

Aérodynamique des turbomachines

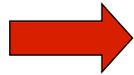
G. MEAUZÉ

28 septembre 2005

- Introduction
- Ecoulements monodimensionnels stationnaires
- Cycle d'une turbomachine
- Equations générales dans les turbomachines

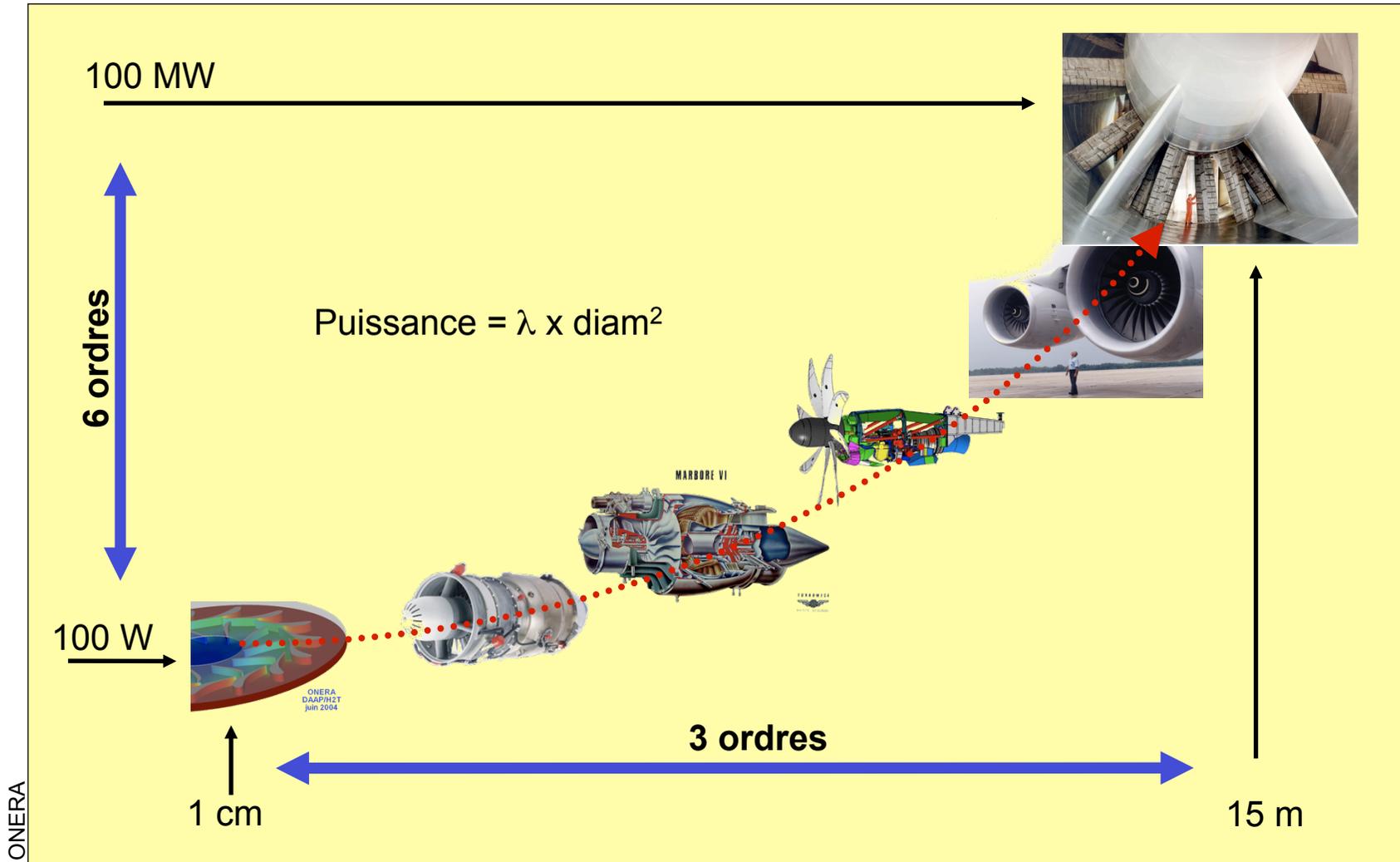
ONERA

PLAN

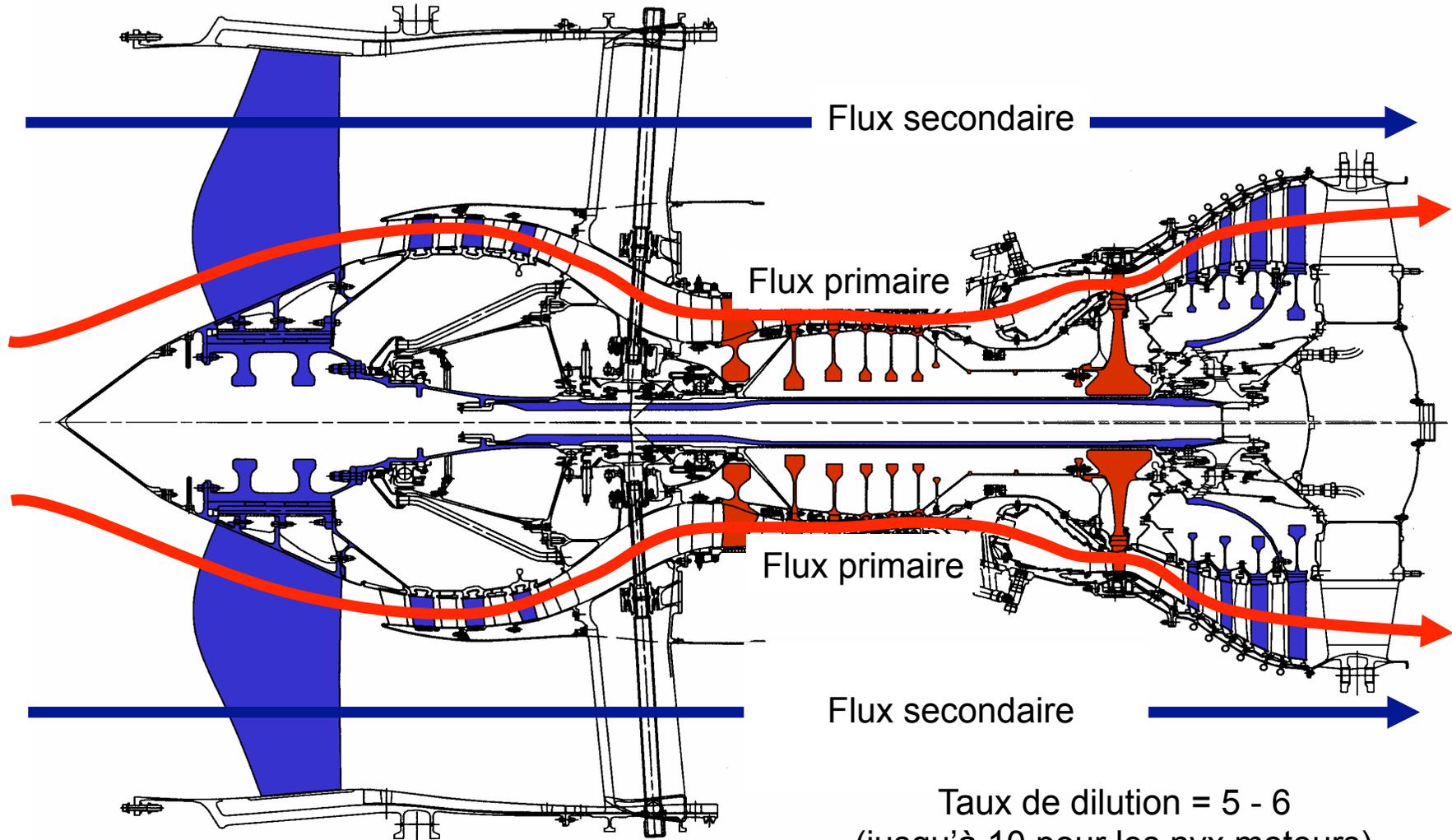


- ***Introduction***
- *Ecoulements monodimensionnels stationnaires*
- *Cycle d'une turbomachine*
- *Equations générales dans les turbomachines*

INTRODUCTION

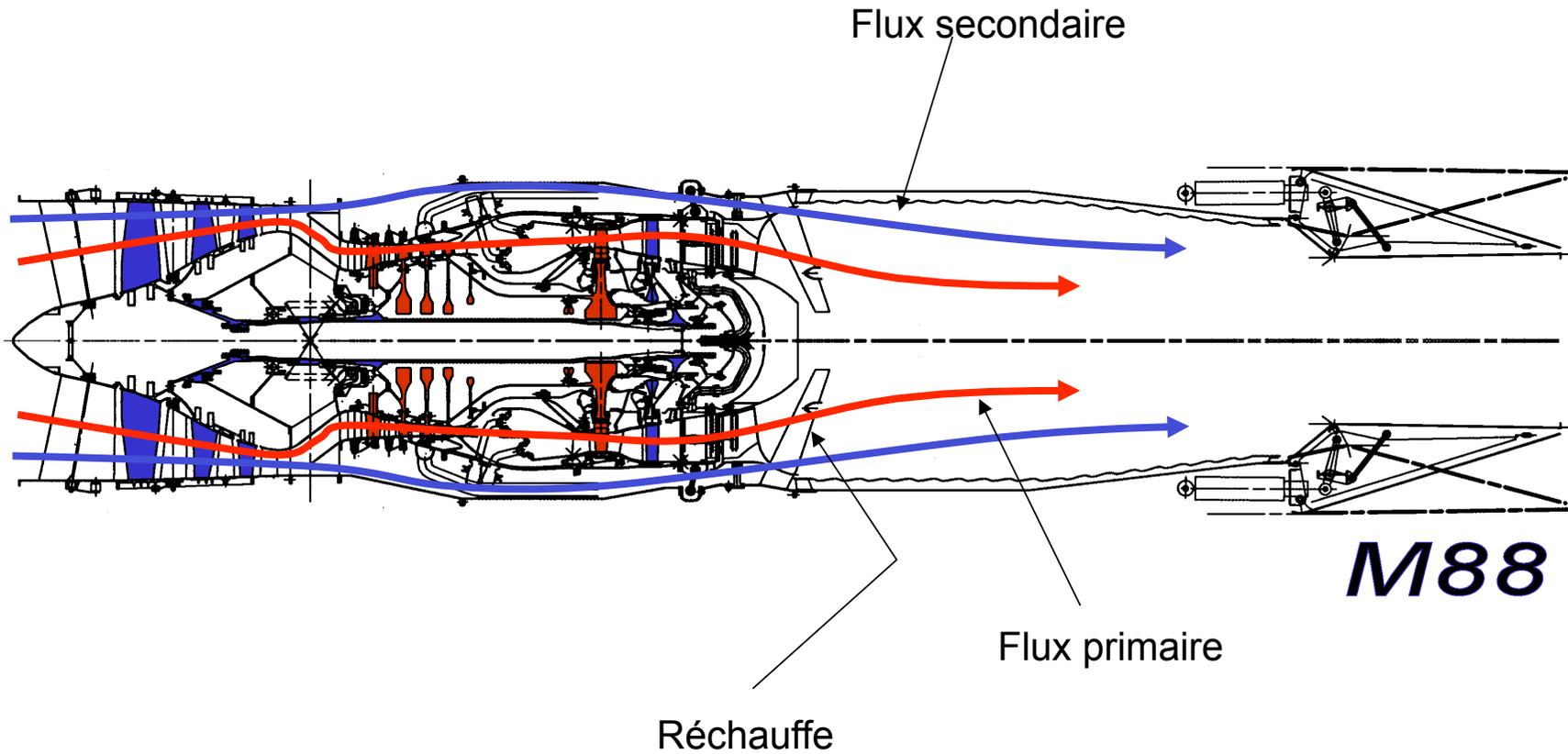


INTRODUCTION

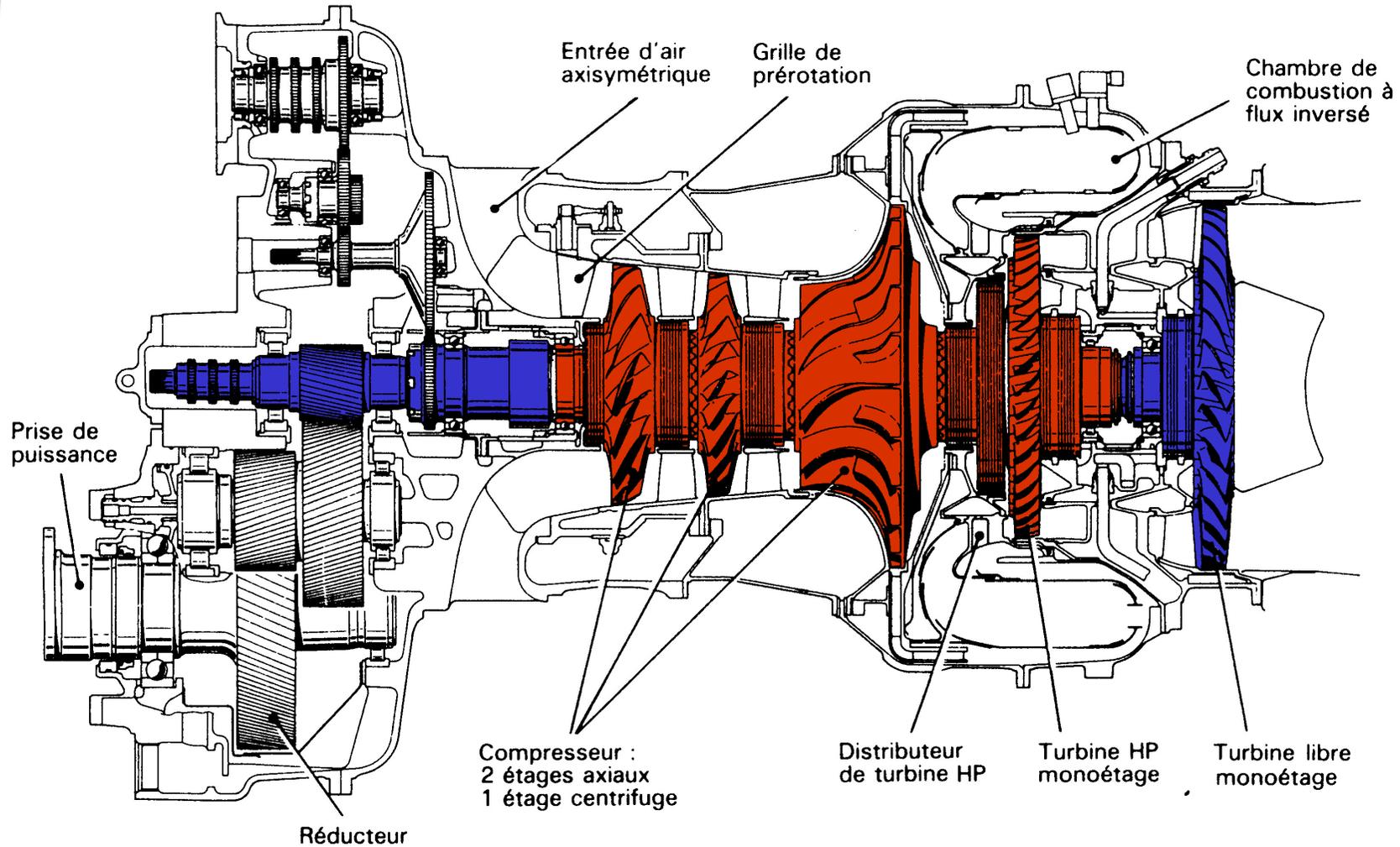


Taux de dilution = 5 - 6
(jusqu'à 10 pour les nvx moteurs)

