{r4}}\right) \rightarrow \quad p_{05} = p_{04}\left(\frac{p_{r5}}{p_{r4}}\right) = 1215.6\left(\frac{151.3}{450.5}\right)$$



$$p_{05} = 408.26kPa$$

$p_{04} = 1215.6\, kPa$

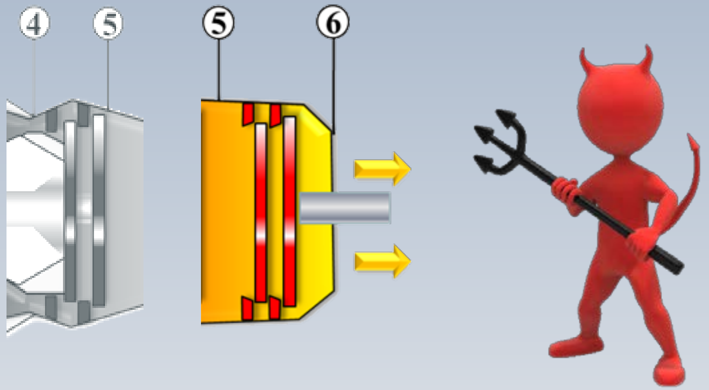
$p_{r4} = 450.5$

Pour trouver le travail produit par la turbine de puissance entre les stations 5 et 6, on cherchera la variation d’enthalpie totale

Sortie 6

$$p_{05} = 408.26 kPa, \quad p_6 = 101.3 kPa$$

$$\longrightarrow \boxed{p_{r5(r)} = 173.3}$$



$$\frac{p_6}{p_{05}} = \frac{p_{r6}}{p_{r5(r)}}$$

$$p_{r6} = p_{r5(r)}\left(\frac{p_6}{p_{05}}\right) = 173.3\left(\frac{101.3}{408.26}\right) = 43.0$$

$$h_{6s} = 800\ kJ/kg \longleftarrow$$

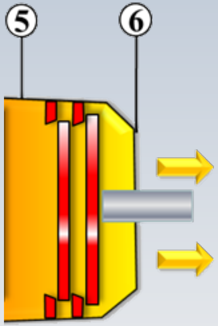
T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013

Sortie 6 $h_{05} = 1172.49 kJ/kg$

$h_{6s} = 800\ kJ/kg, \quad \eta_{TP} = 0.89$

La pression atmosphérique est une quantité statique, de sorte que l'enthalpie en ce point est aussi statique

Niveau réel d'enthalpie à la sortie de la turbine de puissance



$$w_{TP} = (h_{05} - h_{6s})\eta_{TP} = 0.89(1172.43 - 800)$$

$$= 331.46 \quad kJ/kg$$

$$h_6 = (h_{05} - w_{TP}) = 1172.43 - 331.46$$

$$= 840.97 kJ/kg$$

$$T_6 = 817.8\ K$$

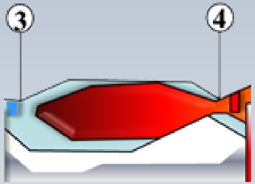
T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504

Rendement thermique

$h_{03} = 630.99\ kJ\ /\ kg$ $h_{04} = 1515.42 kJ\ /\ kg$ $w_{TP} = 331.46 \quad kJ\ /\ kg$

$$q_{ch.c} = (h_{04} - h_{03}) = 1515.42 - 630.99 = 884.43\ kJ\ /\ kg$$

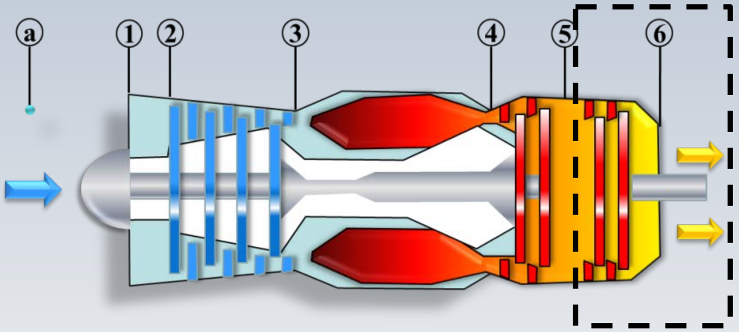
Finalement, le rendement global est

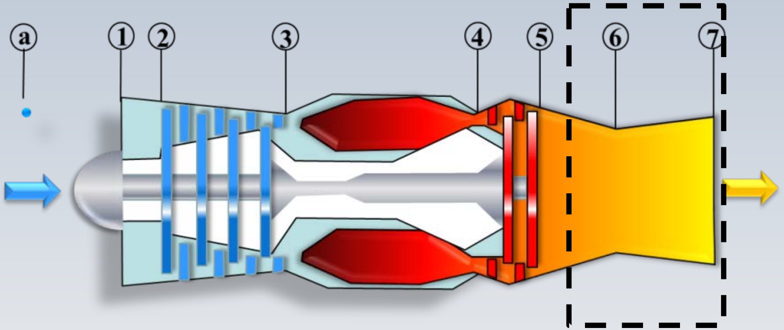


$$\boxed{\boldsymbol{\eta_{th}} = \frac{\boldsymbol{w_{tp}}}{\boldsymbol{q_{ch.c.}}} = \frac{331.46}{884.43} = 0.374}$$

Modification (c_p=variable)

La turbine de puissance est remplacée par une tuyère convergente-divergente et les gaz atteignent les conditions atmosphériques à la sortie. Calculez:





- La poussée et le rendement si la vitesse à l'entrée est nulle ($\boldsymbol{u_a = 0}$) et que $\boldsymbol{q = 11005\ Btu/lbmol, q = 884.43\, kJ/kg}$
- La **TSFC** si $\boldsymbol{f = 0.0215}$ (au besoin ***m_a* = *1lb/s* (*ou 1 kg/s*)**)

États 6 et 7

$$\boxed{h_{06} = h_{05} = 1172.49 kJ/kg}$$

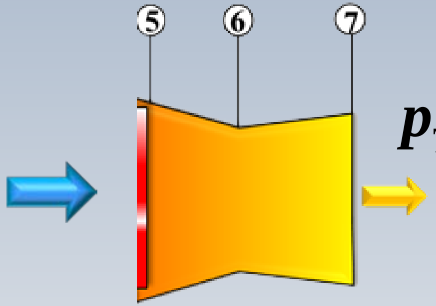
$$p_{06} = p_{05} = 408.26 kPa$$

$$p_7 = 101.3\, kPa$$

$$p_{r6(r)} = p_{r5(r)} = 173.3$$

$$\frac{p_7}{p_{06}} = \frac{\mathbf{p_{r7}}}{p_{r6(r)}}$$

$$p_{r7} = p_{r6(r)}\left(\frac{p_7}{p_{06}}\right) = 173.3\left(\frac{101.3}{408.26}\right) = 43.0$$



$$\mathbf{p_7 = p_a}$$

T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013

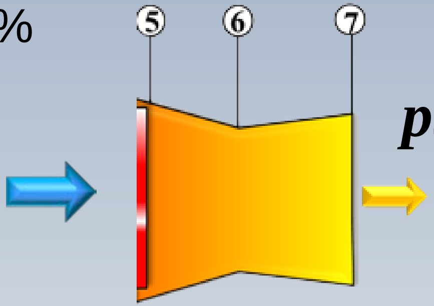
$$\boxed{h_{7s} = 800\ kJ/kg}$$

Vitesse de sortie

$$h_{06} = h_{05} = 1172.49 kJ / kg$$

$$h_{7_s} = 800\ kJ / kg$$

Le rendement de la tuyère est de 100%



$$\boldsymbol{p}_7 = \boldsymbol{p}_a$$

totale

$$\frac{u_{7s}^2}{2} = \left(h_{06} - h_{7_s}\right) = \left(1172.49 - 800\right) = 372.49\ kJ\ /\ kg$$

$$u_{7s} = \sqrt{2\left(h_{06} - h_{7_s}\right)} \qquad = \sqrt{2 \times 1000 \times 372.49} = 863\ m\ /\ s$$

