

Prédiction de l'usure d'un élément de pompe hydraulique à cylindrée variable

Journée nationale pour la modélisation et la simulation 0D/1D

LMCS 2011

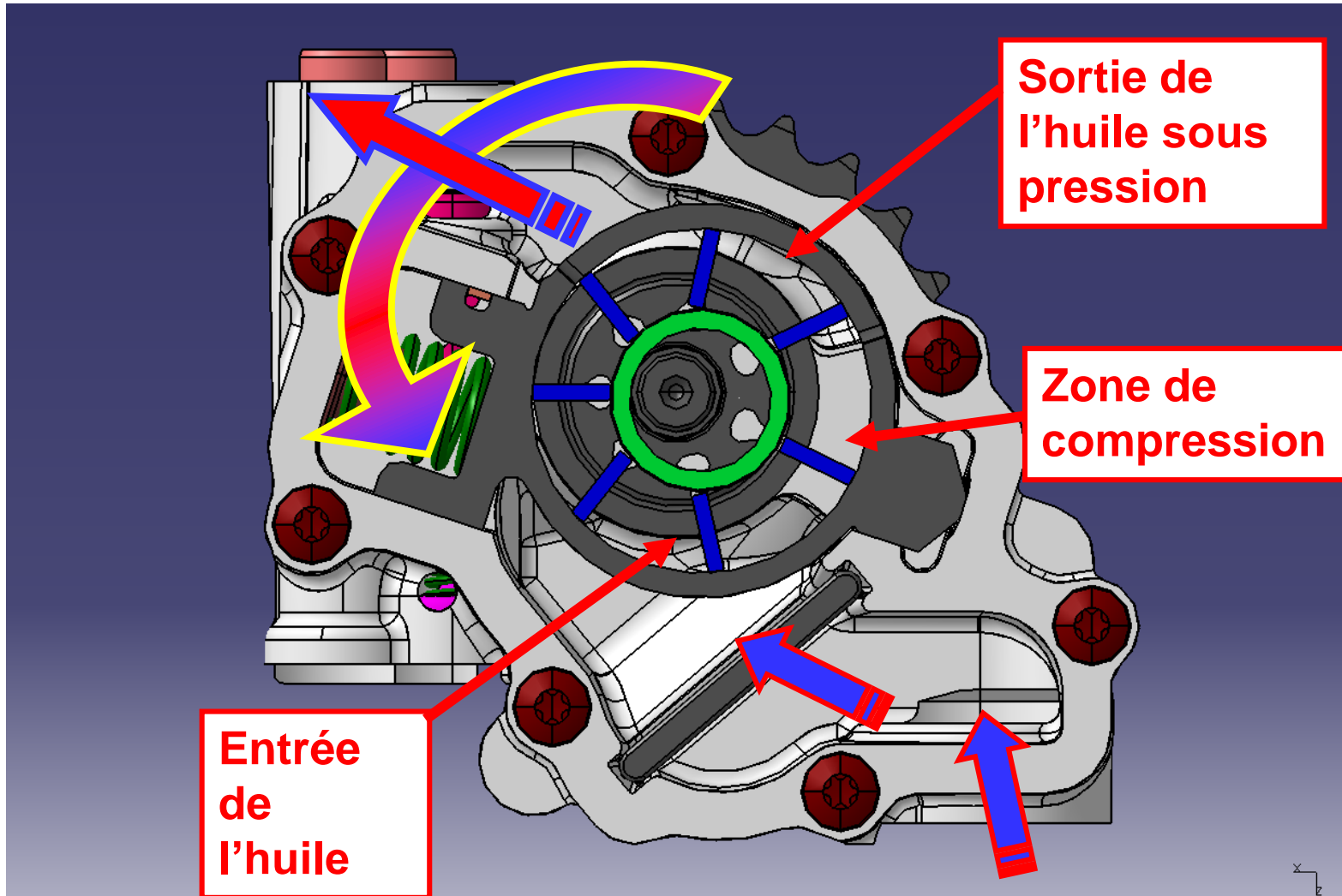
7 avril 2011

J.-L. Ligier - Renault S.A.

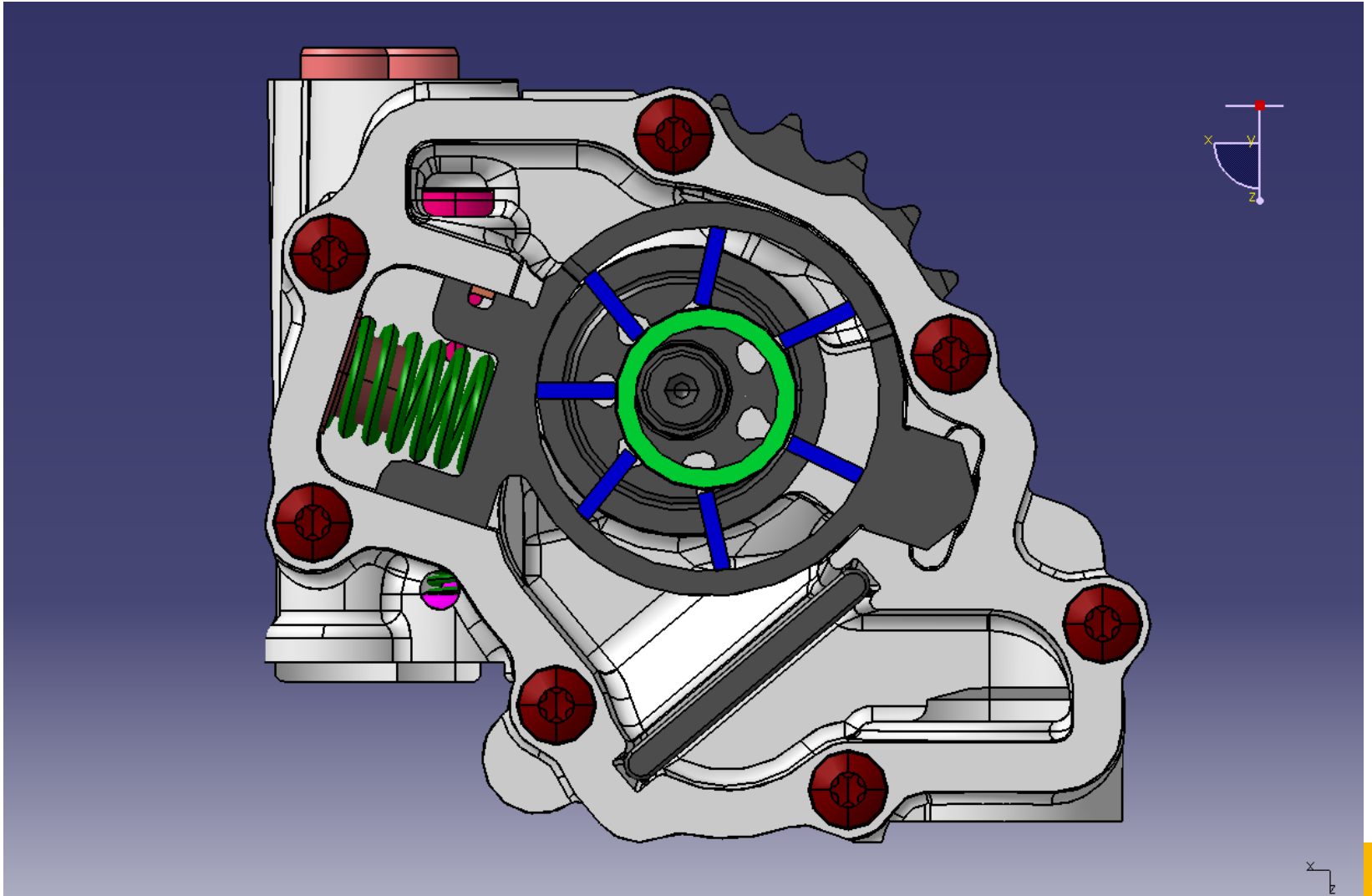
- **1) Problématique et contexte**
 - 1.1) Fonctionnement de la pompe à cylindrée variable
 - 1.2) Avaries d'usure
 - 1.3) Contexte industriel
- **2) Modélisation et simulation**
 - 2.1) Hydraulique
 - 2.2) Mécanique
 - 2.3) Lubrification
 - 2.4) Chocs
 - 2.5) Evolution usure
- **3) Apports et conclusion**