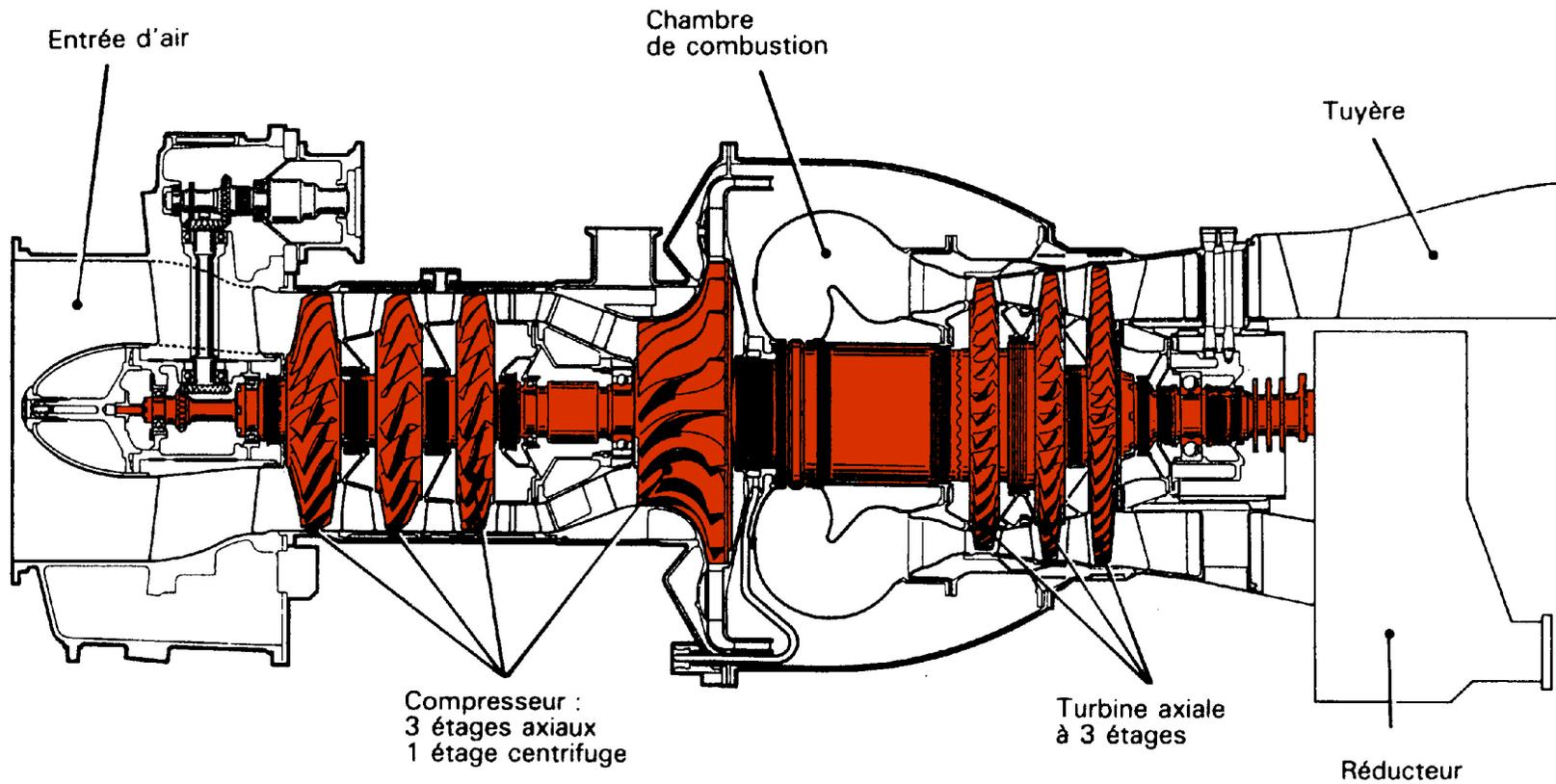
INTRODUCTION



Taux de dilution = 2



Moteur Turboméca TM333

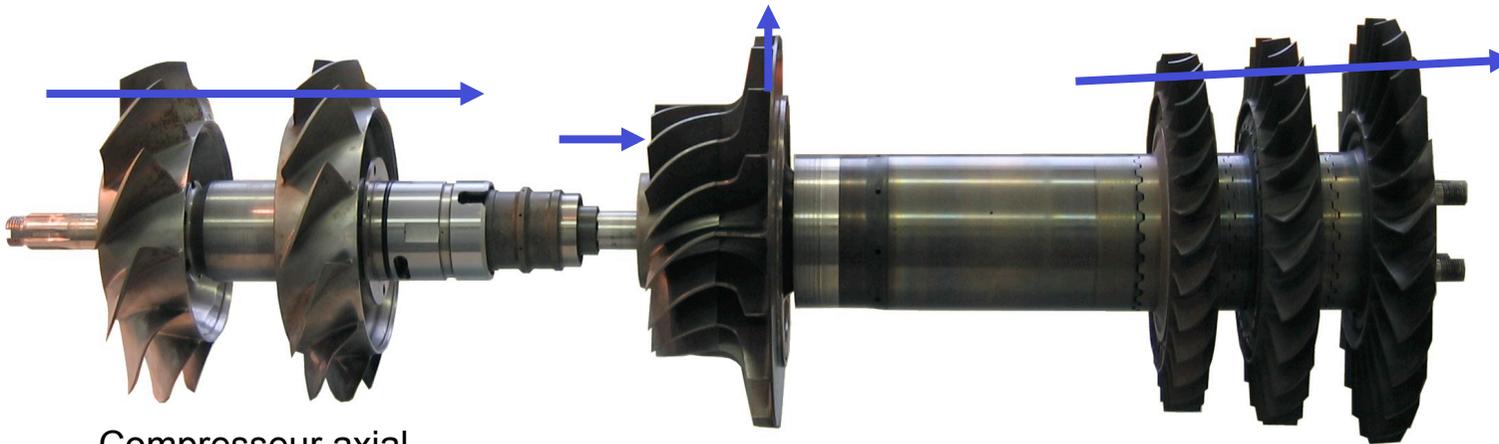


Moteur Turboméca MAKILA 3G

INTRODUCTION

Types de compresseurs et de turbines

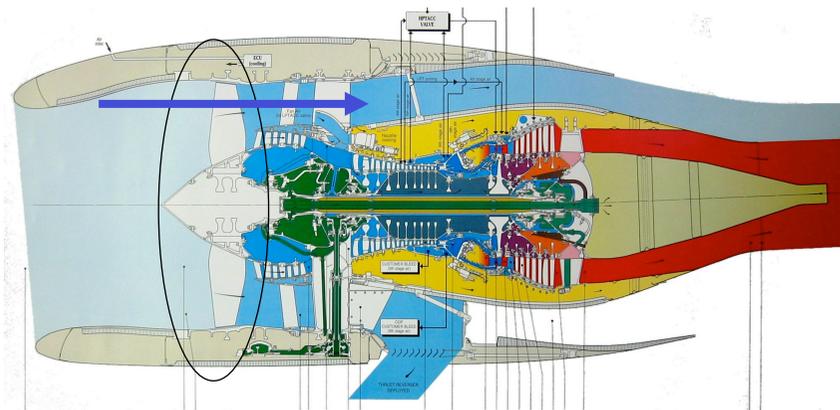
S. Burguburu



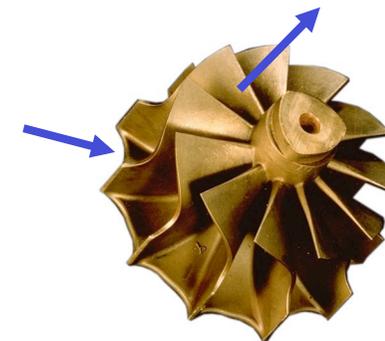
Compresseur axial
(entrée axiale/sortie axiale)

Compresseur centrifuge
(entrée axiale/sortie radiale)

Turbine axiale
(entrée axiale/sortie axiale)



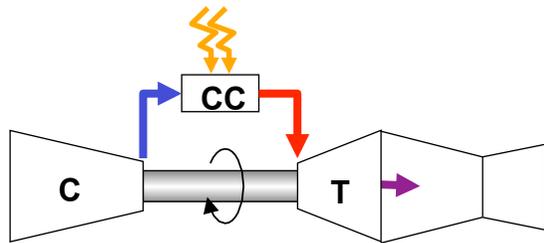
Soufflante (compresseur particulier)
(entrée axiale/sortie axiale)



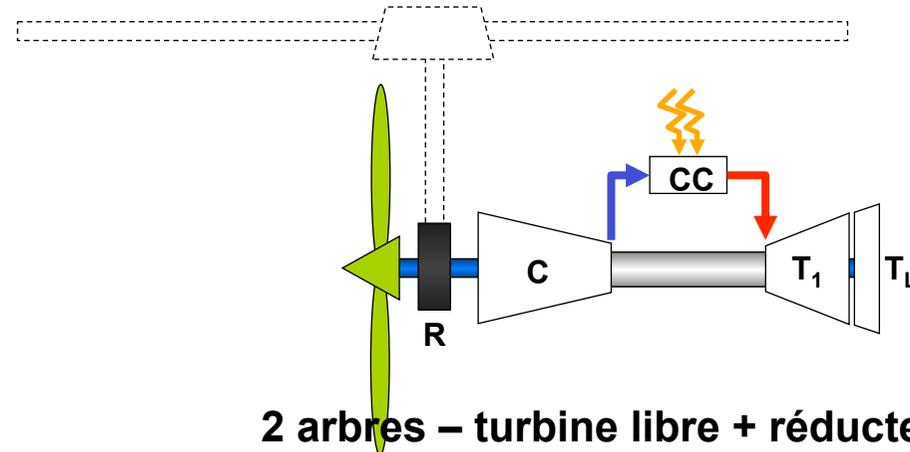
Turbine centripète
(entrée radiale/sortie axiale)

INTRODUCTION

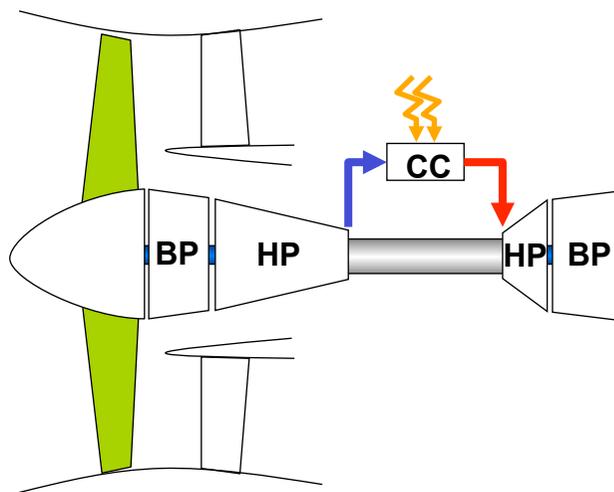
Architectures des machines



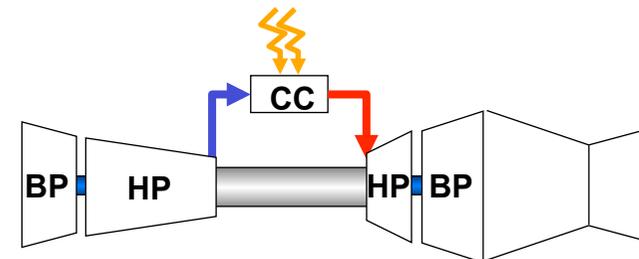
1 arbre – tuyère propulsive
TURBOREACTEUR



2 arbres – turbine libre + réducteur
TURBOPROPULSEUR (hélice)
TURBOMOTEUR (rotor)