η et TSFC

$$\boxed{TSFC = \frac{\dot{m}_f}{T} = \frac{\dot{m}_f / \dot{m}_a}{T / \dot{m}_a} = \frac{f}{T_s}}$$

f=0.0215

q=884.43 kJ/kg

u_{7s} =863 m/s

u_a=0

$$T_s = T / \dot{m}_a = \left[(1 + f) u_j - \cancel{u_a} \right]$$

$$T_s = 1.0215 \times 863 = 881.6 \left[N / (kg / s) \right]$$

$$\eta_{th} = \frac{1}{2} \frac{\left[(\dot{m}_a + \dot{m}_f) u_j^2 - \dot{m}_a u_a^2 \right]}{\dot{m}_f \, LHV}$$

η et TSFC

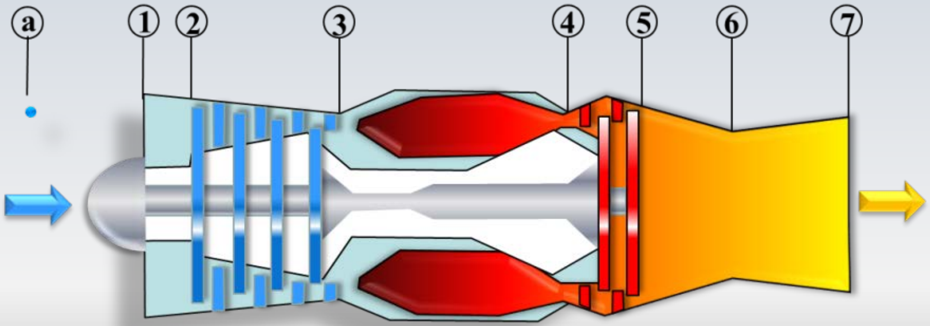
$$\eta_{th} = \frac{1}{2}\frac{u_{7s}^{2}(1+f)}{q_{ch.c}} = 0.432$$

$$TSFC = \frac{f}{T_s} = \frac{0.0215(kg_c / kg_a)\times 3600}{881.6\left(N / \left[kg_a / s\right]\right)}$$

$$TSFC = 0.08779\frac{kg_c / heure}{N}$$

Synthèse: c_p variable

Le terme $\boldsymbol{p_r}$ est une quantité adimensionnelle qui correspond à un niveau d'énergie. Dans un turboréacteur, la variation de $\boldsymbol{p_r}$ entre l'entrée et la sortie d'une composante, peut être interprété comme "la hauteur d'une marche dans un escalier énergétique, lors d'un processus <u>isentropique</u>**"**, avec $\boldsymbol{c_p}$ <u>variable</u>



Problème (c_p=constante)

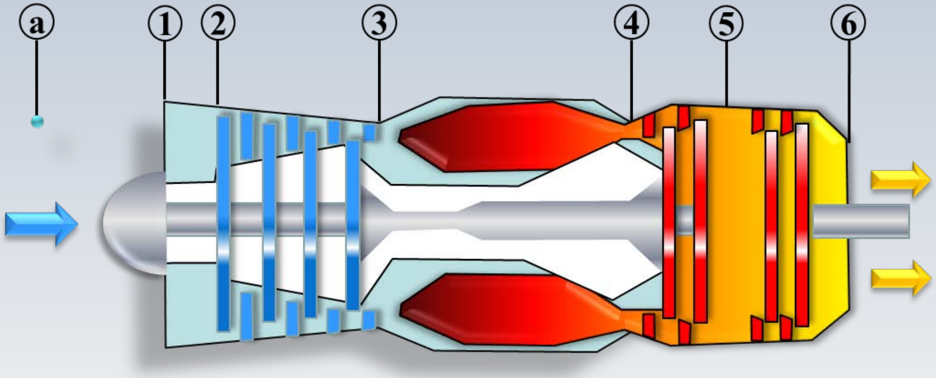
Un turboréacteur au repos (u_a=0) avec deux turbines opère avec de l'air standard (capacité calorifique variable). Les données sont:

- La température et la pression à l'entrée du compresseur T_{02}=288K (519 R), p_{02}=101.3 kPa (14.7 psia)
- Le rendement du compresseur η_C=87%, les rendements des turbines de génération (liée) et de puissance, respectivement, η_{TG}=89%, et η_{TP}=89%,
- Le rapport de compression $r_p=p_{03}/p_{02}$=12 et la température maximale T_{max}=1400K (2520R)
- Le pouvoir calorifique du combustible LHV=44 000 kJ/kg,. Au besoin, utiliser $\dot{m}$=1 kg/s ou $\dot{m}$= 1lb/s

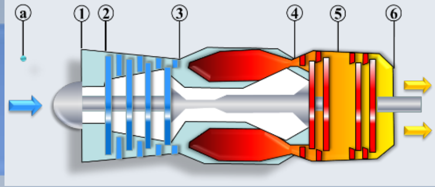
Remarque: le rendement η_{TP}=89%, peut être considéré comme étant total-à-statique

On demande de...

Calculer les coordonnées thermodynamiques, du cycle($\boldsymbol{p}$, $\boldsymbol{T}$ $\boldsymbol{h}$)et par la suite le rendement thermique.

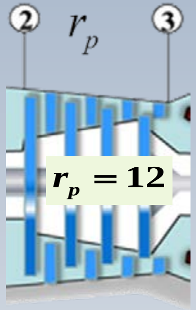


Développement



Entrée du compresseur $T = 288\ K$

Sortie du compresseur



$p_{03} = 1215.6\ kPa$

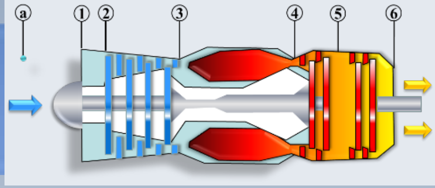
$p_{02} = 101.3\ kPa$
$T_{02} = 288\ K$
$T_{04} = 1400\ K$
$r_p = 12$
$\eta_C = 87\%$
$\eta_T = 89\%$

$$\frac{T_{03s}}{T_{02}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{02}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (12)^{0.2857} = 2.0339$$

$$\longrightarrow \quad \boldsymbol{T_{03s} = 585.75K}$$ Température idéale

$$\boldsymbol{p_{03}} = r_p \times p_{02} = 12 \times 101.3 = \boldsymbol{1215.6\,kPa}$$

Le compresseur 2-3



Travail spécifique du compresseur

Travail idéal

$$w_{cs} = c_p(T_{03s} - T_{02})$$

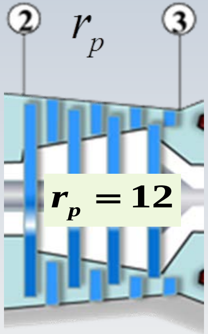
$$w_{cs} = 1.0045\,(585.75 - 288)$$

$$\boldsymbol{w_{cs} = 299.08kJ/kg}$$

Travail réel

$$w_{cr} = \frac{w_{cs}}{\eta_c} = \frac{299.08}{0.87}$$

$$\boldsymbol{w_{cr} = 343.78kJ/kg}$$



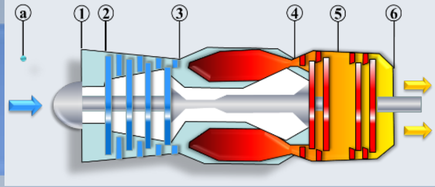
$p_{03} = 1215.6\ kPa$

$p_{02} = 101.3\ kPa$
$T_{02} = 288\ K$
$h_{02} = 288\ kJ/kg$
$T_{04} = 1400\ K$
$r_p = 12$
$\eta_C = 87\%$
$\eta_T = 89\%$