1) Problématique et contexte

1.1) Fonctionnement de la pompe à cylindrée variable

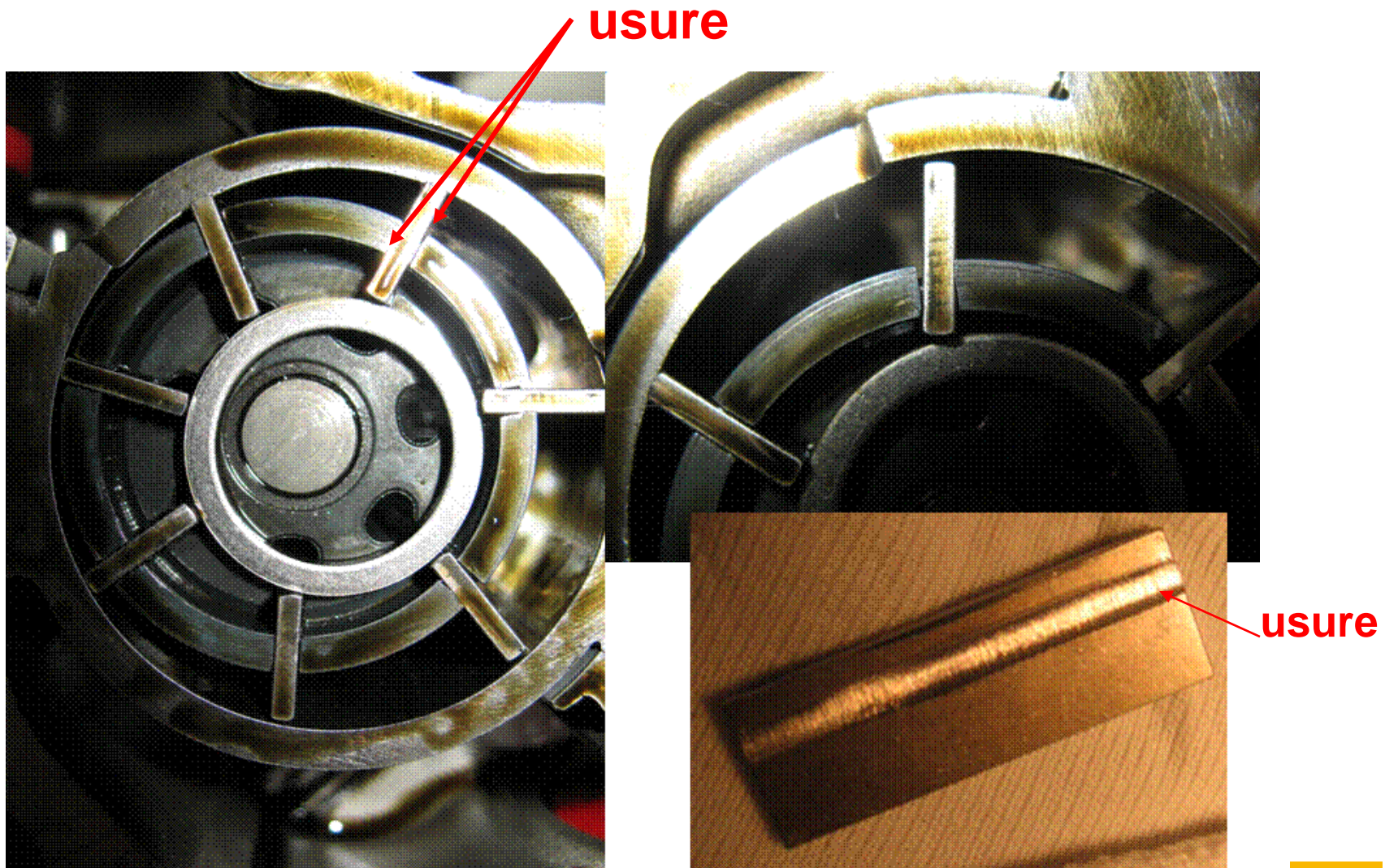


1.2) Aspects industriels



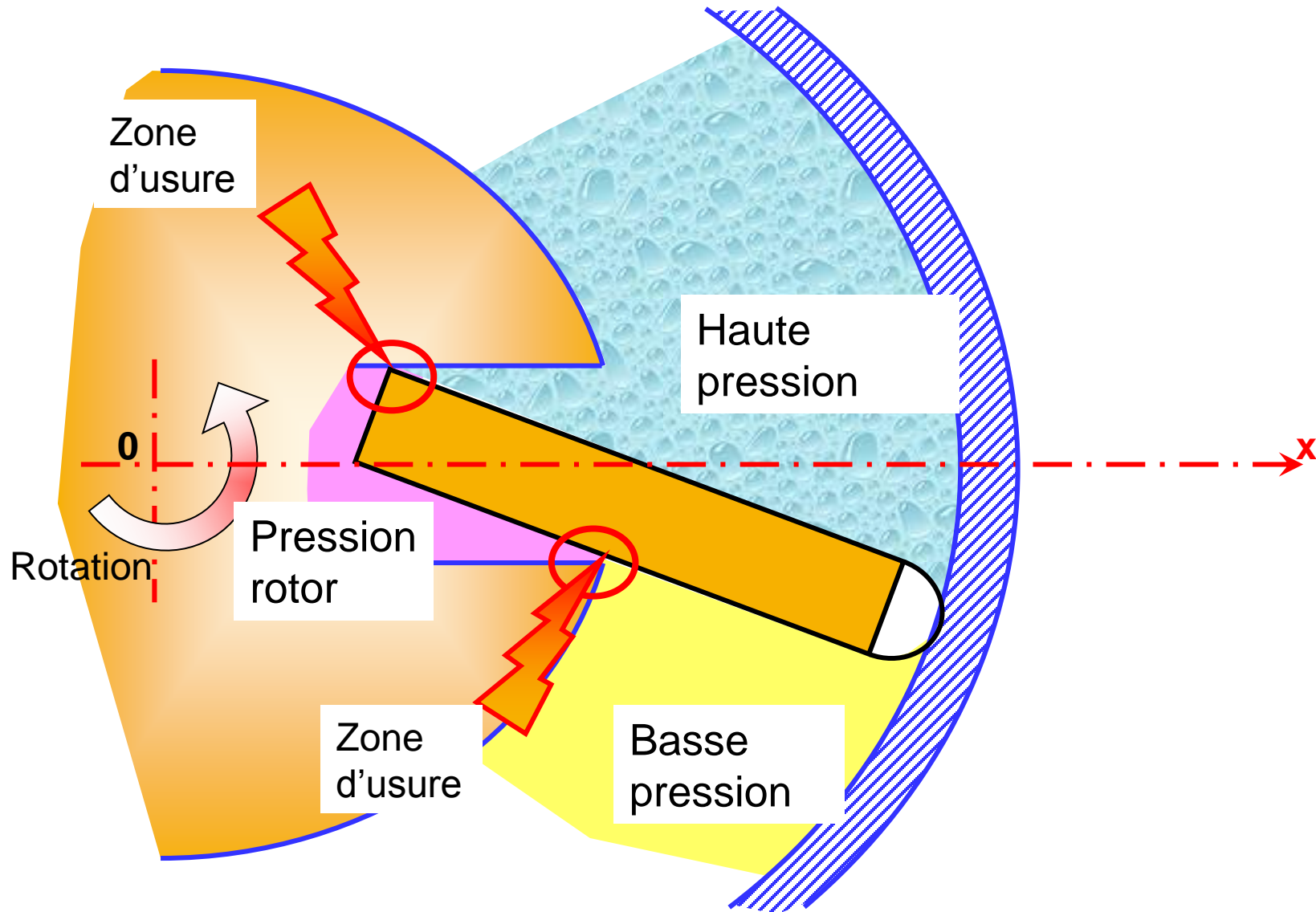
1) Problématique et contexte

1.2) Avaries d'usure



1) Problématique et contexte

1.2) Avaries d'usure



1) Problématique et contexte

1.3) Contexte industriel