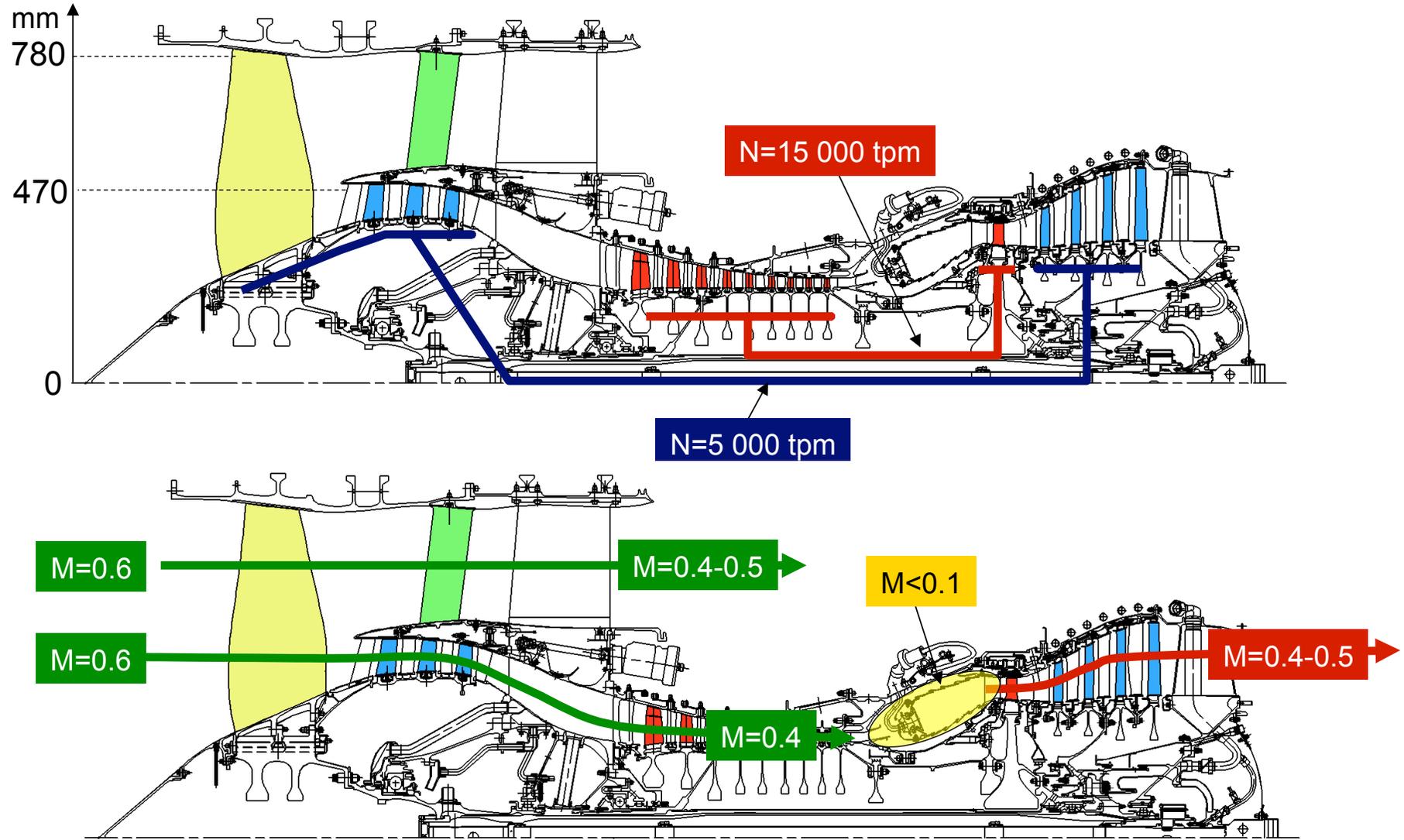
2 arbres – double flux
TURBOFAN



2 arbres – tuyère propulsive
TURBOREACTEUR

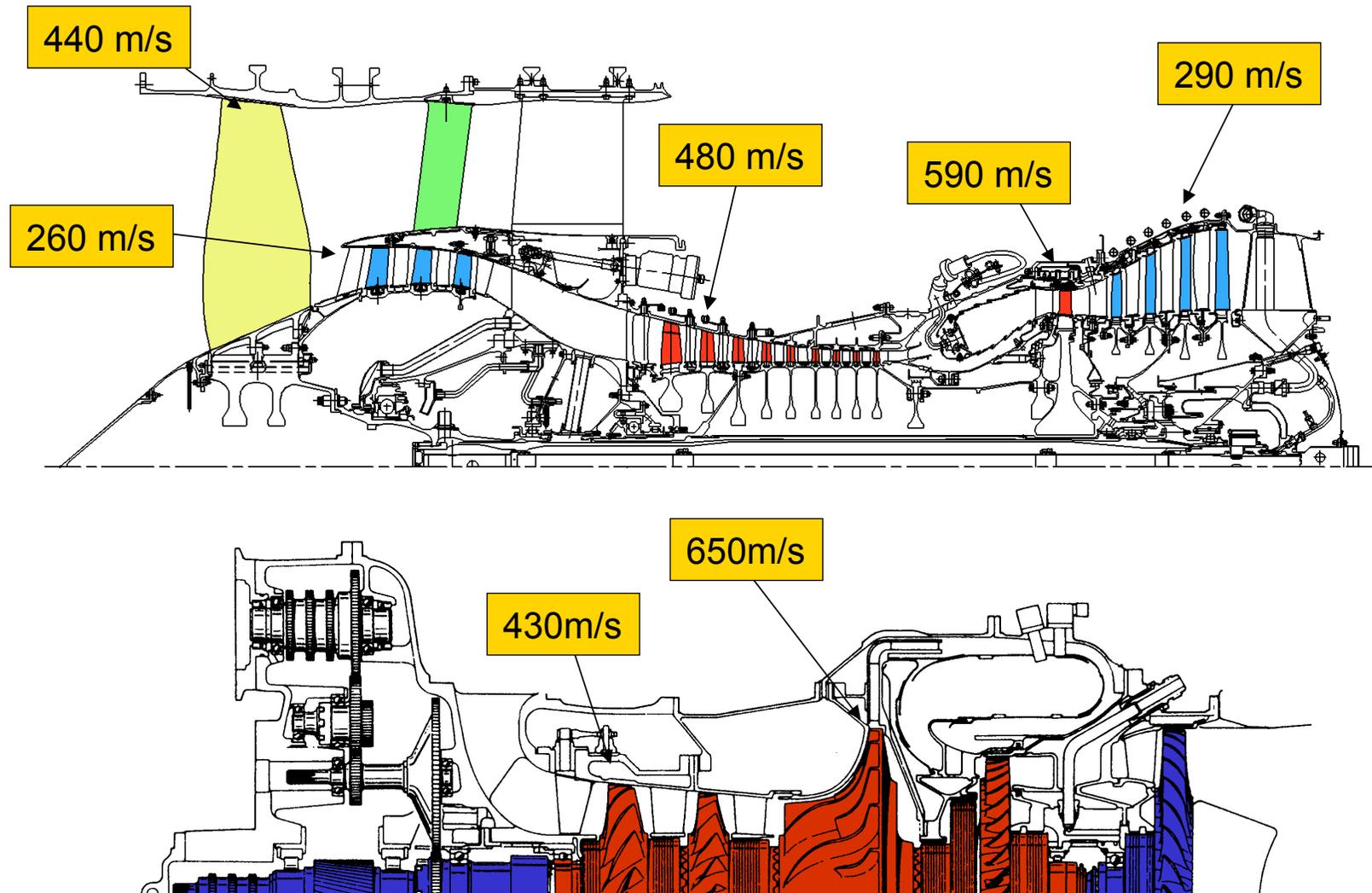
INTRODUCTION

Ordres de grandeur



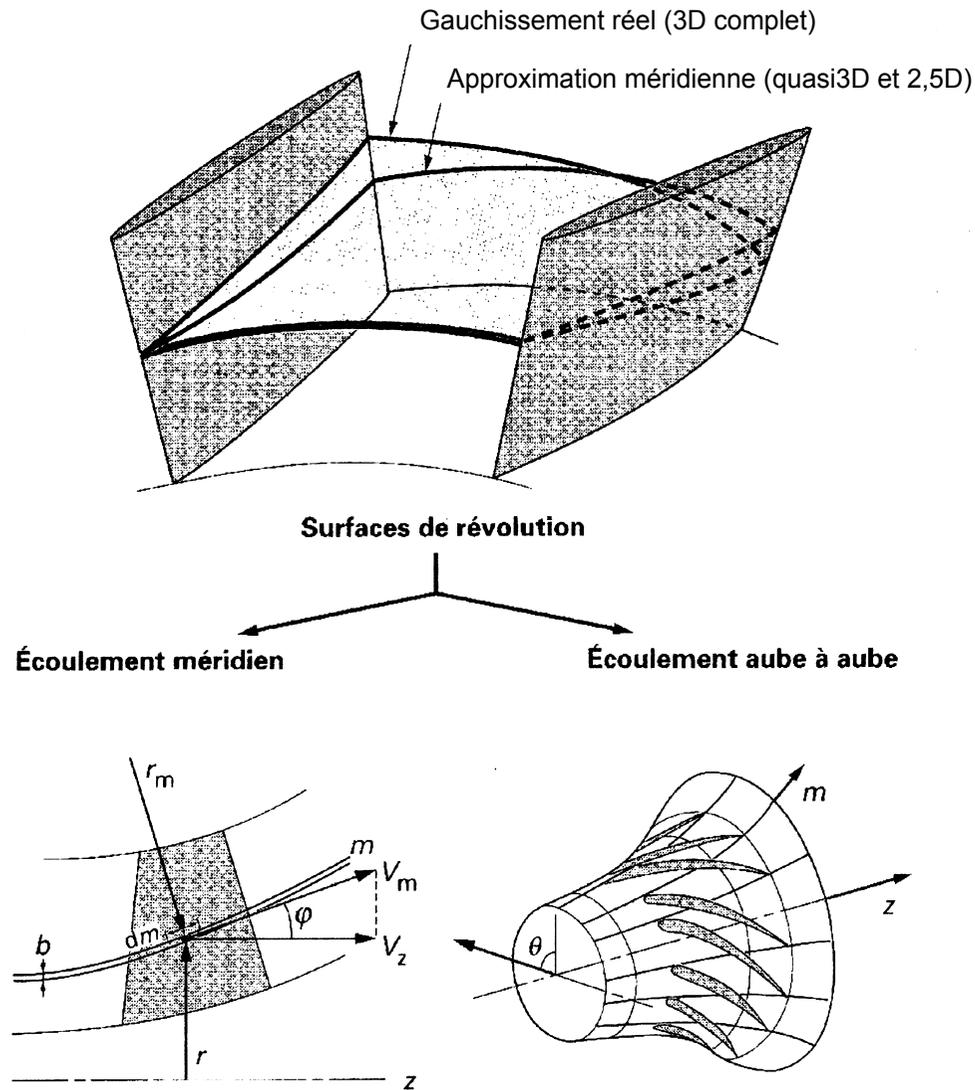
INTRODUCTION

Ordres de grandeur

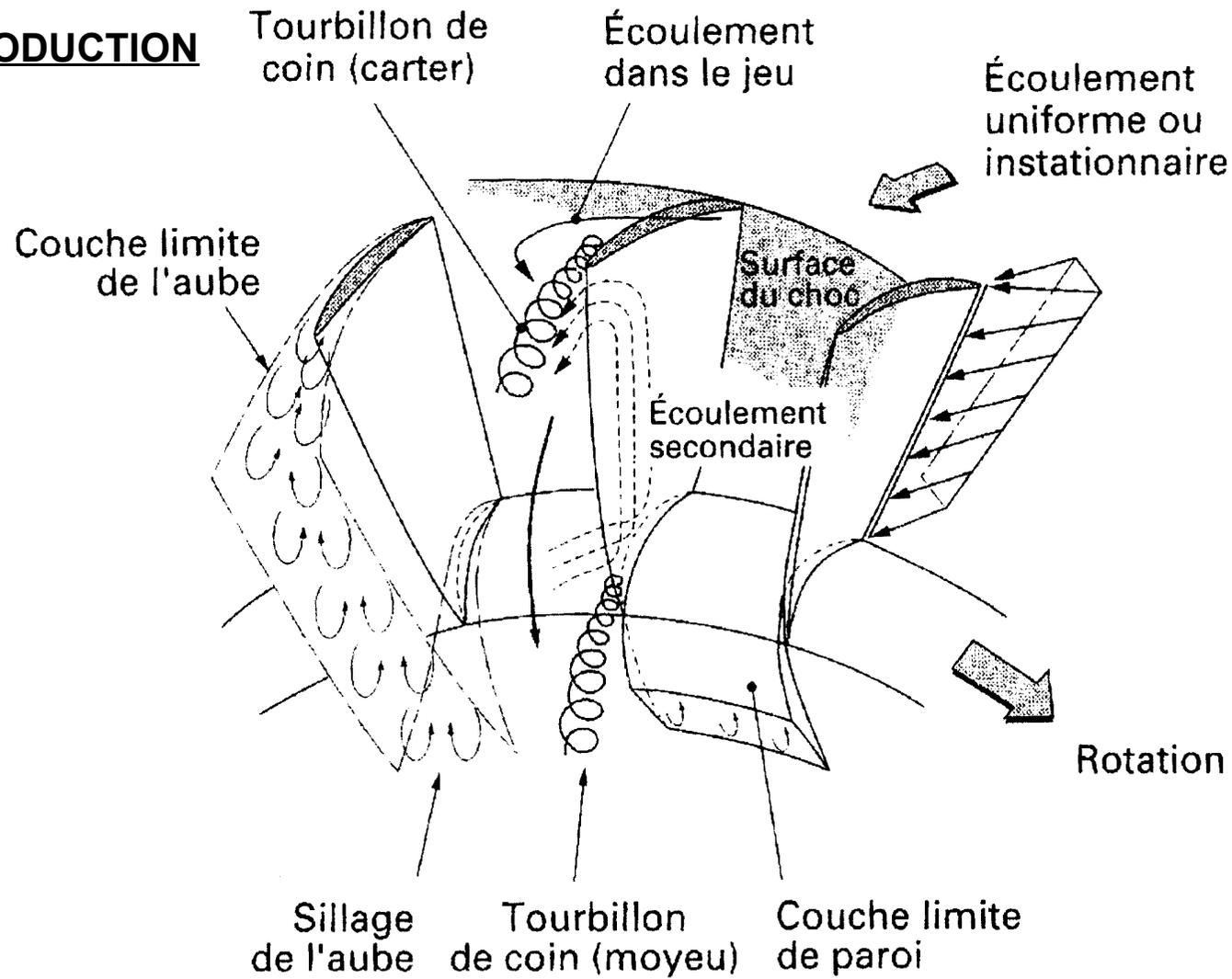


INTRODUCTION

Surfaces d'analyse dans les turbomachines

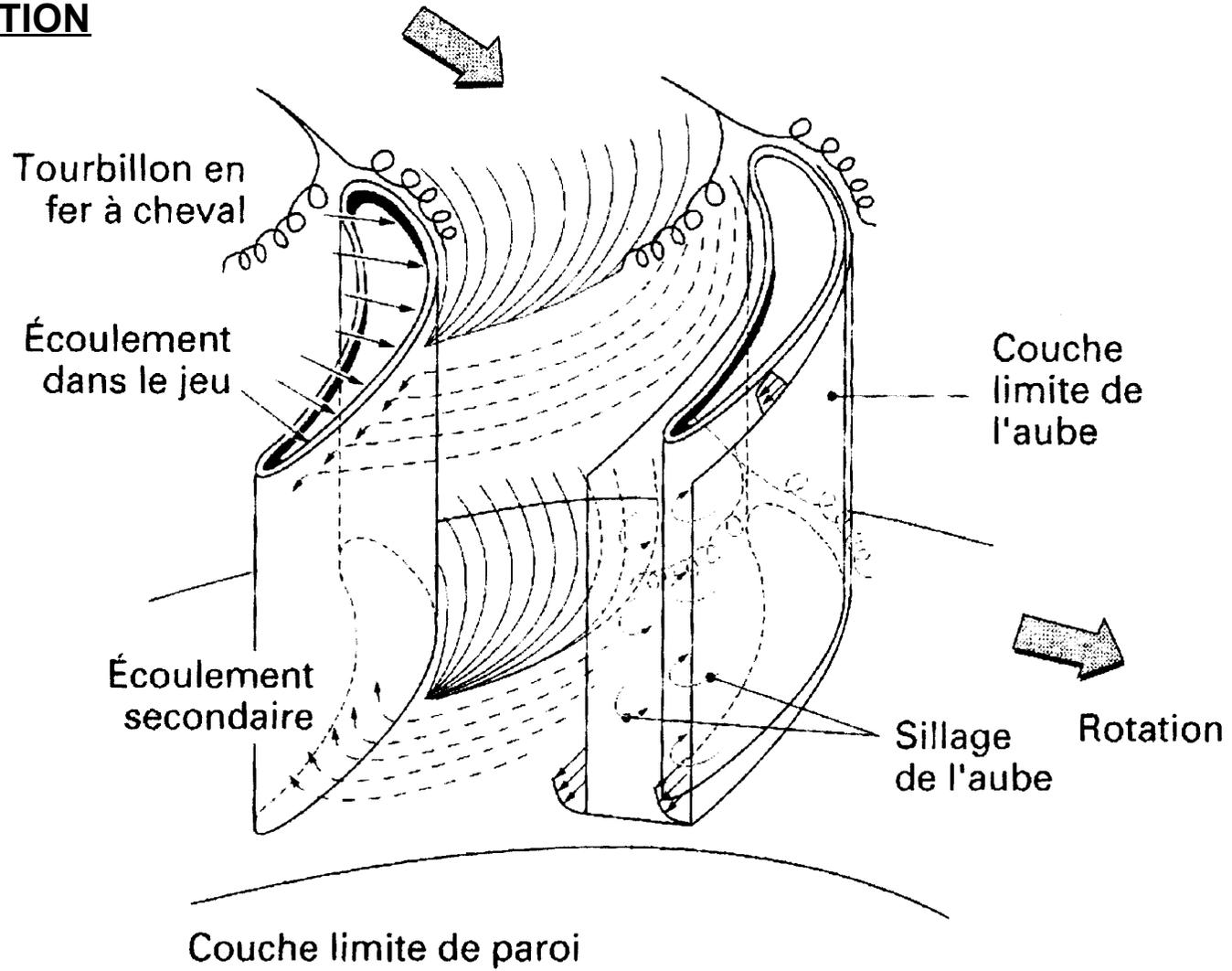


INTRODUCTION



(a) compresseur

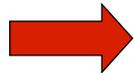
INTRODUCTION



(b) turbine

PLAN

- *Introduction*



- ***Écoulements monodimensionnels stationnaires***

- *Cycle d'une turbomachine*

- *Equations générales dans les turbomachines*

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

Hypothèses:

- Gas parfait
- C_p, C_v et $\gamma = \text{cste}$

$$\frac{P}{\rho} = rT$$

Enthalpie totale:

$$H_i = h + \frac{V^2}{2}$$

Echange de chaleur:

$$d\Theta = 0 \quad \text{si transformation adiabatique}$$

Nombre de Mach

$$M = \frac{V}{a}$$

$$\frac{V}{a_i} = M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{-1/2}$$

$$\frac{P}{P_i} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$\frac{T}{T_i} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{-1}$$

$$\frac{\rho}{\rho_i} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{-\frac{1}{\gamma - 1}}$$