$c_p = 1.0045\ kJ/kg$

$\gamma = 1.4$

États ③ et ④

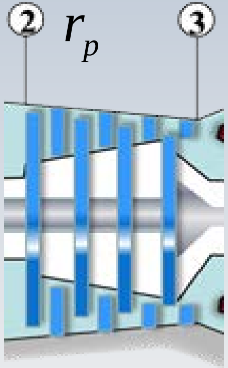


$w_{cr} = 343.78 kJ / kg$ $T_{02} = 288\ K$

$$\boldsymbol{T_{03}} = T_{02} + w_{cr}/c_p \;= \mathbf{630.24K}$$

Valeur réelle connue

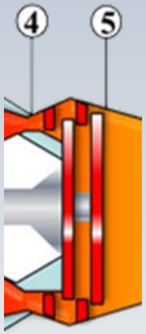
$$T_{04} = 1400K$$



$\boldsymbol{p_{03} = 1215.6\ kPa}$

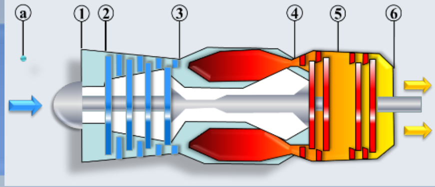
$\boldsymbol{T_{03} = 630.24\ K}$

$\boldsymbol{p_{04} = p_{03} = 1215.6\ kPa}$

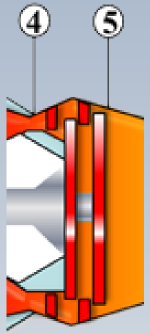


État 5

$T_{04} = 1400K$



Conditions à la sortie 5

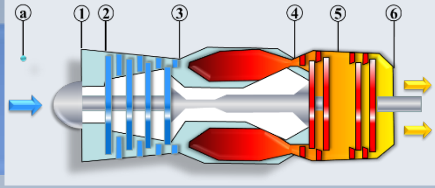


$$w_{tr} = w_{cr} = 343.78\,kJ/kg$$

$$\boldsymbol{T_{05}} = T_{04} - w_{tr}/c_p = (1400 - 343.78/1.0045)$$

$$\boldsymbol{T_{05} = 1057.8\mathrm{K}}$$

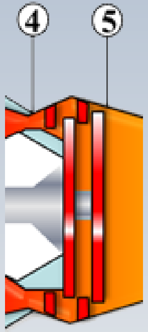
État ⑤



Afin de trouver le niveau de pression à la station 5, on considère un processus isentropique entre 4 et 5.

$$p_{04} = 1215.6\,kPa$$

$$T_{04} = 1400K$$



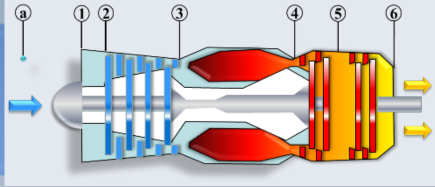
$$p_{05} = ?$$

Puisque T_{04} et $p_{04} = p_{03}$ sont connues, la température T_{05s} est nécessaire pour calculer p_{05}

$$w_{ts} = \frac{w_{tr}}{\eta} = \frac{343.78}{0.89} = 386.26\ kJ / kg$$

État 5

$T_{04} = 1400K \qquad w_{ts} = 386.26\ kJ/kg$



$$T_{05s} = T_{04} - w_{ts}/c_p = (1400 - 386.26/1.0045) kJ/kg$$

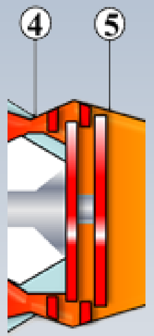
$$\boldsymbol{T_{05s} = 1015.5K}$$

Processus isentropique

$$\frac{p_{05}}{p_{04}} = \left(\frac{T_{05s}}{T_{04}}\right)^{\gamma/\gamma-1}$$

$\boldsymbol{p_{04} = 1215.6\ kPa}$

$\boldsymbol{T_{04} = 1400K}$



$p_{05} = ?$

$$\boldsymbol{p_{05} = 395.1 kPa}$$

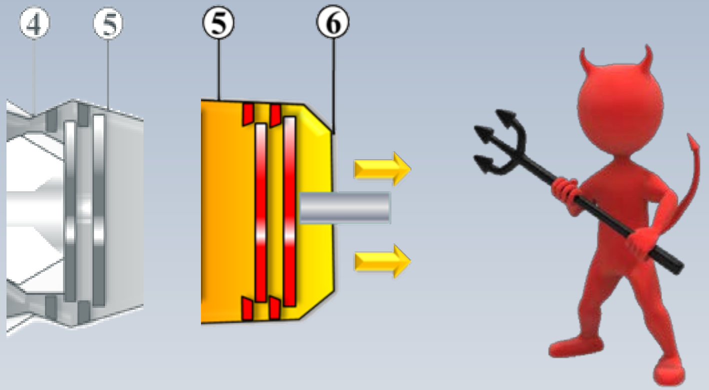
Pour trouver le travail produit par la turbine de puissance entre les stations 5 et 6, on cherchera la variation d’enthalpie totale

Sortie 6

$T_{05} = 1057.8\text{K}$

$p_{05} = 395.1kPa, \quad p_6 = 101.3kPa$

$$T_{6s} = T_{05}\left(\frac{p_6}{p_{05}}\right)^{\gamma-1/\gamma} = 1057.8\left(\frac{101.3}{395.1}\right)^{0.2857}$$



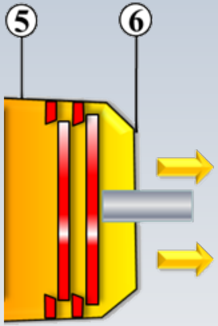
$$\boldsymbol{T_{6s} = 717.21K}$$

Sortie 6 $T_{05} = 1057.8 kJ/kg$

$$\boldsymbol{T_{6s} = 717.21K}, \quad \boldsymbol{\eta_{TP} = 0.89}$$

La pression atmosphérique est une quantité <u>statique,</u> de sorte que l'enthalpie (temp/rature) en ce point est aussi statique

Niveau réel de température à la sortie de la turbine de puissance



$$w_{TP} = c_p (T_{05} - T_{6s}) \eta_{TP} = 1.0045(1057.8 - 717.21) \times 0.89$$

$$\boldsymbol{w_{TP} = 304.49 \quad kJ/kg}$$

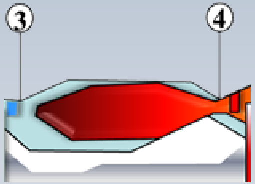
$$\boldsymbol{T_6} = T_{05} - w_{TP}/c_p = 1057.8 - 304.49/1.0045$$

$$\boldsymbol{T_6 = 754.67K}$$

Rendement thermique

$T_{03} = 630.24\ K$ $\qquad T_{04} = 1400 K$ $\qquad w_{TP} = 304.49 \quad kJ / kg$

$$q_{ch.c} = c_p (T_{04} - T_{03}) = 1.0045(1400 - 630.24) = 773.22\ kJ\ / kg$$

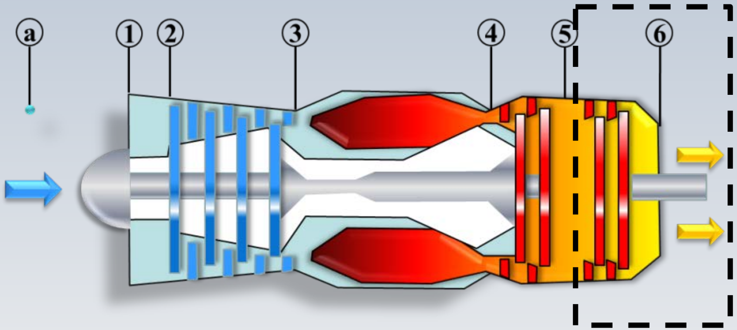


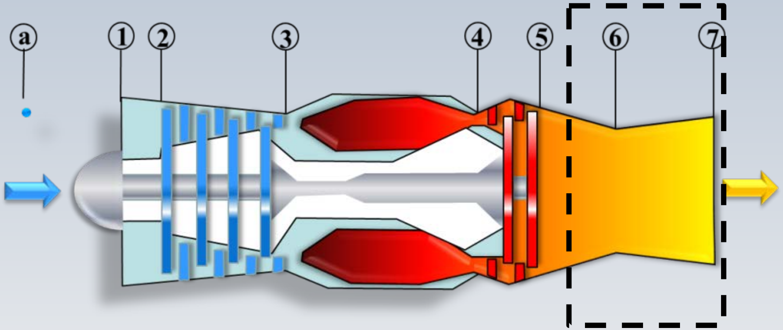
Finalement, le rendement global est

$$\boxed{\eta_{th} = \frac{w_{tp}}{q_{ch.c.}} = \frac{304.49}{773.22} = 0.394}$$

Modification (c_p=constante)