- Application nouvelle
- Avarie constatée en cours de certification du produit
- Durée de vie < 30 kkm: inacceptable
- Retard sur projet : M€/ semaine

⇒ Solution A. S. A. P.

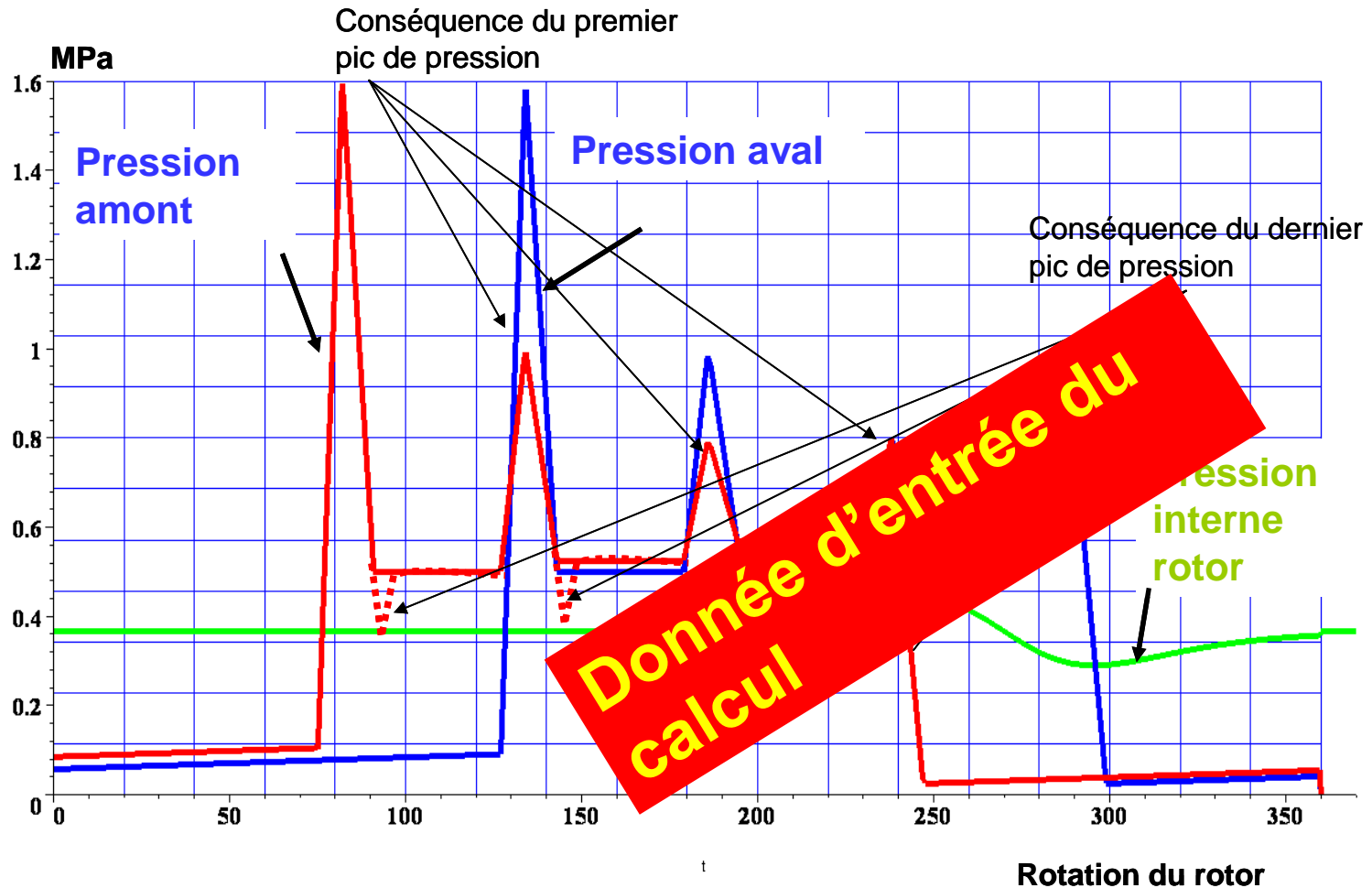
⇒ La simulation doit :

- guider les raisonnements vers la solution,
- quantifier si possible le poids des différents paramètres.