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

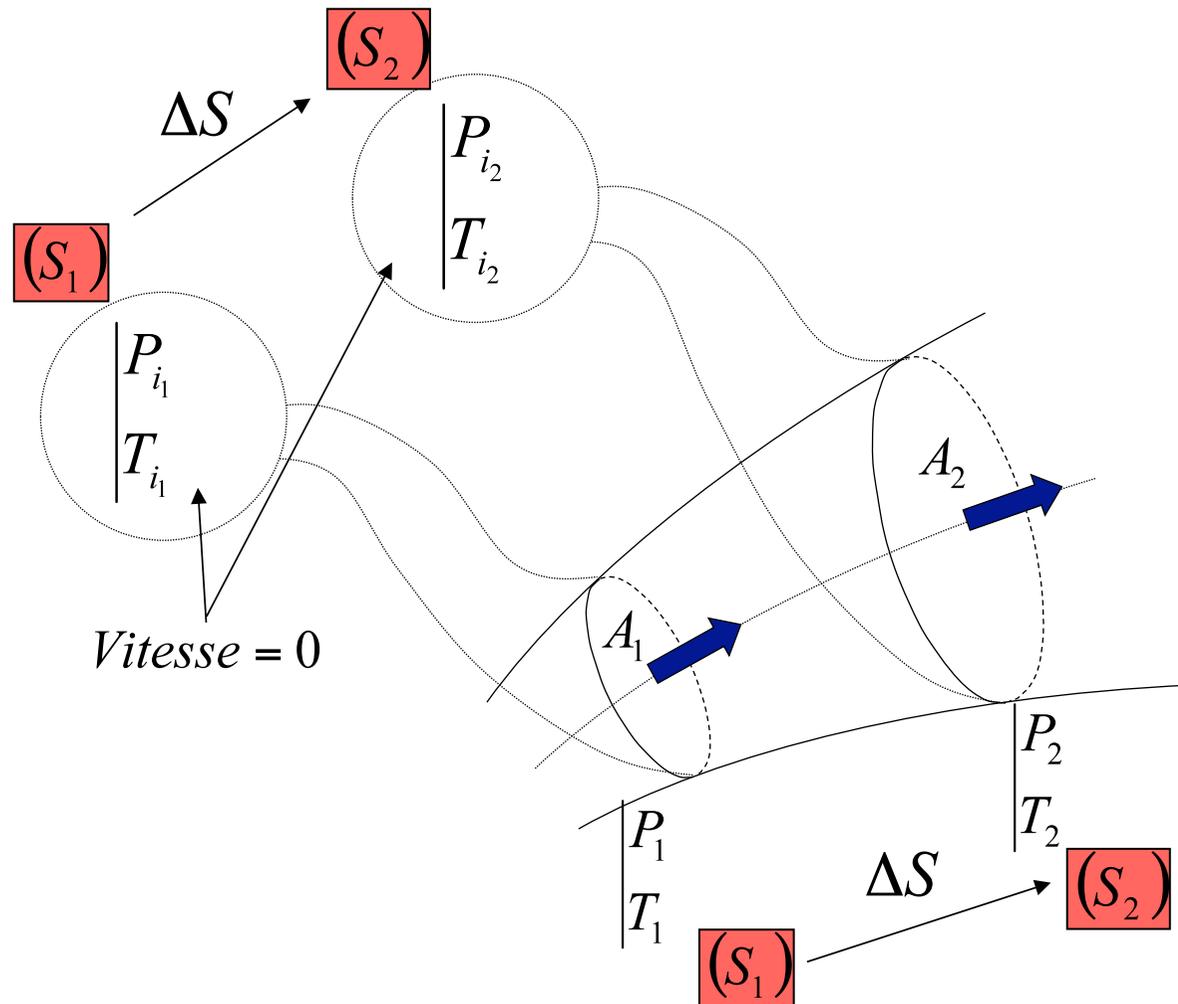
Rapport de pression $\varpi(M)$ $\frac{P}{P_i} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{-\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = \varpi(M)$ (fonction explicite)

Rapport des sections $\Sigma(M)$ $\frac{A}{A_c} = \frac{1}{M} \left[\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right) \right]^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} = \Sigma(M)$ (fonction implicite)

Débit massique: \dot{m} $\dot{m} = \frac{K(\gamma)}{\sqrt{C_p}} \cdot \left(\frac{P_i A_c}{\sqrt{T_i}} \right)$ $\frac{K(\gamma)}{\sqrt{C_p}} = 0.040415$ pour l'air

V/a_i: $\frac{V}{a_i} = M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{-\frac{1}{2}}$

Écoulement monodimensionnel stationnaire



$$\Delta S = C_p \frac{\Delta T_i}{T_i} - R \frac{\Delta P_i}{P_i}$$

$$\Delta S = C_p \frac{\Delta T}{T} - R \frac{\Delta P}{P}$$

Si la transformation est adiabatique

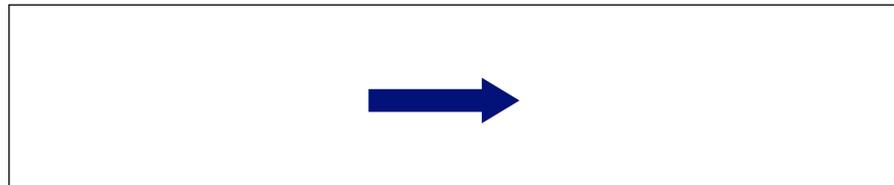
$$\Delta T_i = 0$$

$$\Rightarrow \Delta S = -R \frac{\Delta P_i}{P_i}$$

Écoulement monodimensionnel stationnaire

Écoulement adiabatique dans un cylindre

$$\dot{m} = \frac{P_i A_c}{\sqrt{T_i}}$$



$$S = cste$$

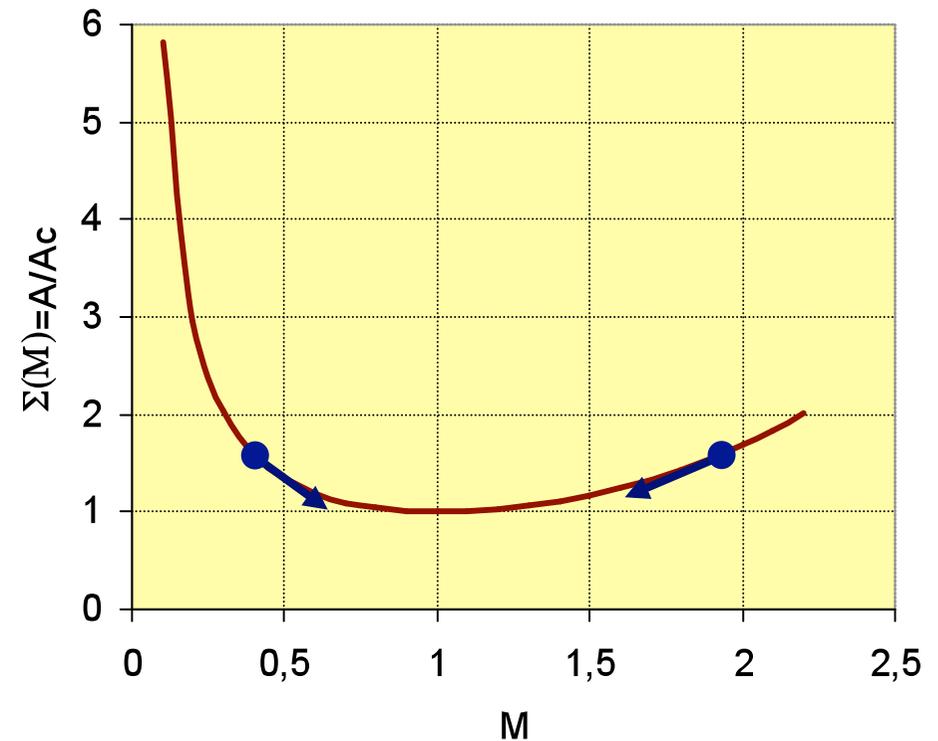
$$\dot{m} = cste$$

$$adiabatique \Rightarrow T_i = cste$$

$$\Rightarrow P_i A_c = cste \text{ (car } \dot{m} = cste)$$

$$f \text{ rottement} \Rightarrow P_i \downarrow \text{ et donc } A_c \uparrow$$

$$\Rightarrow \Sigma = \frac{A}{A_c} \downarrow \text{ et } M \rightarrow 1$$



Écoulement monodimensionnel stationnaire

Apport de chaleur

$$\Delta S = C_p \frac{dT_i}{T} = C_p \frac{dT_i}{T_i} - r \frac{dP_i}{P_i}$$

$$\Rightarrow \frac{dP_i}{P_i} = \frac{C_p}{r} \cdot \frac{dT_i}{T_i} \left[1 - \frac{T_i}{T} \right]$$

$$\text{avec } \frac{T_i}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2$$

$$\Rightarrow \frac{dP_i}{P_i} = - \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{dT_i}{T_i} \left(\frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)$$

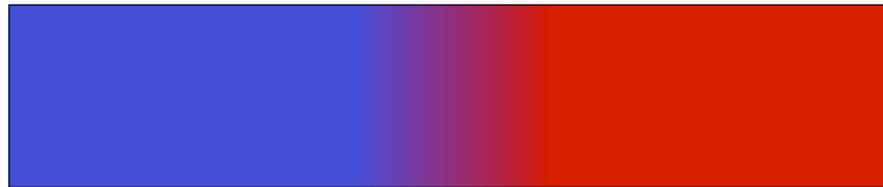
$$\Rightarrow \frac{dP_i}{P_i} = - \frac{\gamma}{2} \frac{dT_i}{T_i} M^2$$

La P_i décroît lorsque T_i augmente
(à ne pas négliger pour les
nb de Mach élevés)

Écoulement monodimensionnel stationnaire

Écoulement non adiabatique dans un cylindre

$$\dot{m} = \frac{P_i A_c}{\sqrt{T_i}}$$



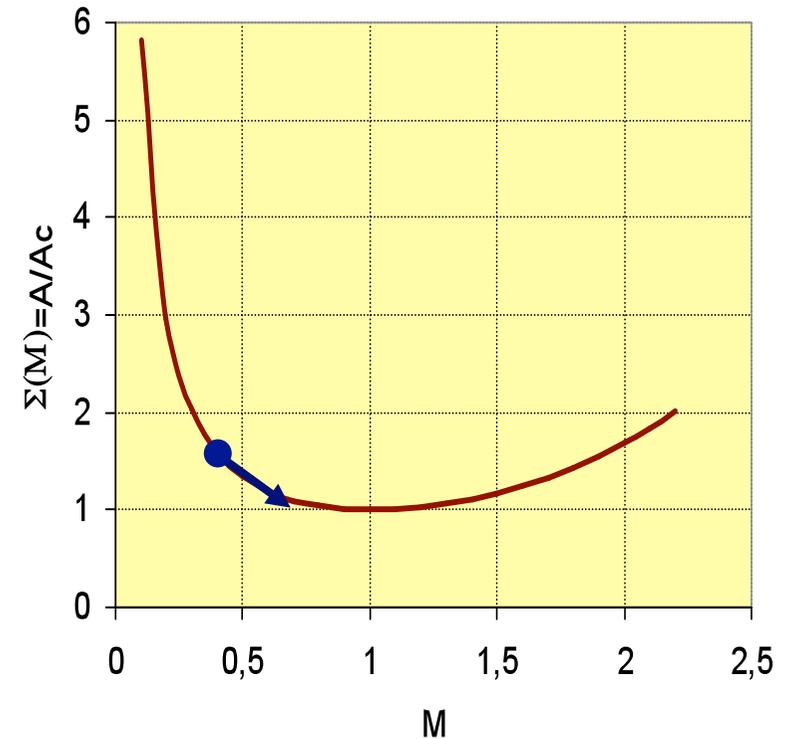
T_i

échauffement $\Rightarrow T_i \uparrow$

$P_i \approx \text{cste}$ (subsonique, pertes faibles) $T_i \uparrow$

$\dot{m} = \text{cste} \Rightarrow A_c \uparrow \Rightarrow \Sigma = \frac{A}{A_c} \downarrow$

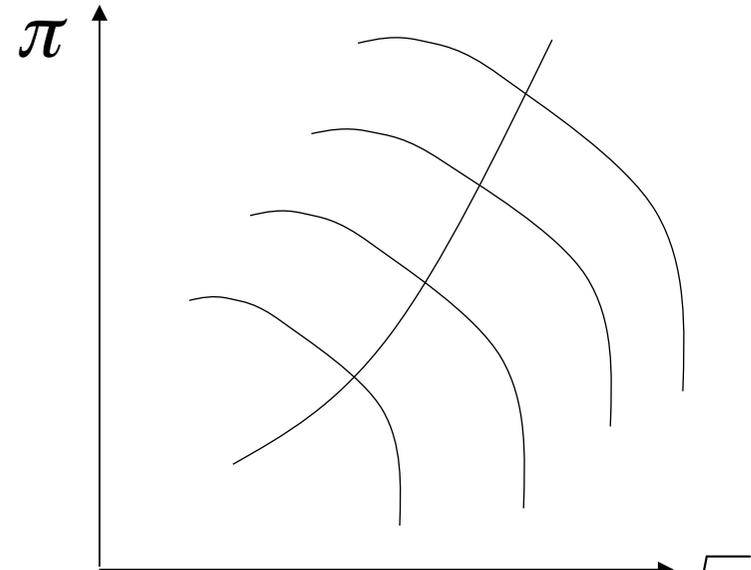
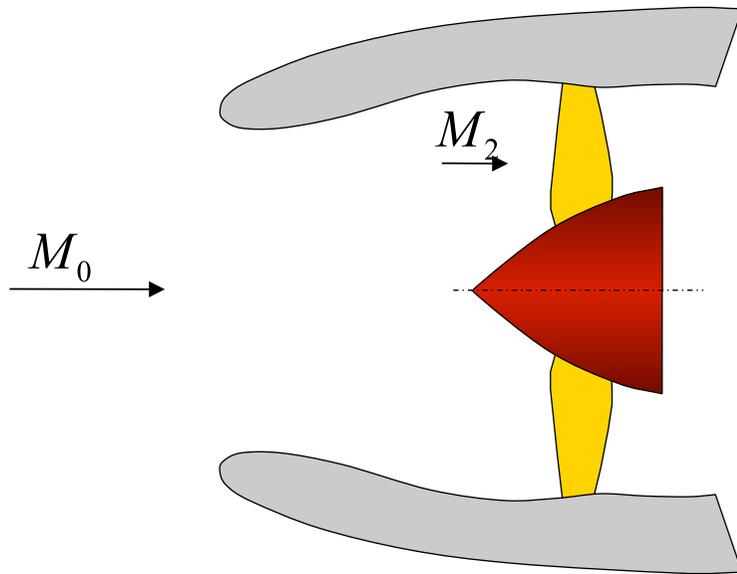
et donc $M \uparrow$



Écoulement monodimensionnel stationnaire

Notions sur le fonctionnement des prises d'air

Prise d'air subsonique



$$\dot{m}_{\text{réduit}} = \dot{m}_{\text{réel}} \cdot \frac{\sqrt{T_i}}{P_i}$$

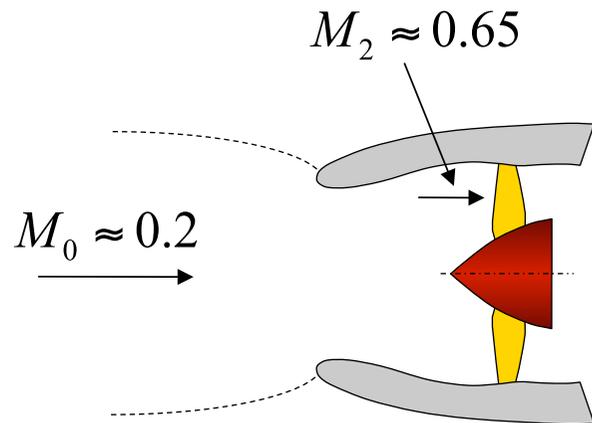
$$\dot{m}_{\text{réel}} \cdot \frac{\sqrt{T_i}}{P_i} = A_c \Rightarrow M_2$$

Écoulement monodimensionnel stationnaire

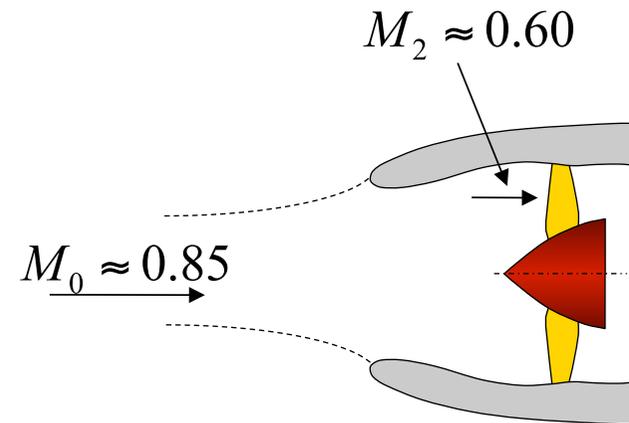
Notions sur le fonctionnement des prises d'air