La turbine de puissance est remplacée par une tuyère convergente-divergente et les gaz atteignent les conditions atmosphériques à la sortie. Calculez:





- La poussée et le rendement si la vitesse à l'entrée est nulle ($\boldsymbol{u_a = 0}$) et que $\boldsymbol{q = 773.22\, kJ/kg}$
- La **TSFC** si $\boldsymbol{f = 0.0215}$ (au besoin ***m_a* = *1lb/s* (*ou 1 kg/s*)**)

États ⑥ et ⑦

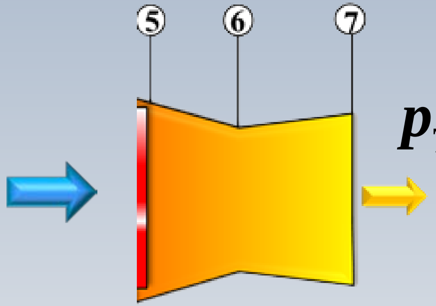
$$T_{06} = T_{05} = 1057.8\text{K}$$

$$p_{06} = p_{05} = 395.1kPa$$

$$p_7 = 101.3\,kPa$$

$$\frac{p_7}{p_{06}} = \left(\frac{\boldsymbol{T_{7s}}}{T_{06}}\right)^{\gamma/\gamma-1}$$

$$\boldsymbol{T_{7s} = 716.98\text{K}}$$



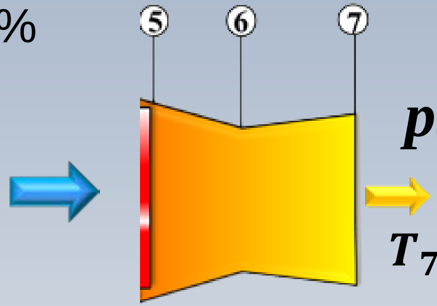
$$\boldsymbol{p_7 = p_a}$$

Vitesse de sortie

$$T_{06} = T_{05} = 1057.8\text{K}$$

$$T_{7s} = 716.98\text{K}$$

Le rendement de la tuyère est de 100%



$$\boldsymbol{p_7 = p_a}$$

$$\boldsymbol{T_{7s} = 716.98\text{K}}$$

$$\frac{u_{7s}^2}{2} = c_p(T_{06} - T_{7s}) = 1.0045(1057.8 - 716.98) = \boldsymbol{342.36\,kJ/kg}$$

$$\boldsymbol{u_{7s}} = \sqrt{2c_p(T_{06} - T_{7s})} = \sqrt{2 \times 1000 \times 342.36} = \boldsymbol{827.47\ m/s}$$

η et TSFC

$$\boxed{TSFC = \frac{\dot{m}_f}{T} = \frac{\dot{m}_f / \dot{m}_a}{T / \dot{m}_a} = \frac{f}{T_s}}$$

f=0.0215

q=733.22 kJ/kg

u_{7s} =827.47 m/s

u_a=0

$$T_s = T / \dot{m}_a = \left[(1+f)u_j - \cancel{u_a}\right]$$

$$T_s = 1.0215 \times 827.47 = 845.26[N/(kg/s)]$$

$$\eta_{th} = \frac{\frac{1}{2}\left[(\dot{m}_a + \dot{m}_f)u_j^2 - \cancel{\dot{m}_a u_a^2}\right]}{\dot{m}_f \, LHV}$$

$$/\dot{m}_a \quad \Rightarrow$$

η et TSFC

$$\eta_{th} = \frac{1}{2}\frac{u_{7s}^2(1+f)}{q_{ch.c}} = 0.452$$

$$TSFC = \frac{f}{T_s} = \frac{0.0215(kg_c / kg_a)\times 3600}{845.26\left(N/\left[kg_a/s\right]\right)}$$

$$TSFC = 0.0916\frac{kg_c / heure}{N}$$

f=0.0215

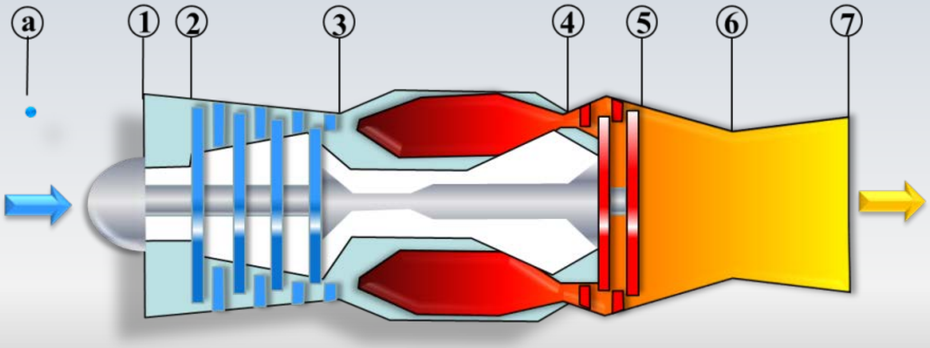
$q_{ch.c}$ = 733.22 kJ/kg

u_{7s} =827.47 m/s

u_a=0

Synthèse: c_p variable

Le terme $\boldsymbol{p_r}$ est une quantité adimensionnelle qui correspond à un niveau d'énergie. Dans un turboréacteur, la variation de $\boldsymbol{p_r}$ entre l'entrée et la sortie d'une composante, peut être interprété comme "la hauteur d'une marche dans un escalier énergétique, lors d'un processus <u>isentropique</u>**"**, avec $\boldsymbol{c_p}$ <u>variable</u>

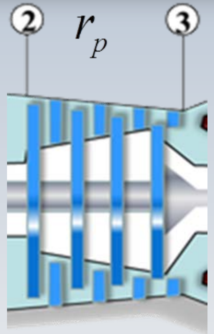


Le compresseur

À l'entrée **2** du compresseur on connait *la température et la pression totale*. La température $\boldsymbol{T_{02}}$ permet de trouver l'enthalpie $\boldsymbol{h_{02}}$ et $\boldsymbol{p_{r2}}$. à partir de la table. On note que pour fins de simplification on n'inclut pas l'indice « zéro » dans $\boldsymbol{p}_r$.

p_{r2}, h_{02}

connues



$p_{r3} \rightarrow$ h_{03s} T_{03s} $\rightarrow$

$$W_{cs} = h_{03s} - h_{02}$$ Travail idéal

$$W_{cr} = (h_{03s} - h_{03}) / \eta_c$$ Travail réel

Des tables avec p_{r3}

$$\left(\frac{p_{03}}{p_{03}}\right) = \frac{p_{r3}}{p_{r2}}$$

Rapport de pression connu

$$h_{03} = h_{02} + W_{cr}$$

Tables

T_{03}, p_{r3}

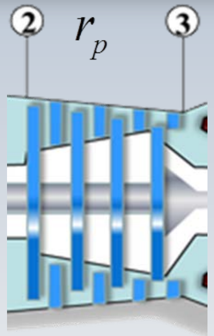
Nouvelles valeurs en fonction de $\boldsymbol{h_{03}}$