2) Modélisation et simulation

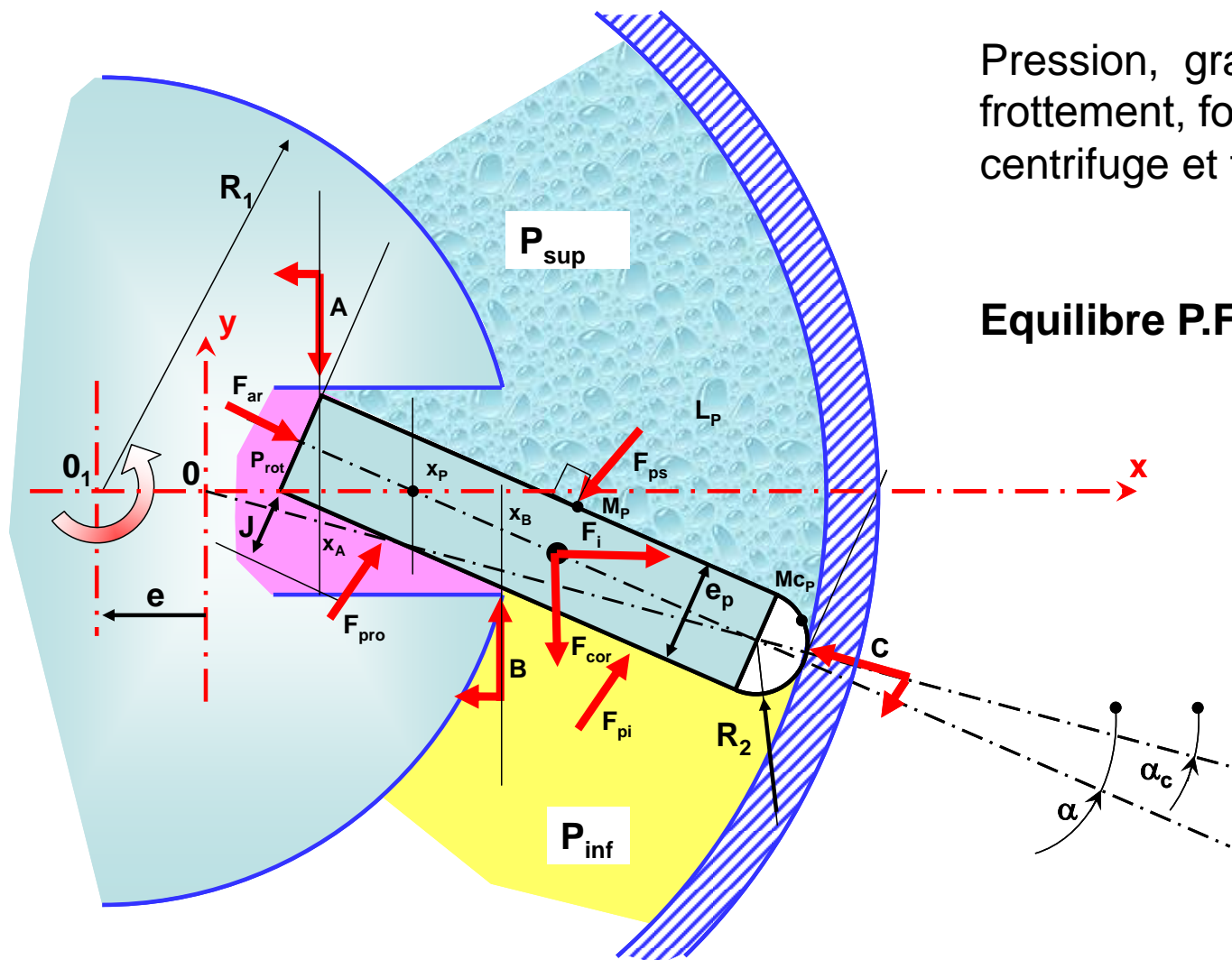
2.1) Hydraulique

- Simulation 3D Fluent ou Amesim mise en évidence de pulsations de pression (analyse fournisseur)



2) Modélisation et simulation

2.2) Mécanique



Prise en compte:

Pression, gradient de pression, frottement, forces d'inertie centrifuge et force de Coriolis

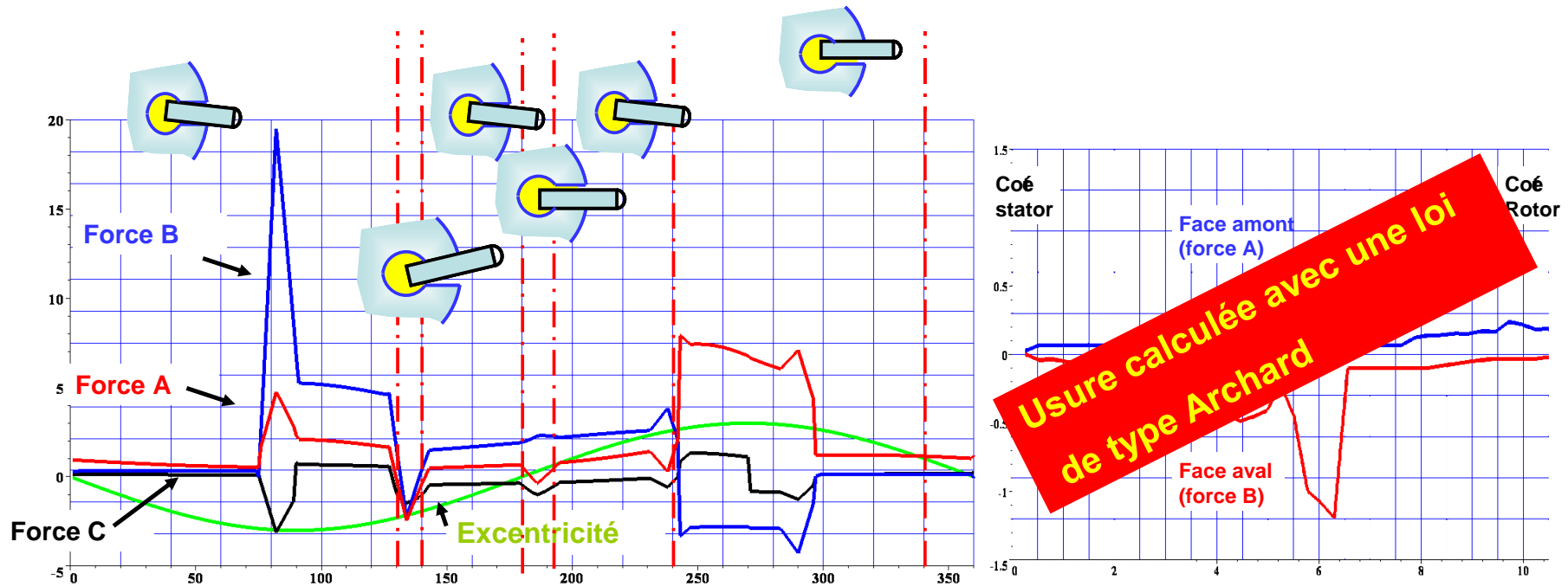
Equilibre P.F.S.

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

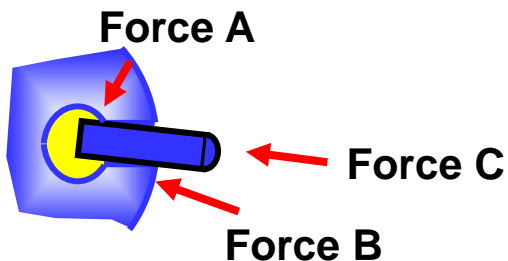
$$\sum \vec{M}_{\vec{F}_{ext}} = \vec{0}$$