Prise d'air subsonique

Cas décollage



Cas croisière subsonique

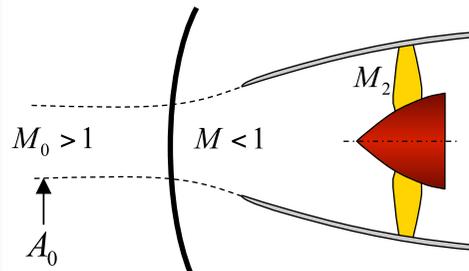


Écoulement monodimensionnel stationnaire

Notions sur le fonctionnement des prises d'air

Prise d'air supersonique (type Pitot)

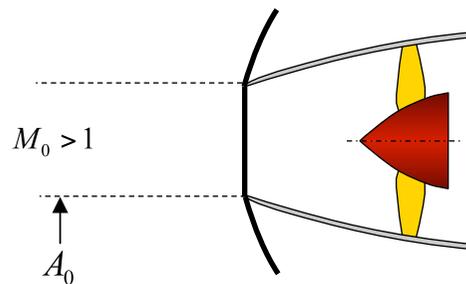
Régime subcritique



$$\eta = \frac{p_{i_2}}{p_{i_0}} = \Pi(M_0)$$

$$\dot{m}_2 < \dot{m}_{max} \quad (A_0 < A_e)$$

Régime critique

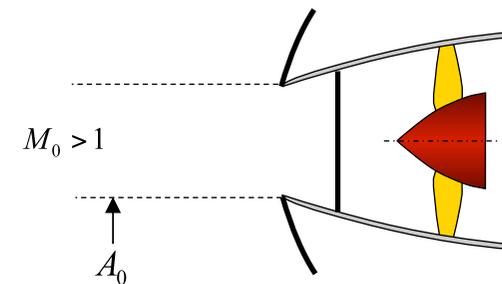


$$\eta = \Pi(M_0)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{max} \quad (A_0 = A_e)$$

(\approx régime de croisière)

Régime supercritique



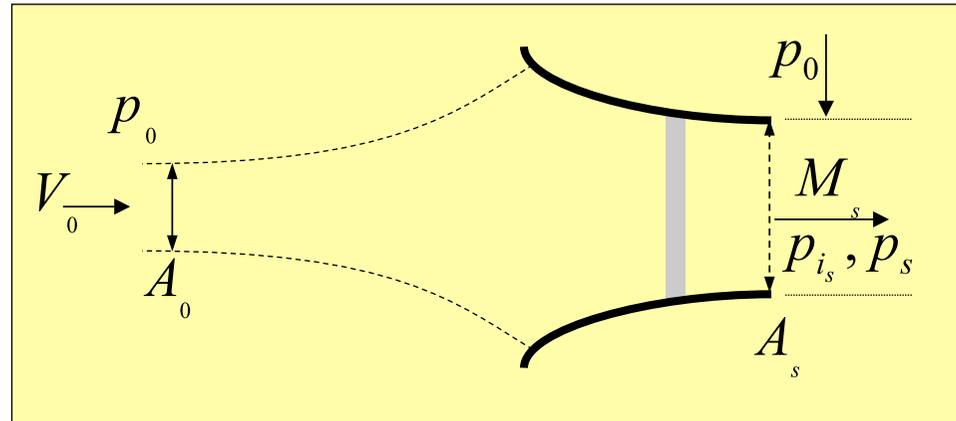
$$\eta < \Pi(M_0)$$

$$p_{i_2} A_{c_2} = p_{i_0} A_{c_2}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{max} \quad (A_0 = A_e)$$

Écoulement monodimensionnel stationnaire

Exemple: éolienne carénée



→ dans tous les cas $p_s = p_0$

- *veine libre*: $p_{i_s} = p_{i_0} \Rightarrow M_s = M_0$ et donc $A_0 = A_s$



Le débit est donc indépendant de la forme et de la section d'entrée du convergent

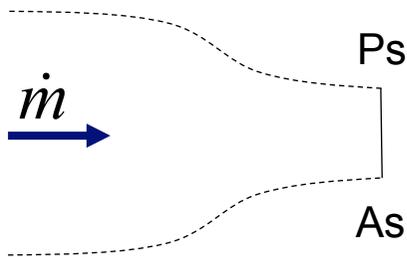
- *présence d'une éolienne (turbine)*: $p_{i_s} < p_{i_0} \Rightarrow M_s < M_0$ et donc $A_0 < A_s$



Le débit décroît

$$\text{Rem : Puiss} = \dot{m} \cdot \Delta H_i \approx \dot{m} \frac{\Delta p_i}{\rho} \Rightarrow \exists \text{ un optimum!}$$

Écoulement monodimensionnel stationnaire



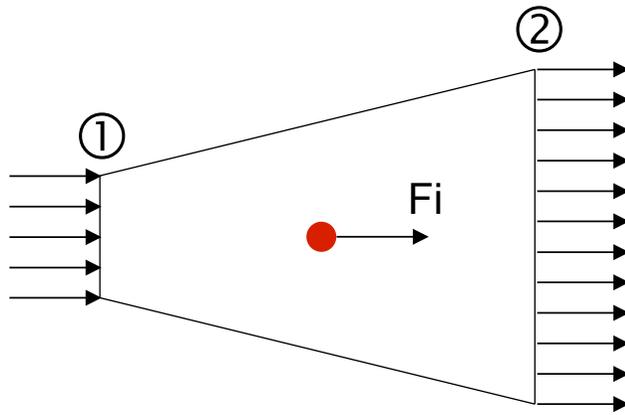
$$\frac{P_s A_s}{P_{i_s} A_{c_s}} = \varpi \sum(M_s) = \frac{P_s A_s}{P_{i_0} A_{c_0}}$$

$$\Rightarrow M_s \Rightarrow P_{i_s} = \frac{P_s}{\varpi(M_s)}$$

Pour un débit masse donné, les pertes ne dépendent que de la P_s de sortie

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

Bilan de dynalpie



Dynalpie:

$$D = A(P + \rho V^2) \quad (1)$$

$$D = AP(1 + \gamma M^2) \quad (2)$$

$$F_i = D_2 - D_1$$

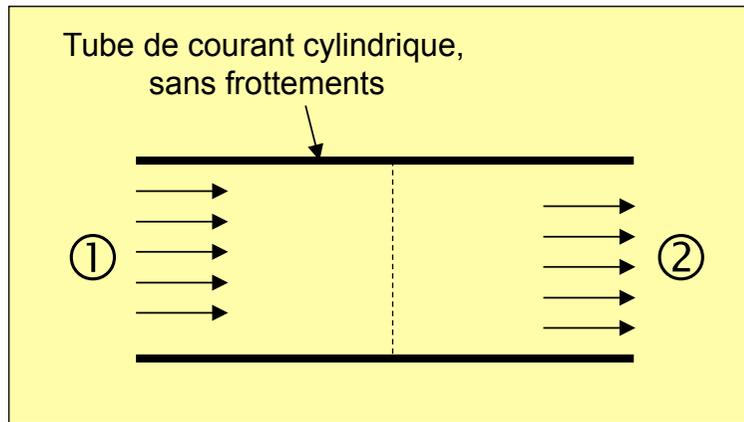
Résultante des forces F_i = variation de dynalpie

$$(2): D = \frac{P}{P_i} \frac{A}{A_c} (1 + \gamma M^2) P_i A_c = \underbrace{\varpi(M) \sum (M)}_{\Phi(M)} (1 + \gamma M^2) P_i A_c$$

$$\rightarrow \boxed{D = P_i A_c \cdot \Phi(M)}$$

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

Bilan de dynalpie: démonstration de la théorie des chocs



$$F_i = D_2 - D_1 = 0 \Rightarrow D_2 = D_1 \Rightarrow \Phi(M_2) = \Phi(M_1)$$

(Φ : équation bicarrée sur M)

conservation du débit: $P_{i_2} A_{c_2} = P_{i_1} A_{c_1}$

(transformation adiabatique)

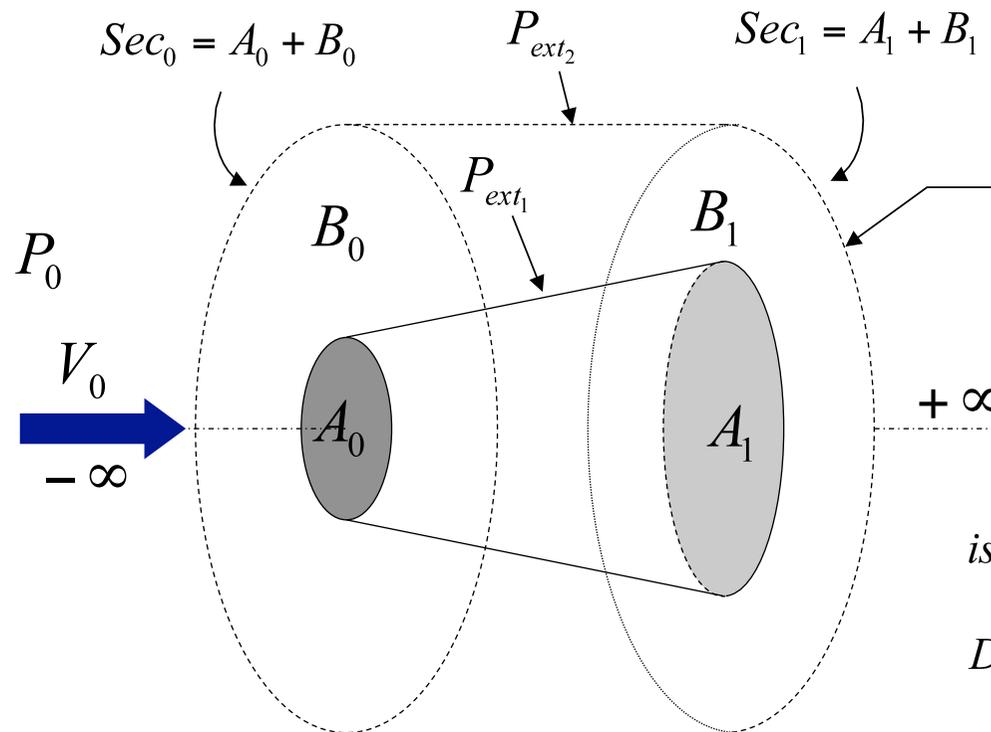
$$\Rightarrow \frac{P_{i_2}}{P_{i_1}} = \frac{A_{c_1}}{A_{c_2}} = \frac{\Sigma(M_2)}{\Sigma(M_1)}$$

comme $\Delta S \geq 0$, $A_{c_2} \geq A_{c_1}$

$$\Rightarrow \begin{cases} \text{si } M_1 < 1 \rightarrow M_2 = M_1 \text{ (seule sol. physique)} \\ \text{si } M_1 > 1 \rightarrow M_2 = M_1 \text{ ou } M_2 < 1 < M_1 \end{cases}$$

choc

Ecoulement monodimensionnel stationnaire: Lemme



Tube de courant entourant le corps central
→ **isentropique**

$$\text{isentropique} \Rightarrow S_1 = S_0 \Rightarrow B_1 = B_0$$

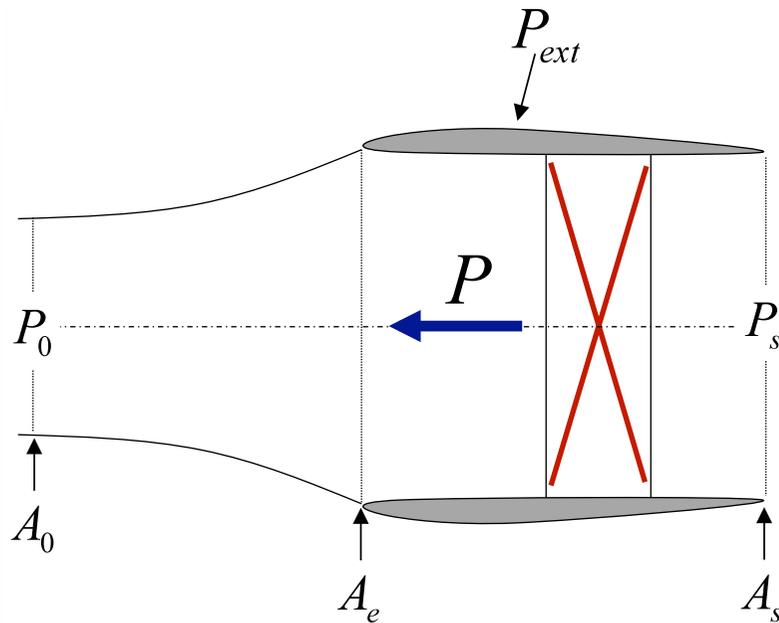
$$D_1 - D_0 = \int_{-\infty}^{+\infty} P_{ext1} ds - \int_{-\infty}^{+\infty} P_{ext2} ds = 0$$

Passage à l' ∞ suivant le rayon:

$$\Rightarrow P_{ext2} \rightarrow P_0 \Rightarrow \int_{-\infty}^{+\infty} P_{ext1} ds = P_0 (A_1 - A_0)$$

Rem: (aucune hypothèse dans le corps central)

Écoulement monodimensionnel stationnaire



$$P_{interne} = D_s - D_e$$

$$P_{vraie} = P = D_s - D_e - \int_{A_e}^{A_s} P_{ext} dA - F_{frottements\ externes}$$

$$\text{avec } D_e - D_0 = \int_{A_0}^{A_e} P_{ext} dA$$

$$\text{on obtient } P = D_s - D_0 - \int_{A_0}^{A_s} P_{ext} dA - F_{frottements\ externes}$$

qui peut s'écrire sous la forme:

$$P = D_s - D_0 - \underbrace{P_0(A_s - A_0) - \int_{A_0}^{A_s} (P_{ext} - P_0) dA - F_{frottements\ ext.}}_X$$

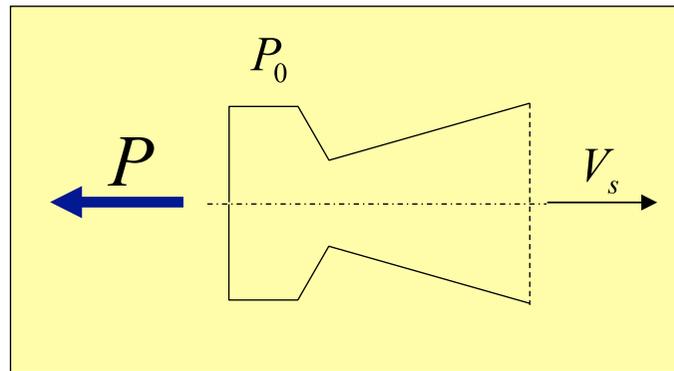
$$\Rightarrow P = A_s(P_s - P_0) + A_s P_s \gamma M_s^2 - A_0 P_0 \gamma M_0^2 - X$$

toujours vrai (pas d'hypothèse)

- Cas du moteur fusée
- Cas d'une prise d'air (capatation)
- Cas nacelle
- Dilution

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

Cas du moteur fusée



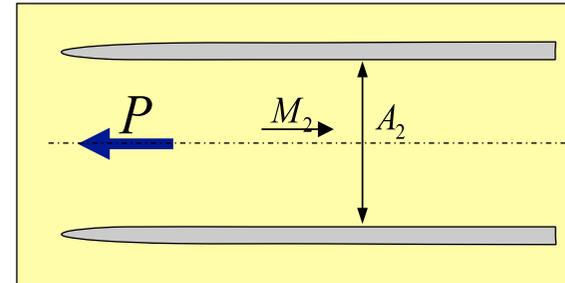
Au banc: $X = 0 \Rightarrow P = A_s (P_s - P_0) + A_s (P_s + \rho_s V_s^2)$

—————→ *Si adapté:* $P_s = P_0$ et donc $P = A_s P_0 + \dot{m}_s V_s$

Dans le vide: $X = 0 \Rightarrow P = \dot{m}_s V_s$

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

Cas d'une prise d'air ou captation



$$\frac{P}{A_2 p_0} = \frac{p_2}{p_0} \left(1 + \gamma M_2^2 \right) - \gamma M_0^2 \frac{A_0}{A_2} - 1 - X$$

en posant $\eta = \frac{p_{i2}}{p_{i0}}$ et avec $p_{i0} A_{c0} = p_{i2} A_{c2}$ (adiabatique)

$$\text{on a } \frac{P}{A_2 p_0} = \eta \left[\frac{\varpi(M_2)}{\varpi(M_0)} \left(1 + \gamma M_2^2 \right) - \gamma M_0^2 \frac{\Sigma(M_0)}{\Sigma(M_2)} \right] - 1 - X$$

→ si isentropique interne $\eta = 1$

→ si isentropique externe $X = 0$

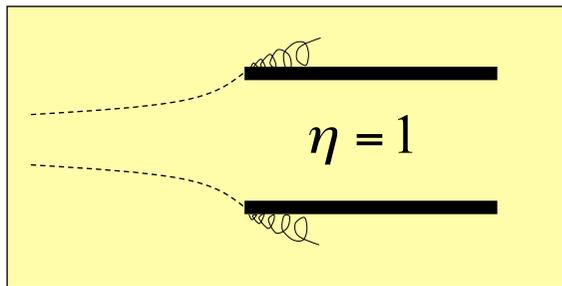
$$\text{et donc : } \frac{P_{isentr.}}{A_2 p_0} = \left[\frac{\varpi(M_2)}{\varpi(M_0)} \left(1 + \gamma M_2^2 \right) - \gamma M_0^2 \frac{\Sigma(M_0)}{\Sigma(M_2)} \right] - 1$$

→ toujours > 0 si $M_2 \neq M_0$

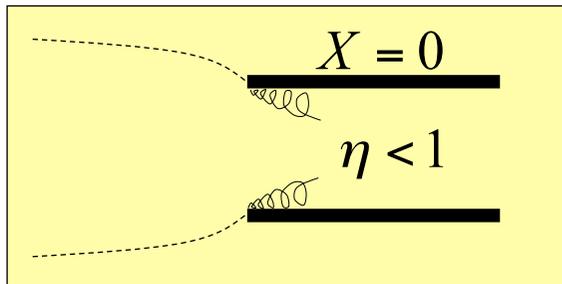
La poussée résulte de la dépression sur le B.A.