Le compresseur

À l'entrée **2** du compresseur on connait *la température et la pression totale*. La température $\boldsymbol{T_{02}}$ permet de trouver l'enthalpie $\boldsymbol{h_{02}}$ et $\boldsymbol{p_{r2}}$. à partir de la table. On note que pour fins de simplification on n'inclut pas l'indice « zéro » dans $\boldsymbol{p}_r$.

p_{r2}, h_{02}

connues



$p_{r3} \rightarrow$ $\boxed{\begin{matrix} h_{03s} \\ T_{03s} \end{matrix}}$ $\rightarrow$

$$W_{cs} = h_{03s} - h_{02}$$ Travail idéal

$$W_{cr} = (h_{03s} - h_{03}) / \eta_c$$ Travail réel

Des tables avec p_{r3}

$$h_{03} = h_{02} + W_{cr}$$

Tables

$\boxed{T_{03}, p_{r3}}$

Nouvelles valeurs en fonction de $\boldsymbol{h_{03}}$

$$\left(\frac{p_{03}}{p_{03}}\right) = \frac{p_{r3}}{p_{r2}}$$

Rapport de pression connu

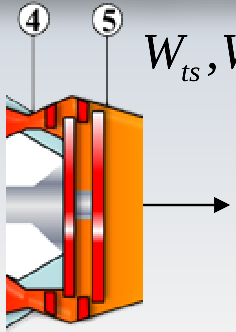
La turbine

À l'entrée **4,** on connait la température et la pression totale. La température ***T_{04}*** est issue de la combustion, tandis que pression correspond à celle trouvée à la sortie du compresseur, si on suppose que les pertes de pression sont nulles dans la chambre de combustion. La température ***T_{04}*** permet de trouver, à partir des tables, l'enthalpie ***h_{04}*** et ***p_{r4}***

On considère que le travail réel fait par la turbine correspond à celui consommé par le compresseur, soit: $W_{tr} = W_{cr}$

p_{r4}, h_{04}

connues



W_{ts}, W_{tr}

p_{05}

$$h_{04} - W_{tr} = h_{05} \xrightarrow{\text{Tables}} \boxed{\begin{matrix} p_{r5(r)} \\ T_{05} \end{matrix}}$$

$$h_{04} - W_{ts} = h_{05s} \xrightarrow{\text{Tables}} \boxed{\begin{matrix} p_{r5(s)} \\ T_{05s} \end{matrix}}$$

$$W_{ts} = W_{tr} / \eta_T$$

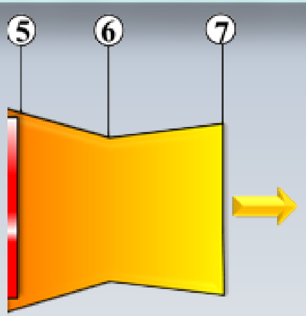
$$\left(\frac{p_{05}}{p_{04}}\right) = \frac{p_{r5(s)}}{p_{r4}}$$

Rapport de pression inconnu

La tuyère

Remarque: Le niveau $\boldsymbol{p_{r5(s)}}$ n'est utilisé que pour calculer la « bonne » pression $\boldsymbol{p_{05}}$ considérant une détente isentropique 4-5. Cependant, le niveau énergétique réel est donné par $\boldsymbol{p_{r5(r)}}$ (correspondant à $\boldsymbol{h_{05}}$) et c'est celui-ci qu'on doit employer par la suite pour le calcul dans la tuyère

$$p_{r6(r)} = p_{r5(r)}$$
$$T_{06} = T_{05}$$
$$h_{06} = h_{05}$$
$$p_{06} = p_{05}$$



$$\boldsymbol{p_7 = p_a}$$

$$\left(\frac{p_7}{p_{06}}\right) = \frac{p_{r7}}{p_{r6(r)}}$$

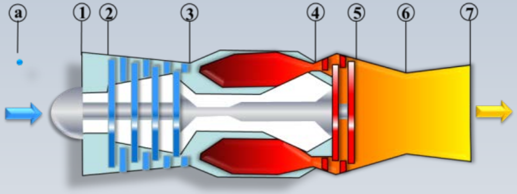
p_{r7} $\xrightarrow{\text{Tables}}$ h_7

Il s'agit d'une quantité statique

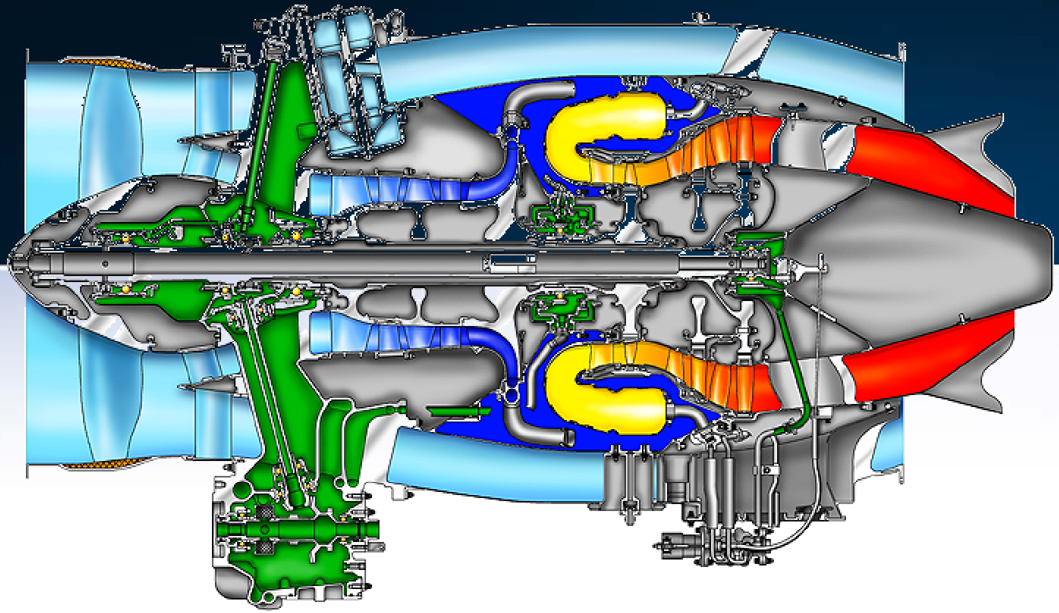
$$\frac{u_6^2}{2} = \left(h_{06} - h_7\right)$$

$$\downarrow$$

$$u_6$$



TURBOSOUFFLANTE



La turbosoufflante

Le rendement de propulsion est fonction de la vitesse $\boldsymbol{u_j}$ du jet à la sortie.

$$\eta_p = \frac{2u_a}{1 + u_j/u_a}$$

En théorie, lorsque $\boldsymbol{u_j = u_a}$ le rendement η_p est maximal, par contre la poussée $\boldsymbol{T}$ est virtuellement nulle. La turbosoufflante corrige ce problème