2.2) Mécanique et simulation

Résultats



Inversion zones d'appuis

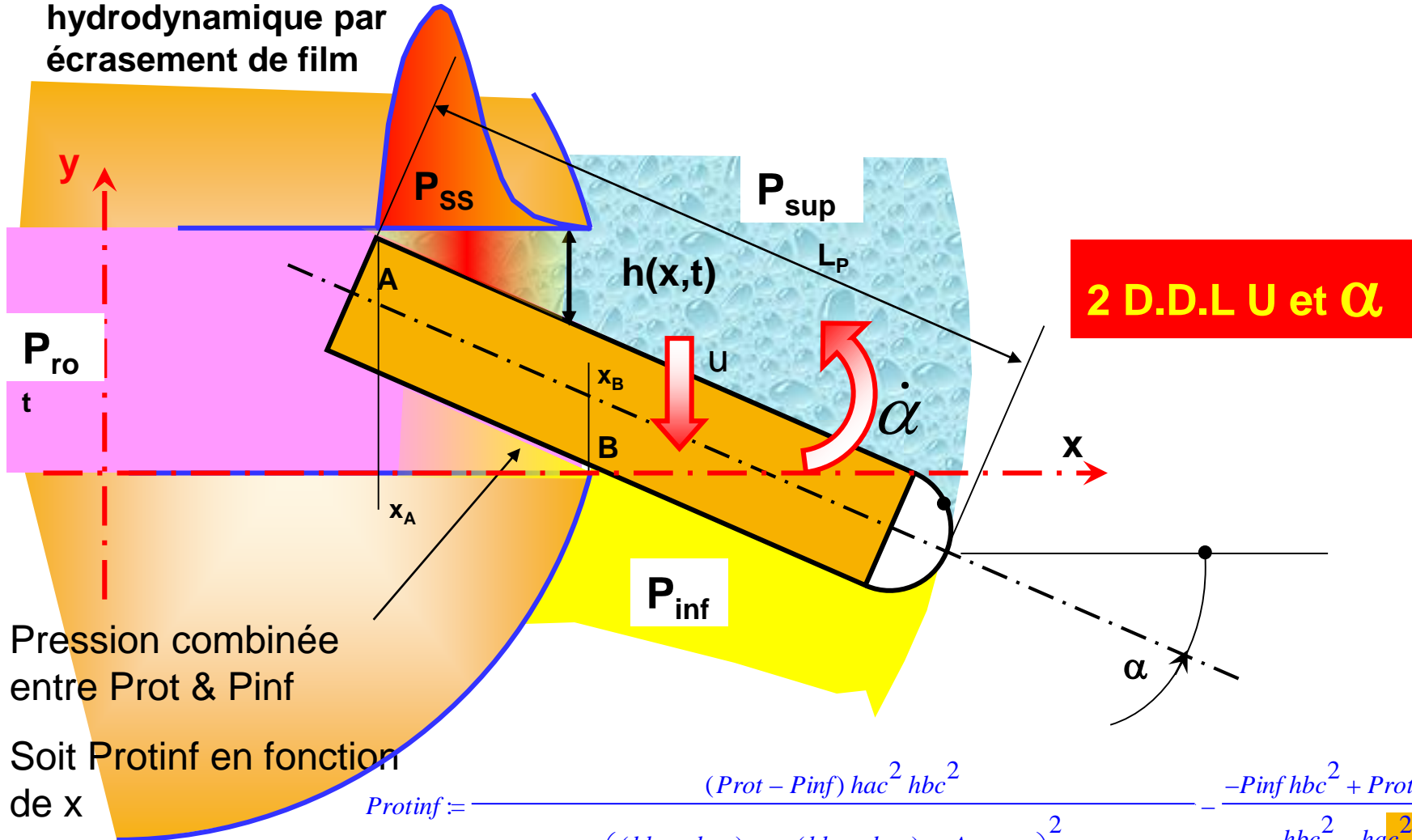


Zone d'usure et profil non cohérents avec les observations

2) Modélisation et simulation

2.3) Lubrification

Pression hydrodynamique par écrasement de film



2 D.D.L U et $\dot{\alpha}$

Pression combinée entre Prot & Pinf

Soit Protinf en fonction de x

$$P_{ro} - P_{inf} := \frac{(P_{ro} - P_{inf}) h a c^2 h b c^2}{(h b c + h a c) \left(\frac{(h b c - h a c) x}{x o B - x o A} - \frac{(h b c - h a c) x o A}{x o B - x o A} + h a c \right)^2 (h b c - h a c)} - \frac{-P_{inf} h b c^2 + P_{ro} h a c^2}{h b c^2 - h a c^2}$$



2.3) Lubrification

Après simplification, l'équation de Reynolds à résoudre est

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3(x,t)}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = -\left(1 + \tan^2(\alpha)\right) \dot{\alpha} + u + \frac{\dot{e}}{2} \tan(\alpha(t)) \quad \text{pour } x_A < x < x_B$$

$$h(x,t) = h_{\min} + (x - x_A(t)) \tan(\alpha(t)) + \int_0^t u(\xi) d\xi$$

La résolution de cette équation permet de calculer à chaque instant l'équilibre dynamique de la pale en vérifiant les équations:

$$\begin{cases} \int_{x_A}^{x_B} xP(x,t)dx - \int_{x_A}^{x_B} xP_{rotinf}(x)dx - \int_{x_B}^{R_0} x(P_{sup} - P_{inf})dx + I_P \ddot{\alpha} = 0 \\ \int_{x_A}^{x_B} P(x,t)dx - \int_{x_A}^{x_B} P_{rotinf}(x)dx - \int_{x_B}^{R_0} (P_{sup} - P_{inf})dx + m_p \ddot{u} = 0 \end{cases}$$

2.3) Lubrification

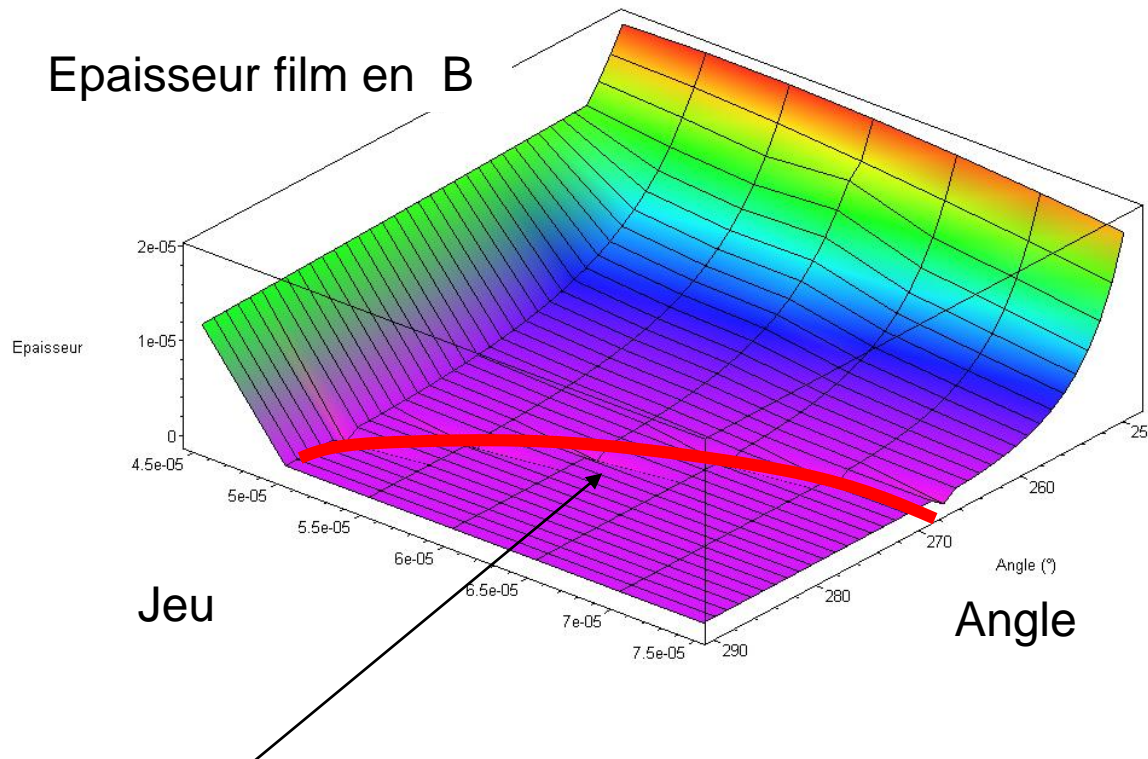
- Itérations sur le Jeu, la température, la pression pompe,
 - Initialisation
- Boucle sur le temps
 - Incrémentation temps
 - Calculs variables $h(\alpha, u)$, Protinf ..
 - **Test sur possibilité contacts**
 - **Résolution Reynolds numérique avec C.L. spécifiques**
 - **Calcul et résolution des équations d'équilibre**
 - Indentification $(\dot{\alpha}, u)$
 - Calcul de $(\alpha, \int u dt)$
- Archivage