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

Cas d'une prise d'air ou captation
 → cas particulier: tube cylindrique $F=0$



$$X = \left[\frac{\varpi_s}{\varpi_0} (1 + \gamma M_s^2) - \gamma M_0^2 \frac{\Sigma_0}{\Sigma_s} \right] - 1$$

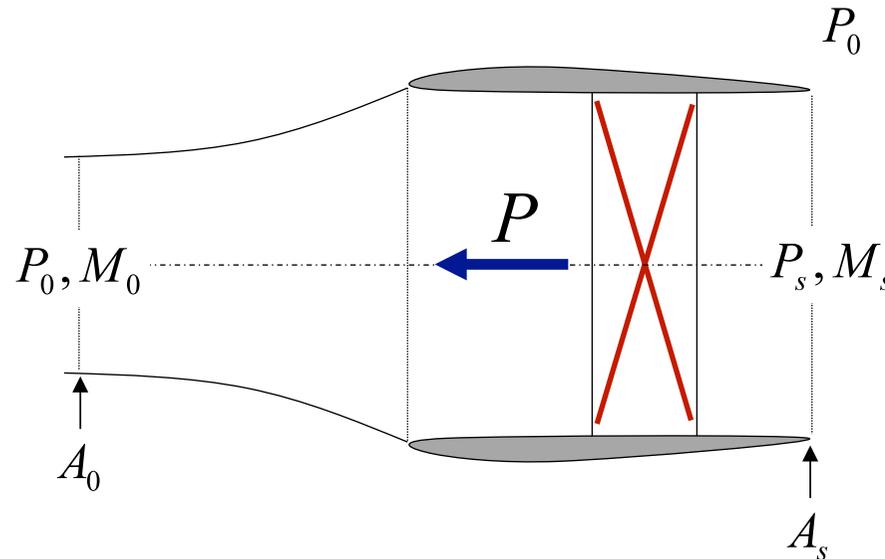


$$\eta = \frac{1}{\frac{\varpi_s}{\varpi_0} (1 + \gamma M_s^2) - \gamma M_0^2 \frac{\Sigma_0}{\Sigma_s}}$$

ex: $\begin{cases} M_0 = 0 \\ M_s = 1 \end{cases} \Rightarrow \eta = 0.79$

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

Cas d'une nacelle



$$P = A_s(p_s - p_0) + A_s p_s \gamma M_s^2 - A_0 p_0 \gamma M_0^2 - X$$

Si écoulement externe \approx isentropique $\rightarrow X = 0$

Si adapté $\rightarrow p_s = p_0$ et $P = \dot{m}(V_s - V_0)$

Rappel:
 $\rho V^2 = \gamma p M^2$

Ecoulement monodimensionnel stationnaire

Dilution

$$\text{Poussée: } P = \dot{m}(V_s - V_0) \quad (\text{sous condition})$$

$$\text{Puissance: } P_w = \dot{m}\Delta H_i = \dot{m}(H_{is} - H_{ie})$$

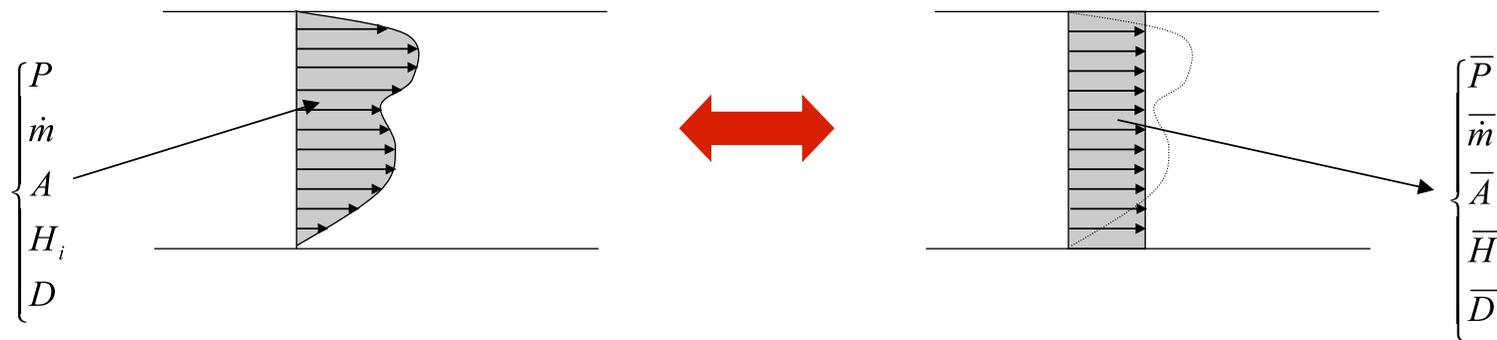
$$\text{Cas } \rho \approx \text{cste: } P_w = \dot{m} \frac{\Delta P_i}{\rho_i} = \frac{\dot{m}}{2} (V_s^2 - V_0^2)$$

$$\Rightarrow P_w = \frac{\dot{m}}{2} (V_s - V_0)(V_s + V_0) = P \cdot \frac{V_0 + V_s}{2}$$

Pour P et V_0 donnés, P_w est minimum lorsque $V_s \rightarrow V_0$

...et donc $\dot{m} \uparrow$ et donc $\phi_{\text{moteur}} \uparrow$

Définition des écoulements moyens équivalents



Ecoulement 1D défini par 3 grandeurs + section = 4

↳ Il est donc impossible de tout conserver

Soit: $\dot{m}, H_i, p \text{ et } A \Rightarrow \varpi \Sigma(\bar{M}) = \frac{PA}{P_i A_c}$

Soit: $\dot{m}, H_i, D \text{ et } A \Rightarrow \Phi(\bar{M}) = \varpi(\bar{M}) \Sigma(\bar{M}) (1 + \gamma \bar{M}^2)$

Soit: Toute définition arbitraire de P_i et $\varpi(\bar{M}) = \frac{P}{P_i}$

PLAN

- *Introduction*
- *Ecoulements monodimensionnels stationnaires*
- ➔ ■ ***Cycle d'une turbomachine***
- *Equations générales dans les turbomachines*

Relations thermodynamiques utiles

Enthalpie totale absolue $\Delta H_i = C_p \cdot \Delta T_i$

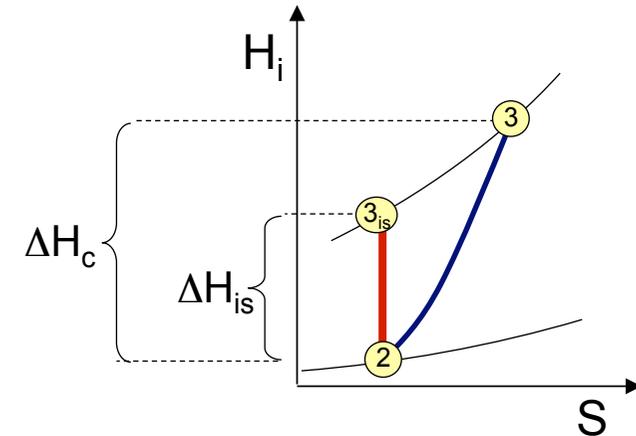
Entropie $\Delta S = C_p \ln \frac{T_{i2}}{T_{i3}} - R \ln \frac{P_{i2}}{P_{i3}}$

Relation isentropique $\Delta S = 0 \Rightarrow C_p \ln \frac{T_{i2}}{T_{i3}} = R \ln \frac{P_{i2}}{P_{i3}} \Rightarrow R p_i = R t_i^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

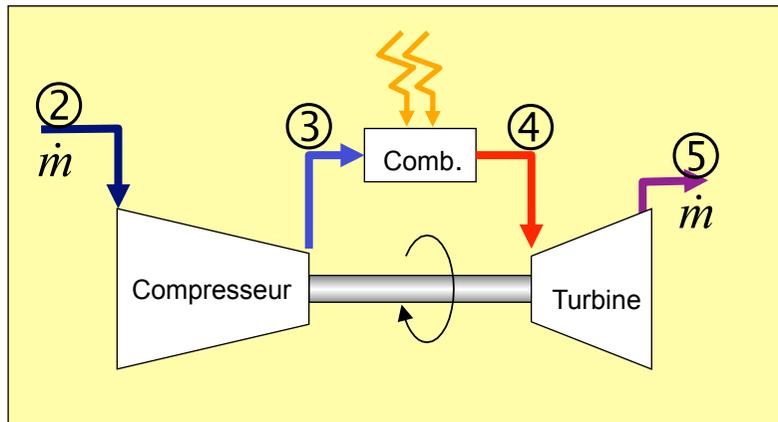
Rendement isentropique (compression) $\eta_{is} = \frac{\Delta H_{is}}{\Delta H_c} = \frac{T_{3is} - T_2}{T_3 - T_2} \Rightarrow$

$$\eta_{is} = \frac{R p_i^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{R t_i - 1}$$

Puissance $P_w = \dot{m} \cdot \Delta H_i$



Cycle (parfait) d'une turbine à gaz



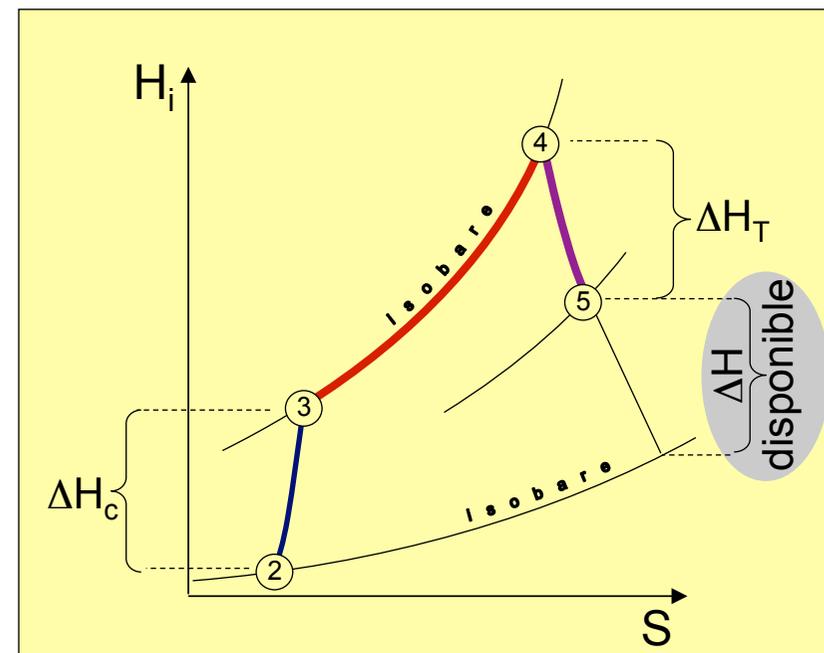
“Les isobares divergent dans le diagramme entropique”
(S. Boudigues)

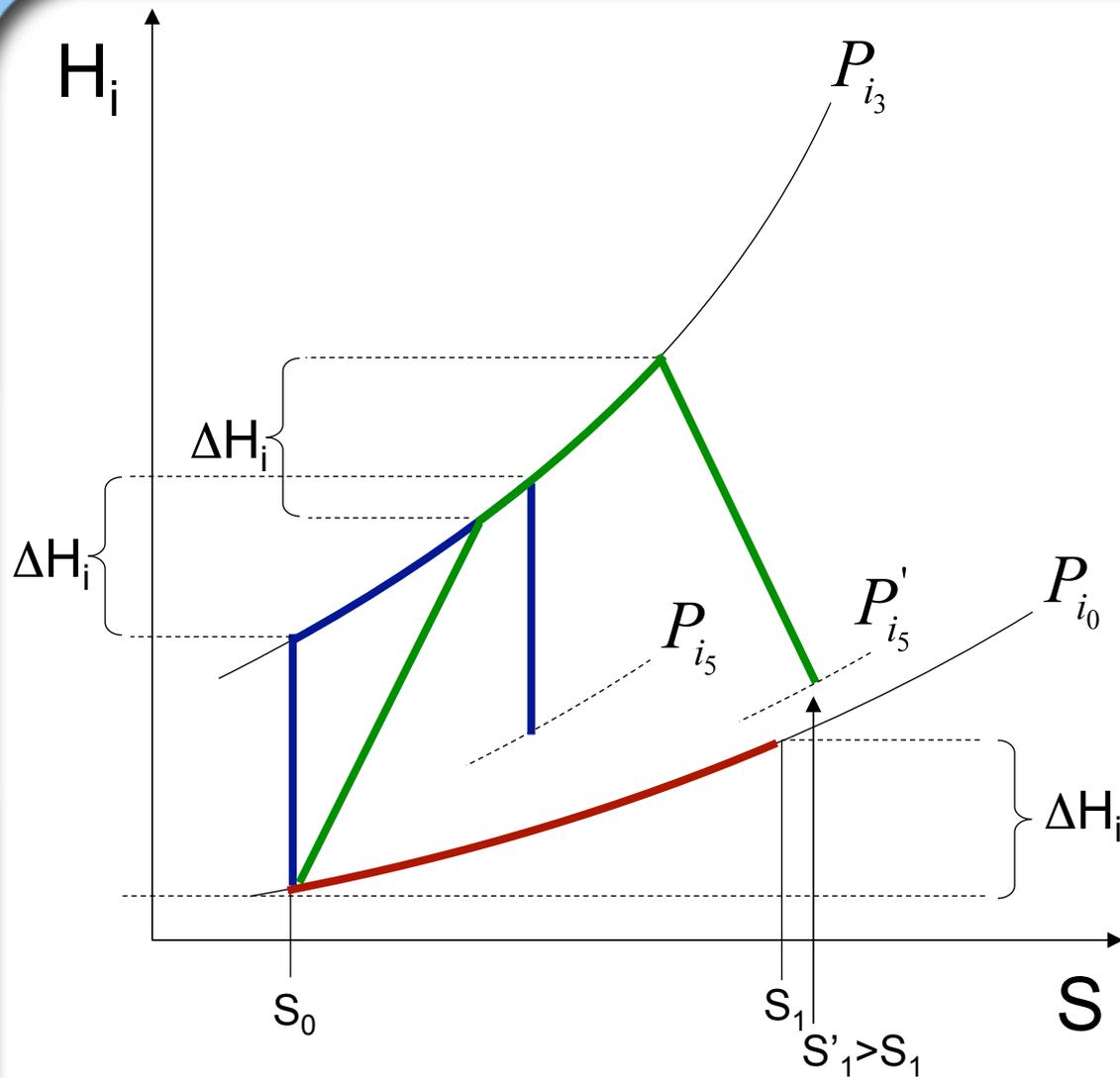
Cycle parfait

- Conservation du débit
- Combustion isobare
- Pas de pertes méca:

$$\Rightarrow \Delta H_c = \Delta H_t$$

Le reste de l'enthalpie est disponible pour assurer la propulsion (applications aéronautiques)