$$T = F_p = \dot{m}_a\left[(1+f)u_j - u_a\right] + \left(p_j - p_a\right)A_j$$

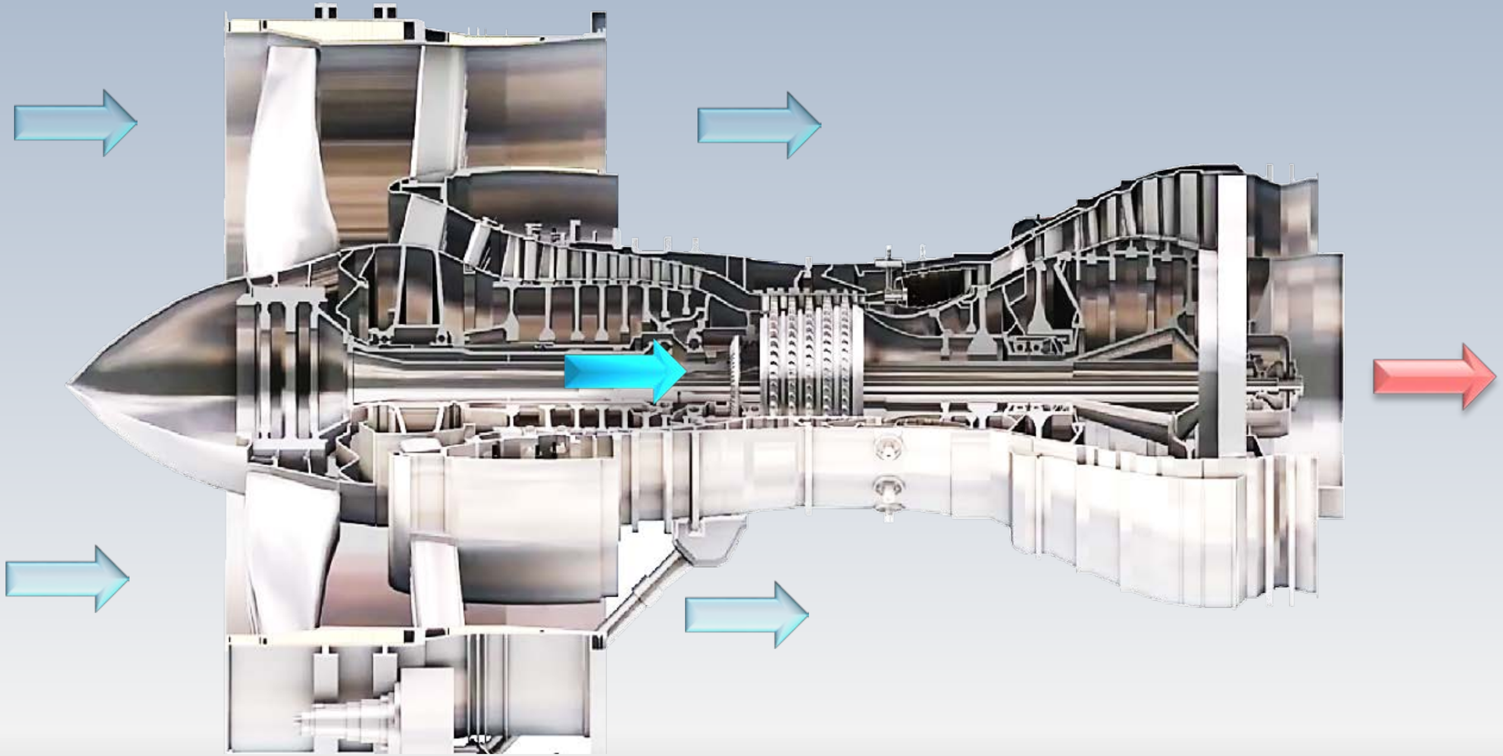
La turbosoufflante

Dans celle-ci une soufflante, située dans la partie frontale du moteur, avec un diamètre plus grand que celui du compresseur est aussi entrainée par la turbine.

L'air d'entrée prend alors deux chemins: une partie passe par le cœur du moteur, et une autre plus grande que celle-ci, traverse la soufflante en périphérie sans circuler ni par la chambre de combustion ni par la turbine.

Une partie de la poussée totale est ainsi produite par l'écoulement externe caractérisé par un grand débit massique combiné avec une faible vitesse

La turbosoufflante



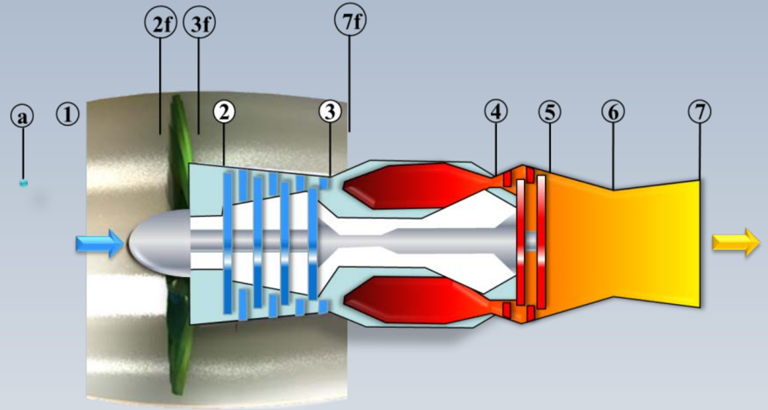
Cons. spécifique basée sur la poussée

Le rapport entre le flux (chaud) circulant par le cœur et le flux (froid) passant en périphérie est appelé **taux de dilution**

En fonction du taux de dilution, la portion de la poussée produite par le jet à haute vitesse sortant du noyau du moteur peut être inférieure à celle produite par l'extérieur

C'est le cas des turbosoufflantes à haut taux de dilution (10:1) employées dans l'industrie du transport aéronautique. Dans ces moteurs, la poussée produite par la soufflante est supérieure à celle produite par le noyau de la machine

La soufflante



$c_p = cnste$

1. Conditions *<u>à l'entrée 2f</u>* de la soufflante

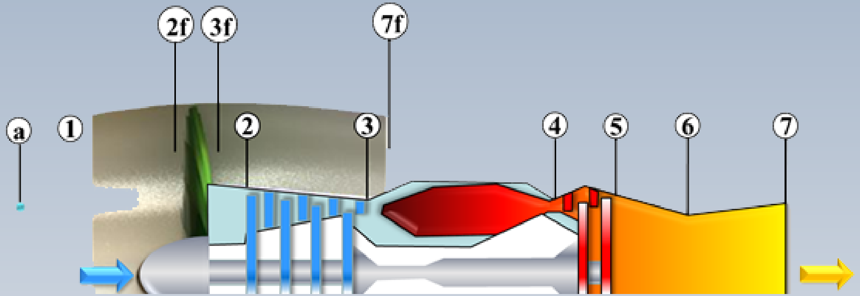
On a $\boldsymbol{c_p} = \boldsymbol{cnste}$, le rendement $\boldsymbol{\eta_f}$ et le rapport de compression $\boldsymbol{r_{pf}}$ de la soufflante

$$p_{02f} = p_{02}$$ **Hypothèse simplificatrice!**

2. Conditions *<u>à la sortie 3f</u>* de la soufflante

$$T_{03f} = T_{02f}\left(1 + \frac{1}{\eta_f}\left(r_{pf}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)\right)$$

Sortie 7



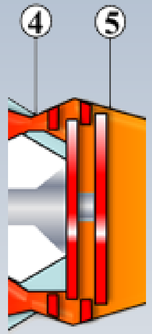
Après la soufflante (3f) l'écoulement d'air rejoint l'environnement (7f)

Conditions à la sortie de la soufflante

$$u_{7f} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} R T_{03f} \left(1 - \left(\frac{p_a}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \qquad (p_{7f} = p_a)$$

Soufflante: turbine de génération 5

Le travail (puissance) $\boldsymbol{W_{et}}$ produit (e) par la turbine liée est entièrement utilisé par le compresseur $\boldsymbol{W_{ec}}$ et par la soufflante $\boldsymbol{W_{ef}}$



$$\boldsymbol{W_{et} = W_{ec} + W_{ef}}$$

$$BPR = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_c}$$

$$\dot{m}_T(h_{04} - h_{05}) = \dot{m}_C\ (h_{03} - h_{02}) + \ \dot{m}_C \times BPR(h_{03f} - h_{02})$$

Le *taux de dilution* ou *bypass ratio* (*BPR*) est le rapport entre le débit massique d'air froid passant par la soufflante $\boldsymbol{\dot{m}_s}$ (secondaire) et le débit massique des gaz chauds $\boldsymbol{\dot{m}_c}$ (primaire) circulant par le cœur du moteur

TSFC

Consommation **spécifique** ***TSFC***

La consommation spécifique se voit modifiée par la présence de la soufflante. Notamment:

$$\boxed{TSFC = \frac{f}{(1+f)u_j + BPR \times u_f - (1+BPR)u_a}}$$

Vitesse du jet des gaz chauds par le centre

Vitesse du jet d'air froid par la soufflante

Problème (c_p=variable)

On modifie le turboréacteur utilisé précédemment pour obtenir une turbosoufflante. Les conditions d'opération dans le cœur seront les mêmes. L'appareil demeure au repos **(u_a= 0)**.