Calculs menés sous Maple (Runge Kutta, Newton Raphson)

1 itération 10 s sur Pc portable Intel Pentium

2.3) Lubrification Résultats

Vitesse 3500 tr/mn, $P_{inf} = 5$ bars, viscosité **0.012 Pa.s**

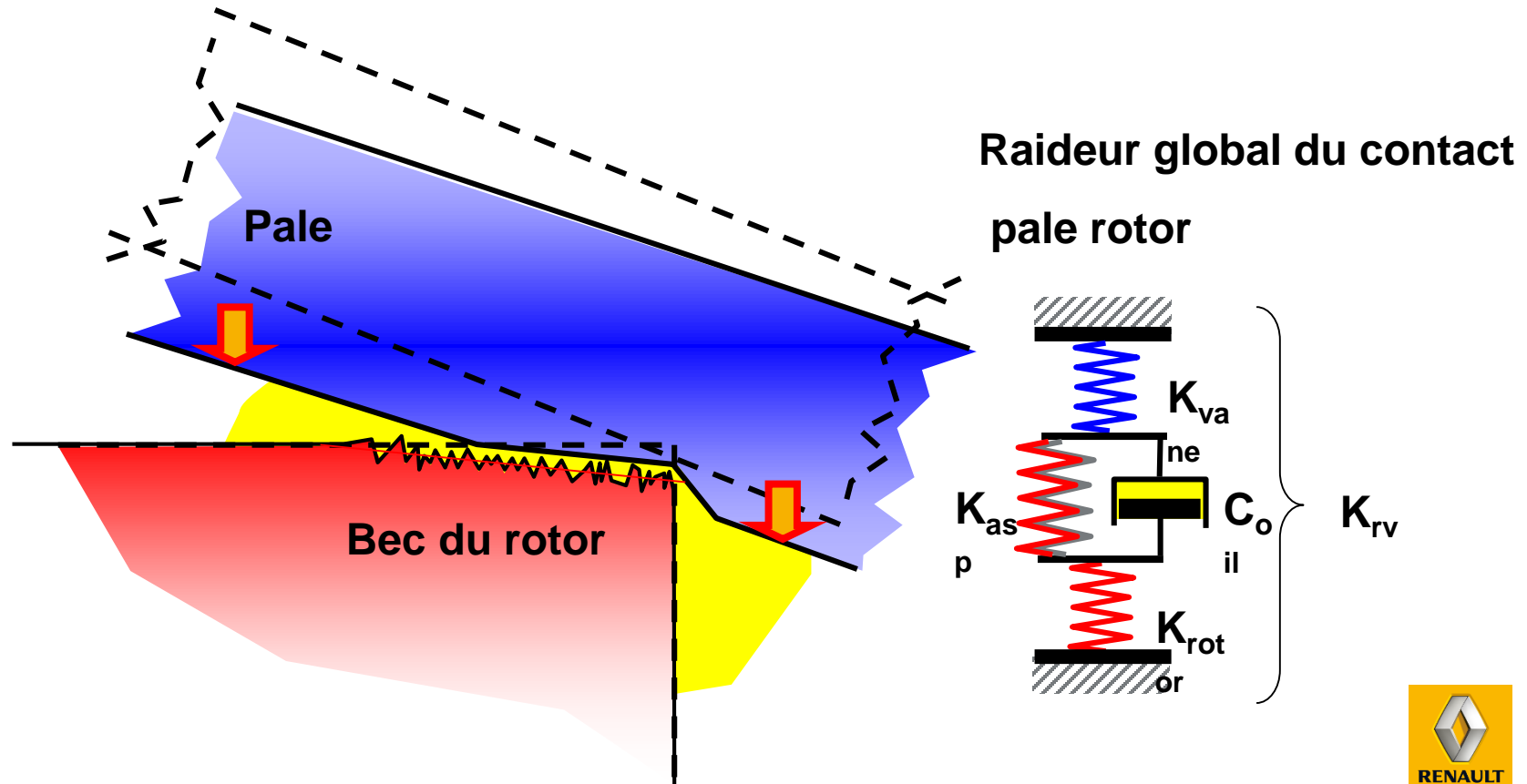


A faible viscosité, la pale rentre en contact au point B avec une certaine vitesse

2) Modélisation et simulation

2.4) Choc

Choc traité en égalant l'énergie cinétique et l'énergie de déformation et l'énergie dissipée par frottement visqueux du système.



2.4) Choc-raideur de contact

Raideur des aspérités K_{asp}

$$P(h) = 16 \frac{\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \left(\frac{E}{2(1-\nu^2)} \right) F_{5/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right)$$

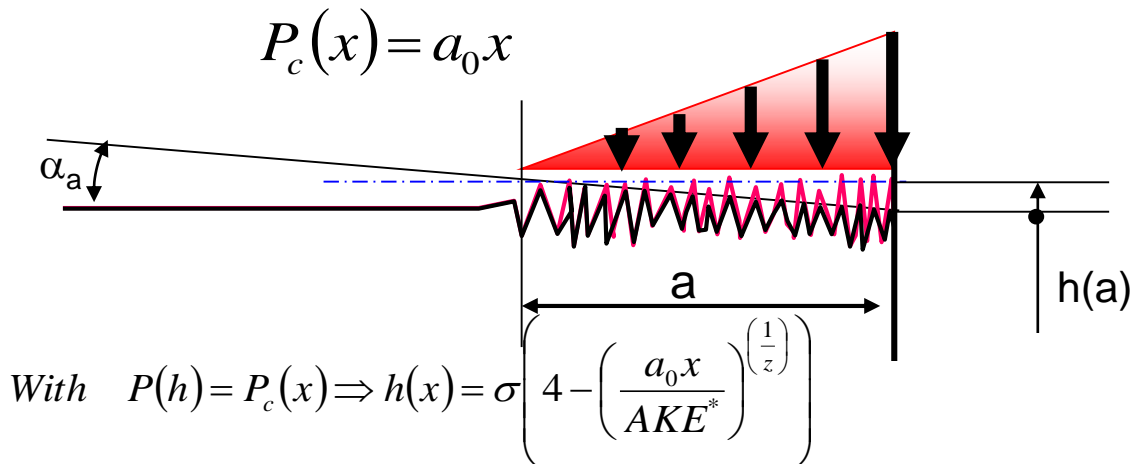
$$P(h) = KE^* F_{5/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right) \text{ and } F_{5/2}(d) = \int_d^{\infty} (z-d)^{\frac{5}{2}} \psi(z) dz$$