Pour une compression donnée, il existe un optimum de rendement de cycle

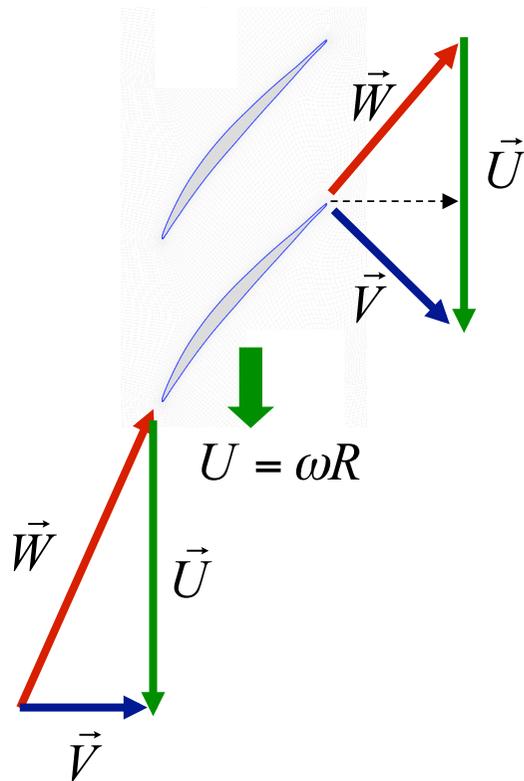
PLAN

- *Introduction*
- *Ecoulements monodimensionnels stationnaires*
- *Cycle d'une turbomachine*
- ➔ ■ ***Equations générales dans les turbomachines***

Triangle des vitesses

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U}$$

Vitesse absolue = vitesse relative + vitesse d'entraînement



- Vitesse absolue: liée au repère absolu
- Vitesse relative: liée au repère du rotor
- Vitesse d'entraînement: $\vec{U} = \vec{\omega} \wedge \vec{R}$

Equation d'Euler



Ecoulement permanent

Repère Fixe

$$dh = -VdV$$

Enthalpie: $H_i = h + \frac{V^2}{2} = cste$

Repère Mobile

$$dh = -WdW + UdU$$

Rothalpie: $h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} = R_i = cste$

$$\Delta R = 0 \Rightarrow \Delta \left(h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \right) = 0$$

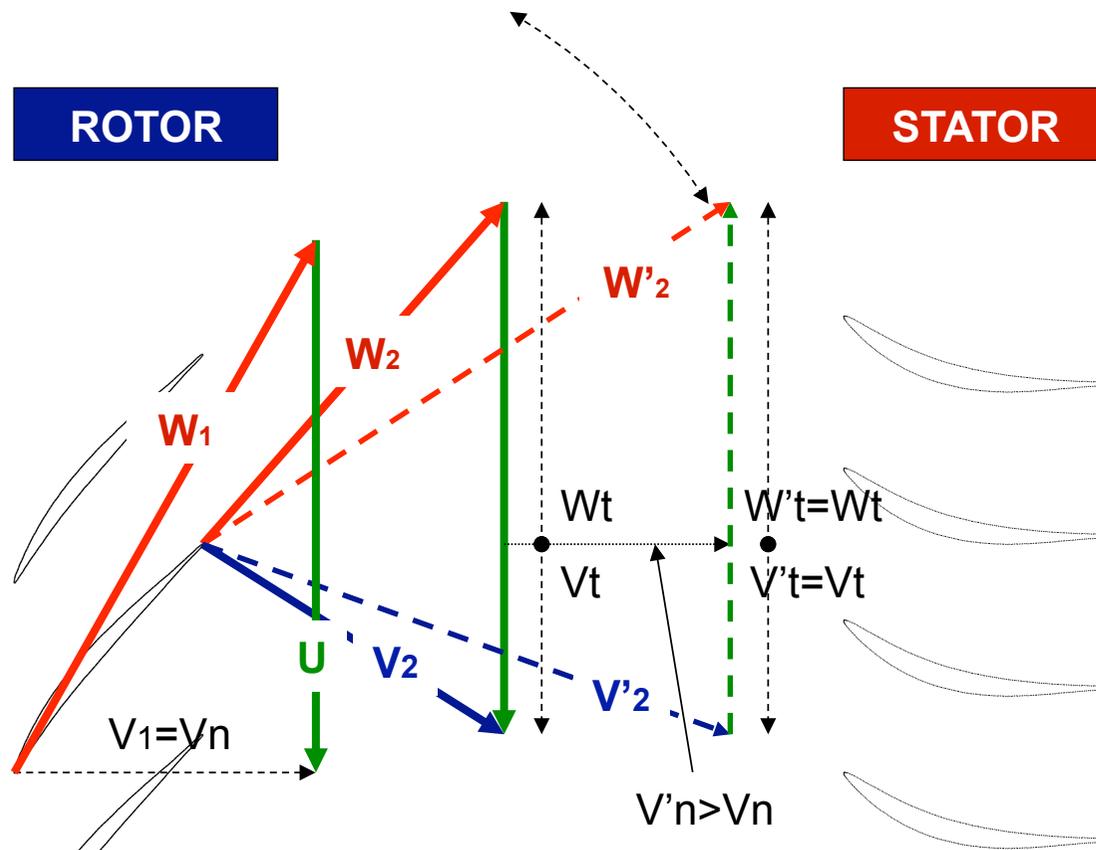
$$\Delta \left(H_i - \frac{V^2}{2} + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \right) = 0 \Rightarrow [\dots] \Rightarrow \Delta(H_i - UV_t) = 0$$

$$\Delta H_i = \Delta(UV_t) = \Delta(\omega R V_t)$$

Équation d'Euler

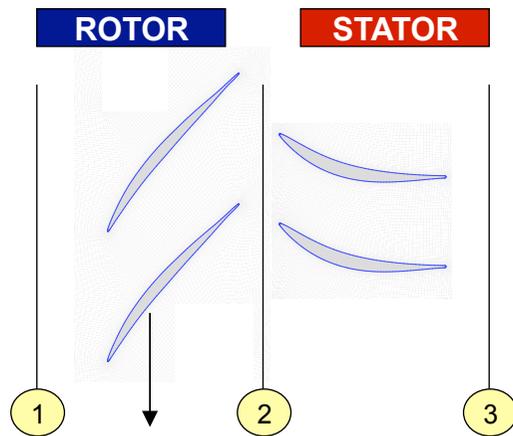
Equation d'Euler

$$\Delta H_i = \Delta(UV_t) = \Delta(\omega R V_t)$$

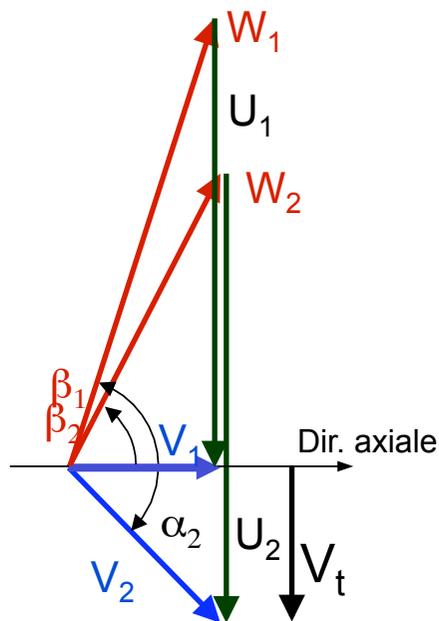


Il est possible de comprimer en accélérant dans le repère relatif **ONERA**

Critères (compresseur subsonique)



- $\Delta\beta \leq 45^\circ$ (rotor et stator)
- Ralentissement W_2/W_1 et $V_3/V_2 \approx 0.65$ au point nominal
- Mach ≤ 0.85 (compresseurs subsoniques)
- Mach ≤ 1.45 (compresseurs transsoniques)



entrée compresseur

$$\begin{cases} V_1 = V_n \\ W_1^2 = V_n^2 + U^2 \\ \alpha_1 = 0 \\ \beta_1 = \arctan(U / V_n) \end{cases}$$

sortie compresseur

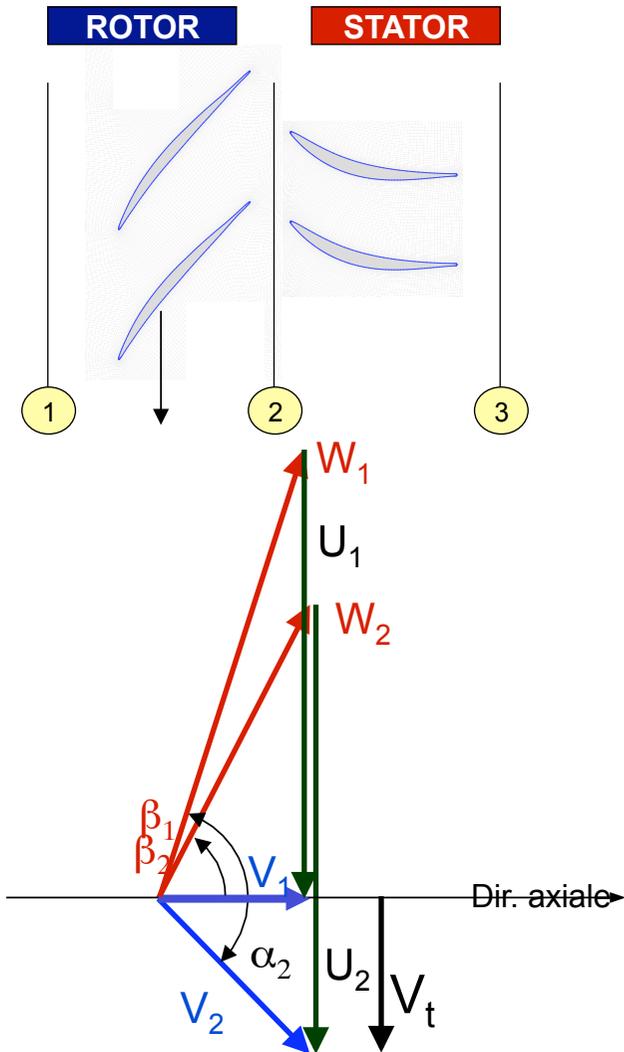
$$\begin{cases} W_2 = W_1 \times \text{ral}^t \\ W_t^2 = W_2^2 - V_n^2 \\ V_t = U - W_t \\ V_2^2 = V_n^2 + V_t^2 \\ \alpha_2 = \arctan(V_t / V_n) \\ \beta_2 = \arctan(W_t / V_n) \end{cases}$$

Données initiales:
U et Vn

Hypothèses:

- Rayon = cste
- Entrée axiale
- Sortie Axiale

Application numérique (compresseur subsonique)



U	V _m	β ₁	W ₁	β ₂	W ₂	α ₂	V _t
m/s	m/s	deg	m/s	deg	m/s	deg	m/s
250	120	64.3	277	48.3	180	43.8	115

$$\Delta H_i = \Delta(\omega R \cdot V_t) = \Delta(U \cdot V_t) = 250 \times 115 = 28.7 \text{ kJ/kg/K}$$

$$\Delta T_i = \Delta H_i / C_p \approx 28.7 \text{ K}$$

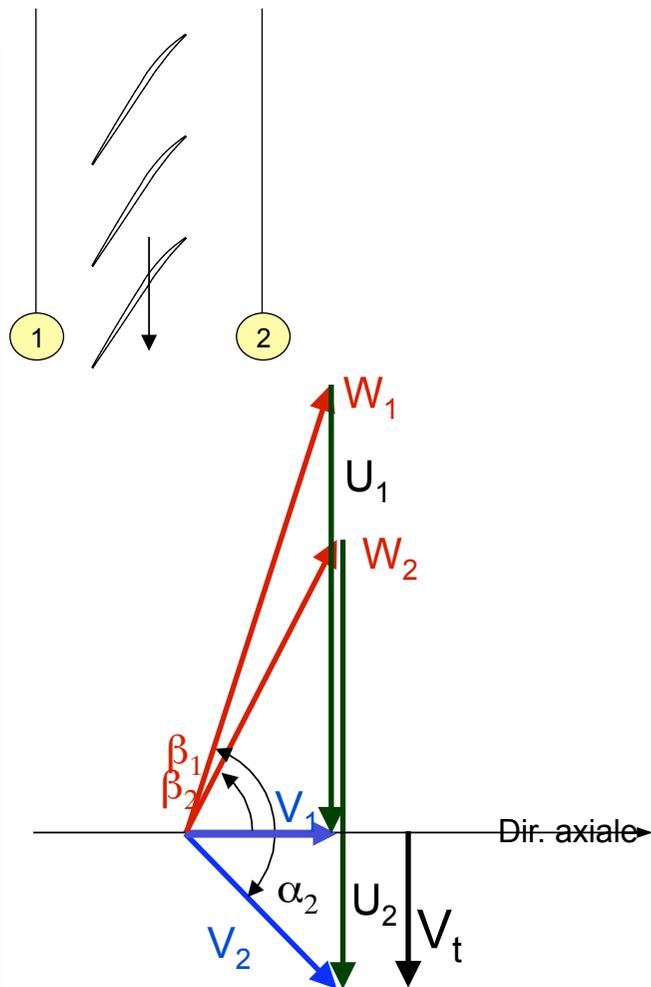
$$T_{i0} = 298 \Rightarrow R_{ti} = 1.096$$

$$\eta_{is} = 0.9 \Rightarrow R_{pi} = 1.34$$

Rem: le taux de compression ne dépend pas de la taille de la machine

Application numérique (compresseur transsonique)

ROTOR



U	V _m	β ₁	W ₁	β ₂	W ₂	α ₂	V _t
m/s	m/s	deg	m/s	deg	m/s	deg	m/s
450	200	66.0	492	51.3	320	45.0	200.

Mx=1.45

$$\Delta H_i = \Delta(\omega R \cdot V_t) = \Delta(U \cdot V_t) = 450 \times 200 = 90.1 \text{ kJ/kg/K}$$

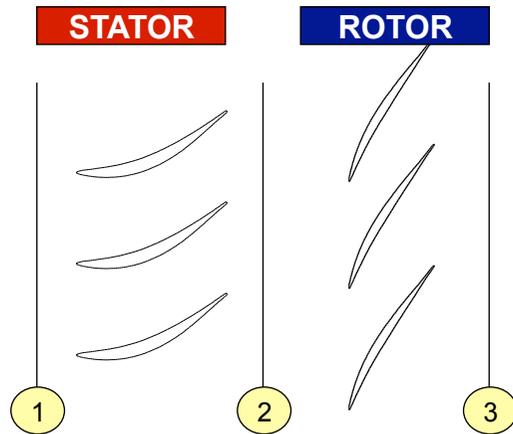
$$\Delta T_i = \Delta H_i / C_p \approx 89.8 \text{ K}$$

$$T_{i0} = 298 \Rightarrow R_{ti} = 1.30$$

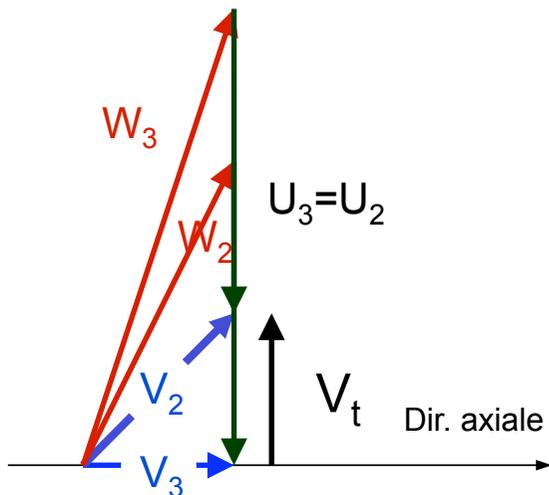
$$\eta_{is} = 0.85 \Rightarrow R_{pi} = 2.2$$

Rem: 450 m/s se trouve en tête
 → R_{pi}=2.2 beaucoup plus difficile
 à obtenir en pied...