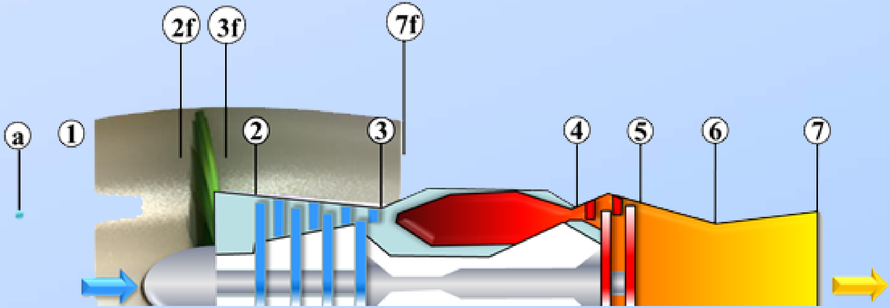
Calculez ***la poussée, la TSFC et le rendement thermodynamique*** si ***BPR=2*** (taux de dilution), le rendement de la soufflante $\eta_f = 0.85$ et le rapport de pression de la soufflante $r_{pf} = 1.35$.

Considérez que la température et la pression aux entrées de la soufflante ***2f*** et du compresseur ***2*** sont T_{02}***=288 K(519 R),*** p_{02}***=101.3 kPa (14.7 psia)***

Problème

Du problème précédent

- $W_c = 342.99$ kJ/kg
- $f = 0.0215$
- $m_a = 1$ lb/s (1kg/s), au besoin
- $p_{03} = 1215.6$ kPa
- $u_{7c} = 863$ m/s
- $h_{02} = 288$ kJ/kg, $p_{r2} = 1.2095$ $\quad$ $\boldsymbol{T_{02} = 288\ K}$



Soufflante

<u>Entrée de la soufflante</u>: À partir de la table, on trouve pour ***T* =288 K**

T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802

$$h_{02} = 288\ kJ/kg \qquad p_{r2} = 1.2095$$

$$p_{r3} = r_{pf} \times p_{r2} = 1.35 \times 1.209 = 1.6328$$

T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106

$$h_{03\,fs} = 314.36\ kJ/kg$$

enthalpie <u>idéale</u>

- $WC = 342.99\ kJ/kg$
- $f = 0.0215$
- $m_a = 1lb/s\ \ (1kg/s)$
- $p_{03} = 1215.6\ kPa$
- $u_{c7} = 863\ m/s$
- $h_{02} = 288\ kJ/kg$,
- $p_{r2} = 1.2095$
- $r_{pf} = 1.35$

$c_p = 1.0045\ kJ/kg\ K$

$\gamma = 1.4$

Soufflante

Enthalpie <u>réelle</u> après la soufflante h_{03f}

$$w_{fr} = \frac{w_{fs}}{\eta_f} = \frac{h_{03fs} - h_{02}}{\eta_f} = \frac{314.36 - 288}{0.85} = 31.01 kJ/kg$$

$$h_{03f} = h_{02} + w_{fr}$$

$$\mathbf{h_{03f} = 319.01\ kJ/kg}$$

$p_{03f} = r_{pf} \times p_{02}$

= 1.35 x101.3=136.755 kPa

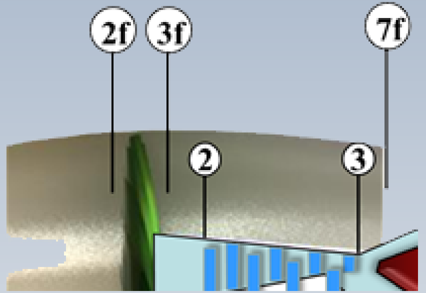
T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690

$$\boxed{p_{r3f(r)} = 1.7170}$$

État 7

$p_{r3f(r)} = 1.717$ $r_{pf}=1.35$

Jet vers l'environnement



$$\frac{p_{r7f}}{p_{r3f(r)}} = \frac{p_7}{p_{03f}}$$

$$p_{r7f} = p_{r3f}/r_{pf} = 1.717/1.35 = 1.2719$$

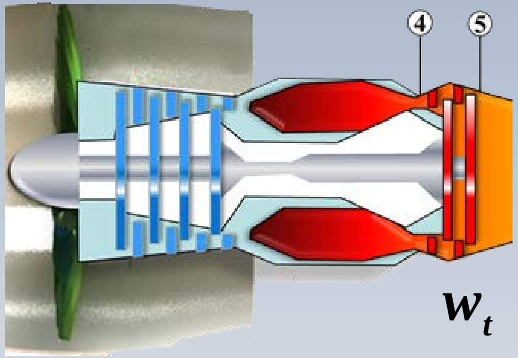
T (K)	h (kJ/kg)	p_r	u (kJ/kg)	v_r	s^o (kJ/kg*K)
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515

$$h_{7f} = 292.40 \text{ kJ/kg}$$

Quantité statique

Travail

$$\boxed{\begin{aligned} BPR &= 2 \\ f &= 0.0215 \\ w_{cr} &= 342.99\, kJ/kg \\ w_{fr} &= 31.01\, kJ/kg \end{aligned}}$$



<u>Travail effectué par la turbine</u>

La turbine entraine le compresseur et la soufflante

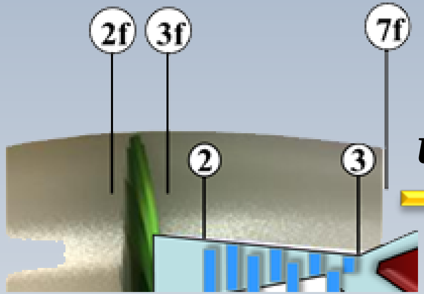
$$w_t = \frac{w_{cr} + BPR \times w_{fr}}{1+f} = 396.5\, kJ/kg$$

Poussée spécifique

$$h_{7f} = 292.40\ kJ/kg$$

$$h_{03f} = 319.01\ kJ/kg$$

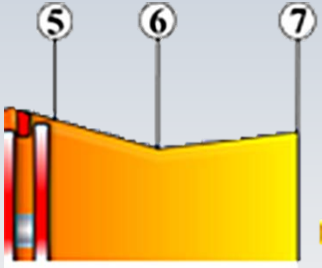
Vitesse du jet de la soufflante



$$u_{7f} = \sqrt{2\left(h_{03f} - h_{7f}\right)} = \sqrt{2(319.01 - 292.40)}$$

$$\boldsymbol{u_{7f} = 231.2\, m/s}$$

Poussée spécifique



$$\boldsymbol{u_{7c} = 863 m / s}$$

$$T_s = BPR \times u_{7f} + \left(1 + f\right) \times u_{7c}$$

$$T_s = 2 \times 231.2 + 1.0215 \times 863 = 1356.4\ N / (kg / s)$$

Rendement

$f = 0.0215$

$q_{ch.c.} = 884.4\ kJ / kg$

Consommation spécifique

$$TFSC = \frac{f}{T_s} = \frac{0.0215 \times kg_c / kg_a \times 3600}{1356.4 N / (kg_a / s)}$$

$$\boxed{TFSC = 0.057 \frac{kg_c / heure}{N}}$$

$$\left(TSFC = 0.0878 (kg_c / heure) / N \right)$$

Rendement thermique

$$\eta_{th} = \frac{BPR \times u_{7f}^2 / 2 + (1 + f) \times u_{7c}^2 / 2}{q_{ch.}} = \frac{2 \times (231.2)^2 / 2 + (1.0215) \times 863^2 / 2}{1000 \times 884.4}$$

$$\boxed{\eta_{th} = 0.482} \quad (\eta_{th} = 0.432)$$

Problème (c_p=cnste)

On modifie le turboréacteur utilisé précédemment pour obtenir une turbosoufflante. Les conditions d'opération dans le cœur seront les mêmes. L'appareil demeure au repos **(u_a= 0)**.