With η = asperity density

β = Tip curvature radius

σ = standard height deviation

ψ = height distribution



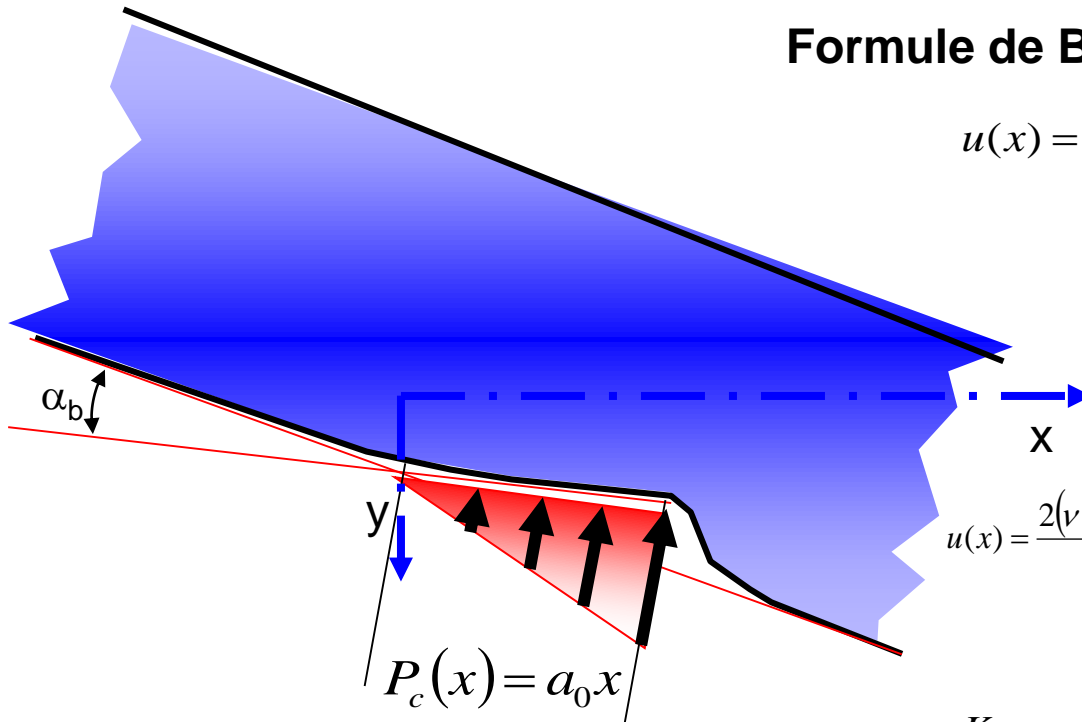
With $P(h) = P_c(x) \Rightarrow h(x) = \sigma \left(4 - \left(\frac{a_0 x}{AKE^*} \right)^{\left(\frac{1}{z} \right)} \right)$

$$\alpha_a = \frac{\sigma \left(4 - \left(\frac{a_0 a}{AKE^*} \right)^{\left(\frac{1}{z} \right)} \right)}{a} \text{ and } h(a) = \sigma \left(4 - \left(\frac{a_0 a}{AKE^*} \right)^{\left(\frac{1}{z} \right)} \right)$$

$$K_{asp} = \frac{\int_0^a P_c(x) dx}{h(a)} = 2.9 \cdot 10^8 \text{ N/m}$$

2.4) Choc-raideur de contact

Raideur de la pale K_{vane}



Formule de Boussinesq

$$u(x) = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \int_0^a P_c(x) \ln|x-s| ds$$

$$\alpha_b = \frac{u(a) - u(0)}{a}$$

Après calcul

$$u(x) = \frac{2(\nu^2 - 1)a_0 x (x \ln(x) - x \ln(x-a) + a \ln(x-a) - a)}{\pi E}$$

$$K_{\text{vane}} = \frac{\int_0^a P_c(x) dx}{u(a)} = \frac{0.7854aE}{(1-\nu^2)(a^2(\ln(a)-1))}$$

$$K_{\text{vane}} \approx 2.10^{10} \text{ N/m}$$

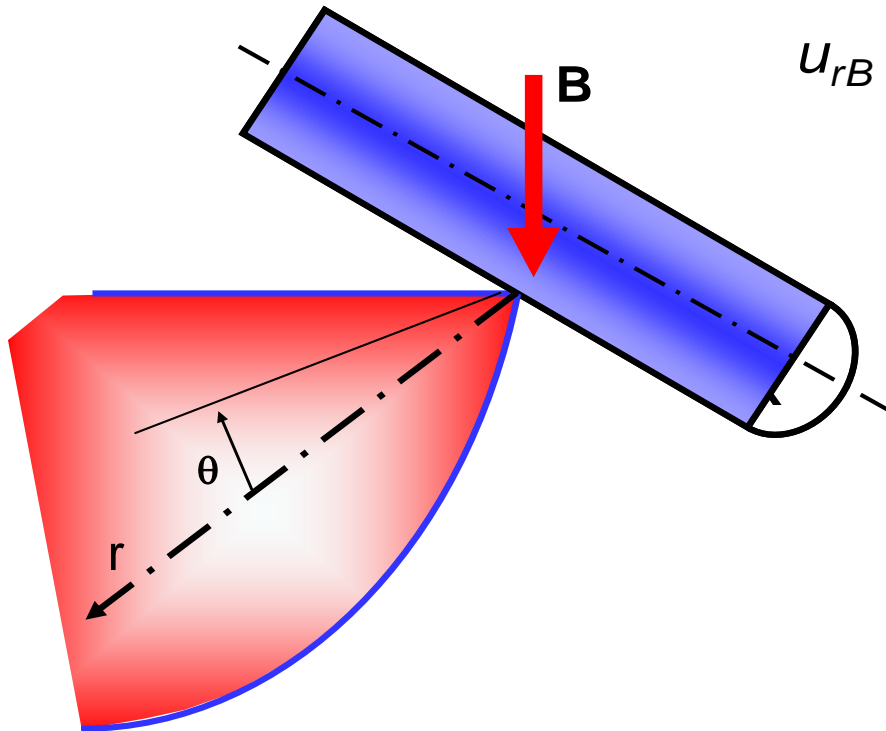
2.4) Choc-raideur de contact

Avec la fonction d'Airy :

$$\Theta = Ar\theta \sin\theta + Br\theta \cos\theta$$

On aboutit à

$$U_{rB} = \frac{B}{2} \frac{\pi \left(\pi(1-\nu) + 8 \ln\left(\frac{r}{R_0}\right) \right)}{E(\pi^2 - 4)}$$