Cas du stator à l'amont du rotor



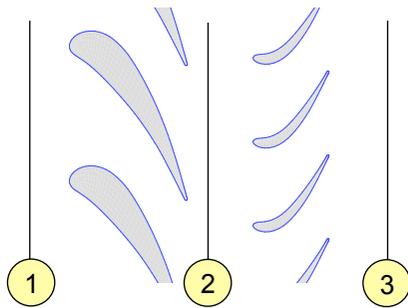
U	V _m	α ₂	β ₂	W ₂	β ₃	W ₃	V _t
m/s	m/s	deg	deg	m/s	deg	m/s	m/s
250	120	43.8	72.6	384.	64.3	277	115



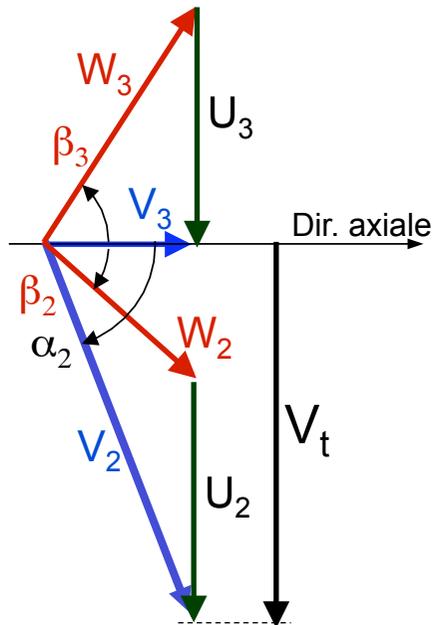
- Sont conservés: U, V_m et V_t (même ΔH_i)
- W₂ très grand (384 m/s > M>1)

➔ Ce cas de figure n'est pas rencontré (sauf en cas de calage variable pour des questions d'opérabilité)

Critères (turbine transsonique)



- $\Delta\alpha \leq 90^\circ$ (stator) et $\Delta\beta \leq 110^\circ$ (rotor)
- $M_{v2} \leq 1.2$ (stator)
- $M_{w2} \leq 0.7$ et $M_{w3} \leq 1.1$ (rotor)



$$\begin{cases}
 \text{sortie stator} & \left\{ \begin{array}{l}
 V_n = M_x \cdot \sqrt{\gamma r T_s} \\
 V_t = \frac{\Delta H_i}{U} \\
 V_2^2 = V_n^2 + V_t^2 \\
 W_2^2 = (V_t - U)^2 + V_n^2 \\
 \alpha_2 = \arctan(V_t / V_n) \\
 \beta_2 = \arctan((V_t - U) / V_n)
 \end{array} \right. \\
 \\ \\
 \text{sortie rotor} & \left\{ \begin{array}{l}
 V_3 = V_n \\
 W_3^2 = U_3^2 + W_3^2 \\
 \alpha_3 = 0 \\
 \beta_3 = \arctan(U_3 / V_n)
 \end{array} \right.
 \end{cases}$$

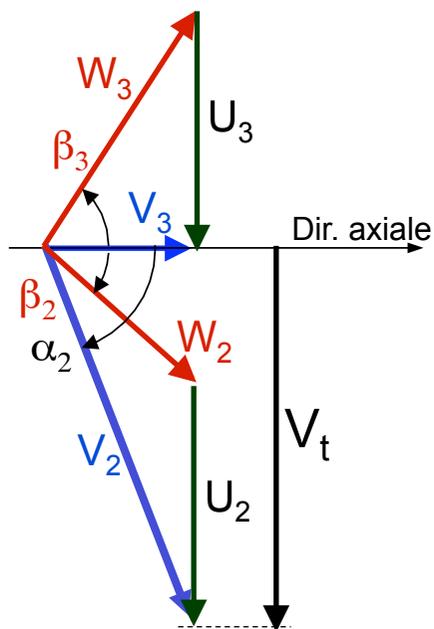
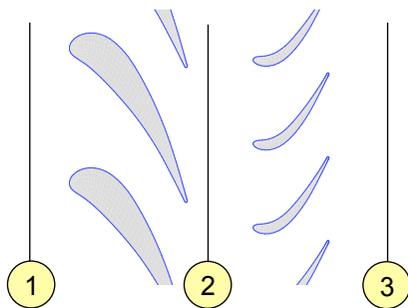
Données initiales:
 ΔH_i , U et
 Mx (nbre de Mach axial)

Hypothèses:

- Rayon = cste
- Entrée axiale
- Sortie Axiale

Critères (turbine transsonique)

- $\Delta\alpha \leq 90^\circ$ (stator) et $\Delta\beta \leq 110^\circ$ (rotor)
- $M_{v2} \leq 1.2$ (stator)
- $M_{w2} \leq 0.7$ et $M_{w3} \leq 1.1$ (rotor)



U	V _m	α ₂	V ₂	β ₂	W ₂	β ₃	W ₃	V _t
m/s	m/s	deg	m/s	deg	m/s	deg	m/s	m/s
500	300	70.7	910	50.7	468	59.0	583	860

Mx=0.40

M=1.21

M=0.62

M=0.78

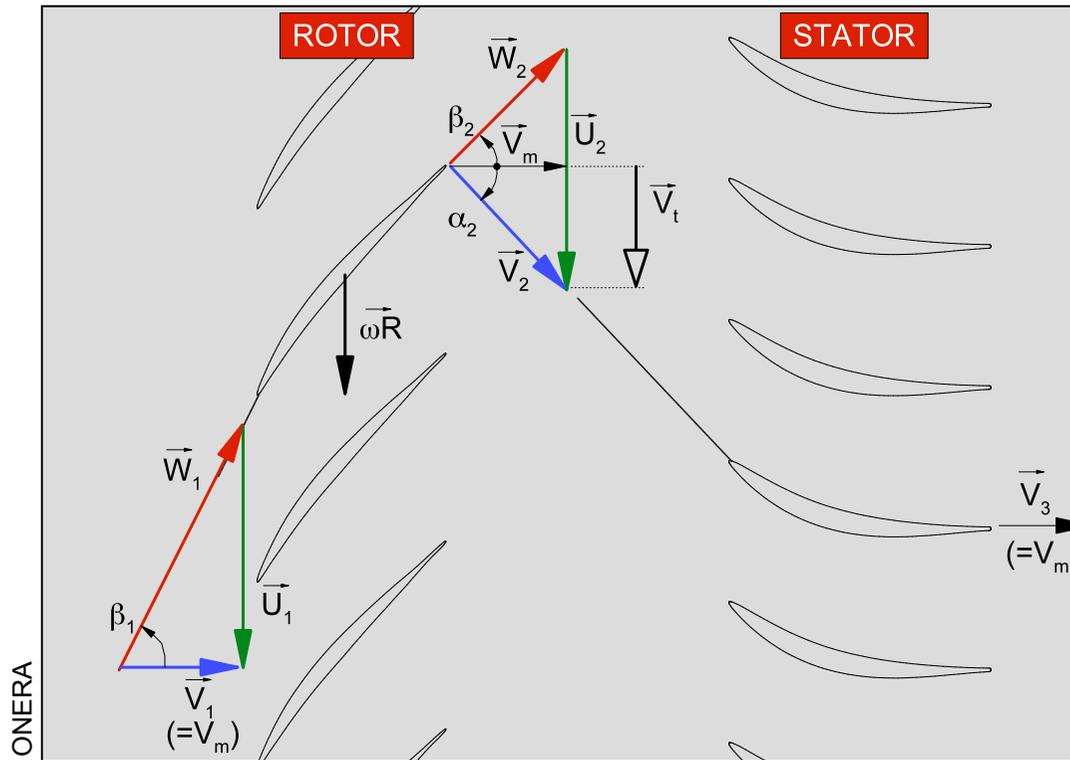
$$\Delta H_i = \Delta(\omega R \cdot V_t) = \Delta(U \cdot V_t) = 500 \times 860 = 430 \text{ kJ/kg/K}$$

$$\Delta T_i = \Delta H_i / C_p \approx 428 \text{ K}$$

$$T_{i0} = 1500 \Rightarrow R_{ti} = 1.28$$

$$\eta_{is} = 0.9 \Rightarrow R_{pi} = 0.38 \text{ (taux de détente = 2,6)}$$

Triangle des vitesses : compresseurs

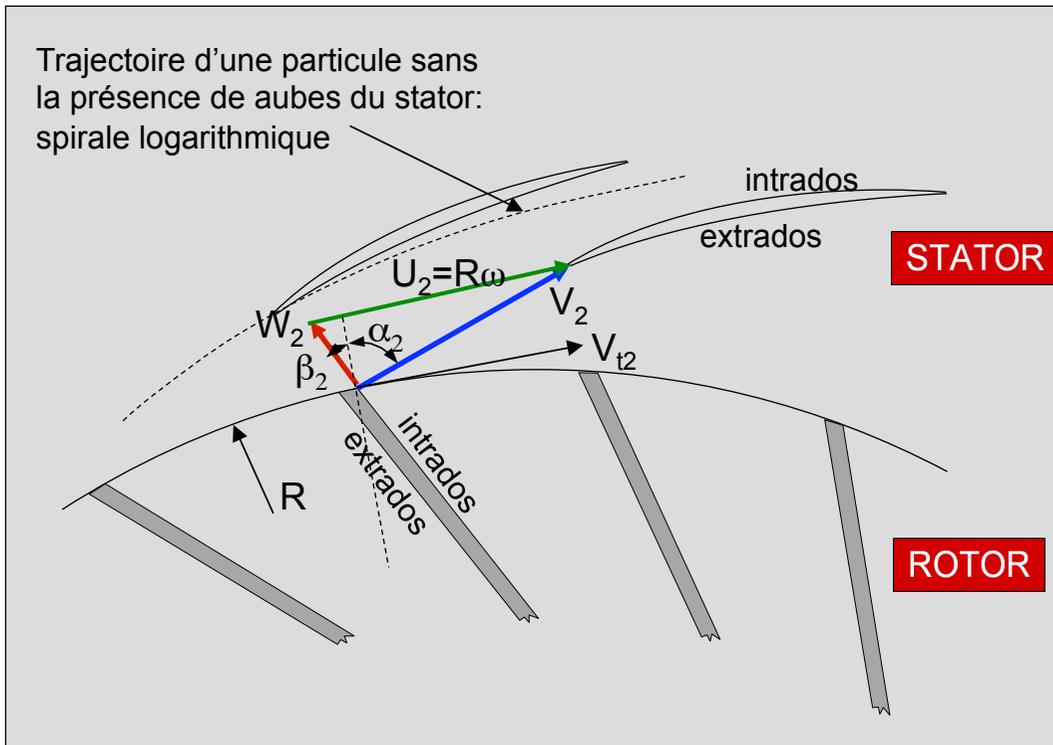


Le stator des compresseurs est appelé REDRESSEUR

- Entrée dans le rotor
- Diffusion par déviation et/ou choc
- Sortie avec une vitesse relative réduite / entrée
- Composition avec la vitesse d'entraînement U
- Création de V_t
- Diffusion (par déviation) à travers le stator

➤ la **compression** est faite essentiellement dans le **rotor** (2/3 rotor, 1/3 stator)

Triangle des vitesses : compresseurs centrifuges

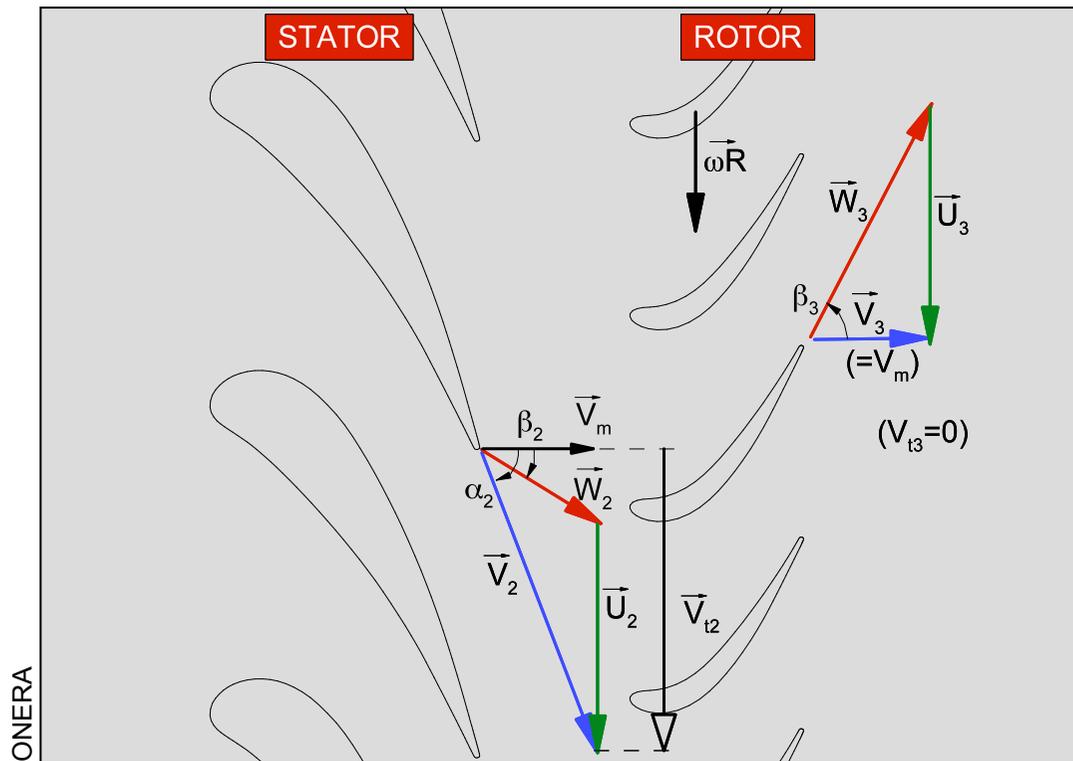


Le stator des compresseurs est appelé REDRESSEUR

- Vitesse périphérique très élevée (> 600 m/s)
- V_2 importante
- Angle absolu α_2 faible (pris / tangente)

- la **compression** est faite essentiellement dans le **rotor** (2/3 rotor, 1/3 stator)
- Trajectoire libre dans un diffuseur radial à face parallèles: spirale log (β constant) \Rightarrow dans le redresseur, attention à bien discerner l'extrados de l'intrados

Triangle des vitesses: turbines



Le stator des turbines est appelé DISTRIBUTEUR

- Entrée dans le stator
- forte accélération dans le stator
- Composition avec U
- Entrée dans le rotor
- déviation (et souvent accélération)
- sortie proche de la direction axiale

- si déviation uniquement: turbine à **action (détente dans le stator exclusivement)**
- si l'accélération est répartie entre le stator et le rotor: turbine à **réaction (détente dans le stator et dans le rotor)**

Equilibre radial: principe

Écoulement giratoire \Rightarrow gradient radial de pression statique:

$$\frac{\partial P_s}{\partial r} = \frac{\rho V_t^2}{r}$$

Conséquence:

- Le gradient est d'autant plus grand que V_t est grand et r petit
- P_s carter $>$ P_s moyeu
- **Vitesse carter $<$ Vitesse moyeu**

Effet particulièrement important dans les distributeurs de turbine