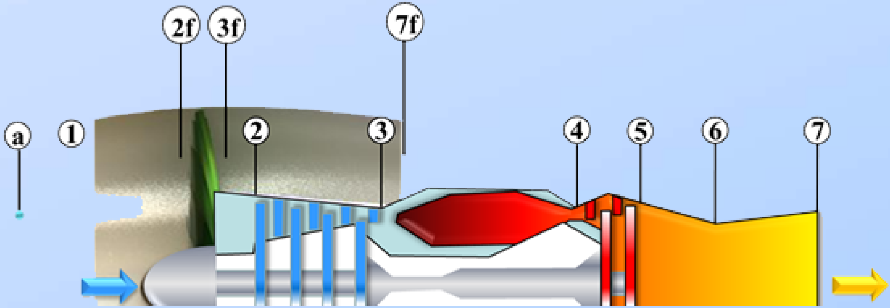
Calculez ***la poussée, la TSFC et le rendement thermodynamique*** si ***BPR=2*** (taux de dilution), le rendement de la soufflante ***η_f =0.85*** et le rapport de pression de la soufflante ***r_{pf} = 1.35.***

Considérez que la température et la pression aux entrées de la soufflante ***2f*** et du compresseur ***2*** sont ***T_{02}=288 K(519 R), p_{02}=101.3 kPa (14.7 psia)***

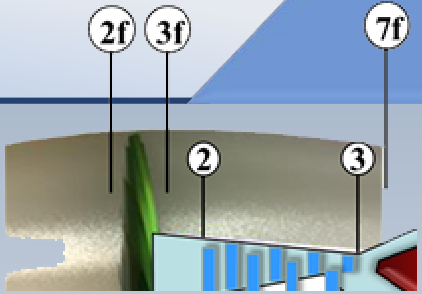
Problème

Du problème précédent

- $W_{cr} = 343.78\, kJ/kg$
- $f = 0.0215$
- $m_a = 1 lb/s$ (1kg/s), au besoin
- $p_{03} = 1215.6\ kPa$
- $u_{7c} = 827.47\ m/s$
- $T_{02} = 288\ K$



Soufflante



<u>Entrée de la soufflante</u>:

$T_{02} = 288K$

$$\frac{T_{03fs}}{T_{02}} = \left(\frac{p_{03f}}{p_{02}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_{pf})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (1.35)^{0.285} = 1.089$$

$\longrightarrow$ $\boldsymbol{T_{03fs}} = 313.78K$ Température idéale

$$w_{fr} = \frac{w_{fs}}{\eta_f} = \frac{c_p(T_{03fs} - T_{02})}{\eta_f} = \frac{1004.5(313.78 - 288)}{0.85}$$

$\boldsymbol{w_{fr} = 30.46 kJ/kg}$ Travail réel

- W_C = 343.78 kJ/kg
- **f**= 0.0215
- m_a= 1lb/s (1kg/s)
- p_{03} = 1215.6 kPa
- u_{c7}=827.47 m/s
- T_{02}=288 kJ/kg,
- r_{pf}=1.35

$\eta_f = 0.85$
$c_p = 1004.5\ kJ/kg\ K$
$\gamma = 1.4$

Soufflante

Température <u>réelle</u> après la soufflante T_{03f}

$$\boldsymbol{T_{03f}} = T_{02} + W_{fr}/c_p \ = \mathbf{317.4K}$$

Pression après la soufflante p_{03f}

$$\boldsymbol{p_{03f}} = r_{pf}p_{02} \quad = 1.3 \times 101.3 = \mathbf{136.76\,kPa}$$

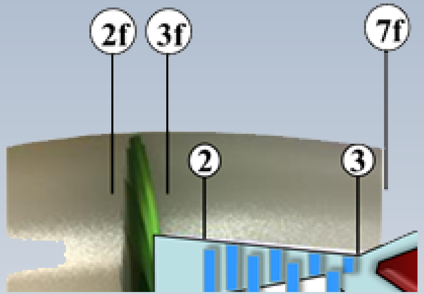
État 7

$r_{pf} = 1.35$

$T_{03f} = 317.4K$

Jet vers l'environnement

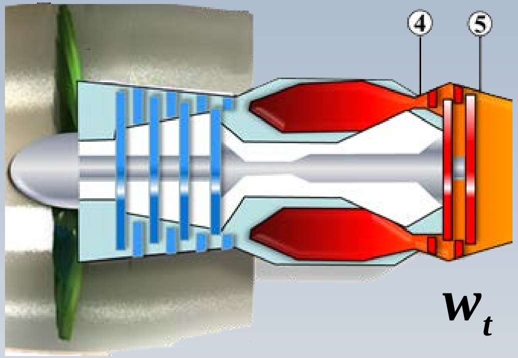
$$\frac{T_{03f}}{T_{7f}} = \left(\frac{p_{03f}}{p_{7f}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \qquad \frac{317.4}{T_{7f}} = \left(\frac{1}{1.35}\right)^{0.2857}$$



$T_{7f} = 291.3\ \text{K}$

Travail

$$
\begin{aligned}
BPR &= 2 \\
f &= 0.0215 \\
w_{cr} &= 343.78\, kJ / kg \\
w_{fr} &= 30.46\, kJ / kg
\end{aligned}
$$



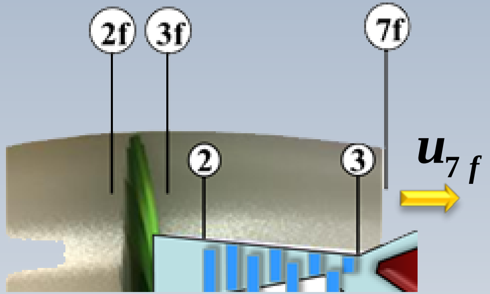
Travail effectué par la turbine

La turbine entraine le compresseur et la soufflante

$$w_t = \frac{w_{cr} + BPR \times w_{fr}}{1 + f} = 396.18\, kJ / kg$$

Poussée spécifique

Vitesse du jet de la soufflante



$$u_{7f} = \sqrt{2c_p\left(T_{03f} - T_{7f}\right)} = \sqrt{2 \times 1.0045(317.4 - 291.3)}$$

$$\boldsymbol{u_{7f} = 228.98\, m/s}$$

Poussée spécifique

$u_{7c} = 827.4 m / s$

$$T_s = BPR \times u_{7f} + \left(1 + f\right) \times u_{7c}$$

$$T_s = 2 \times 228.98 + 1.0215 \times 827.47 = \mathbf{1303.2\ N/(kg/s)}$$

Rendement

$f = 0.0215$

$q_{ch.c.} = 773.22\ kJ / kg$

Consommation spécifique

$$TFSC = \frac{f}{T_s} = \frac{0.0215 \times kg_c / kg_a \times 3600}{1303.2N / (kg_a / s)}$$

$$\boxed{TFSC = 0.0594 \frac{kg_c / heure}{N}}$$

$$\left(TSFC = 0.0916 (kg_c / heure) / N \right)$$

Rendement thermique

$$\eta_{th} = \frac{BPR \times u_{7f}^2 / 2 + (1 + f) \times u_{7c}^2 / 2}{q_{ch.}} = \frac{2 \times (232.4)^2 / 2 + (1.0215) \times 827.47^2 / 2}{1000 \times 773.22}$$

$$\boxed{\eta_{th} = 0.522} \quad \left(\eta_{th} = 0.452 \right)$$

À venir

À venir:
Normalisation, essais, mariage de composantes…