$$K_{\text{beclocal}} = 2 \cdot 10^7 \text{ N/M}$$

2.4) Choc-raideur de contact

Raideur du rotor

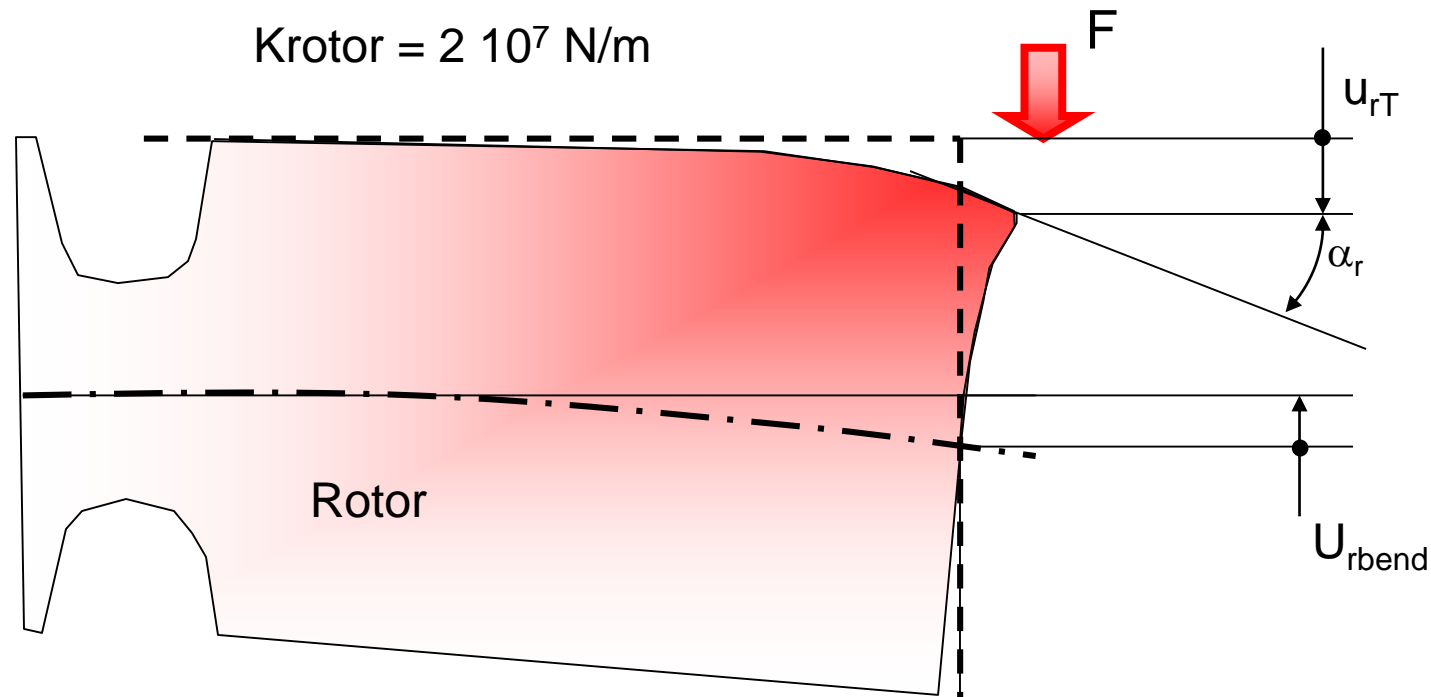
Combinaison raideur locale et globale

$$U_{rt} = U_{rbend} + U_{rloc}$$

$$U_{rben} = F/K_{bend} \quad \text{with } K_{bend} \approx 510^9 \text{ N/m}$$

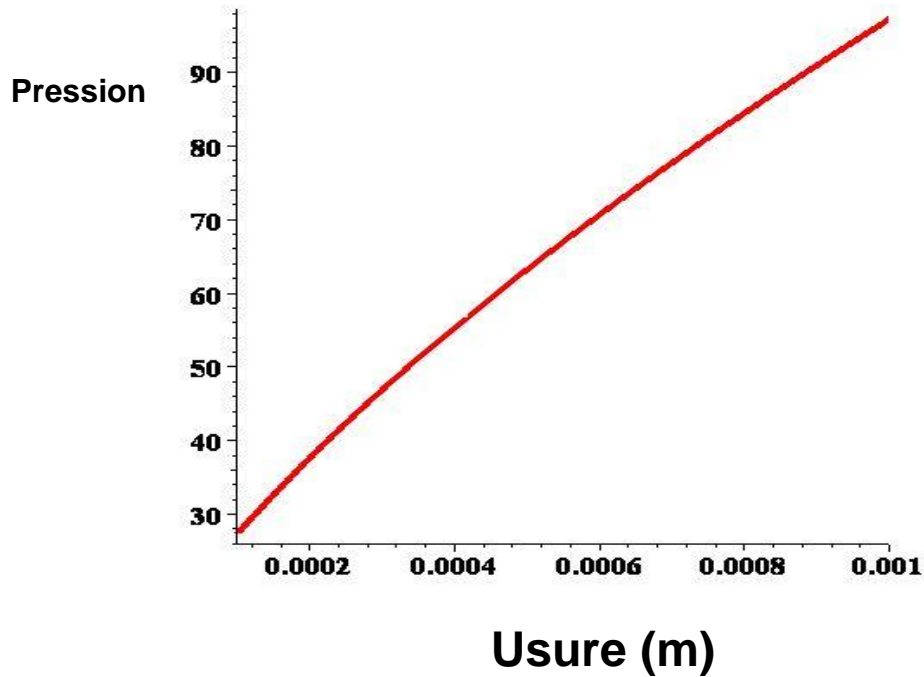
$$U_{rLoc} = F/K_{Loc} \quad \text{with } K_{loc} = 2 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

$$K_{rotor} = 2 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

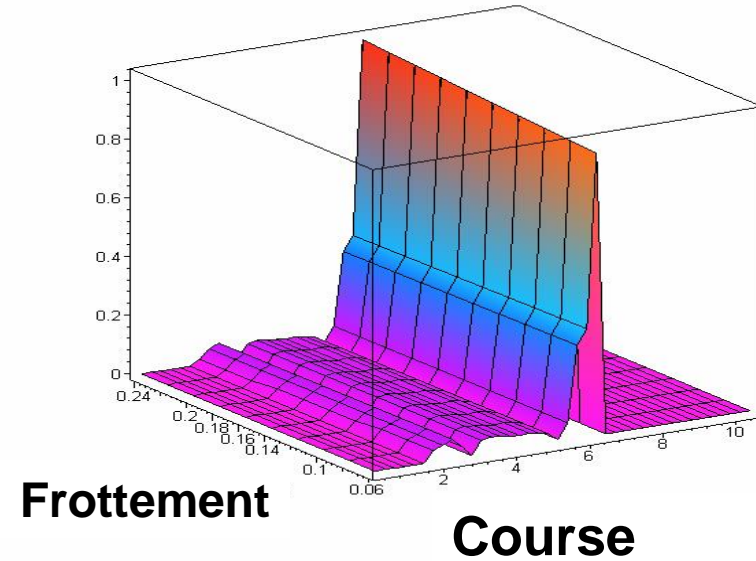


2.4) Choc - Résultat

Sensibilité au Jeu



Sensibilité des profils d'usure au Coefficient de frottement (0.06-0.26)

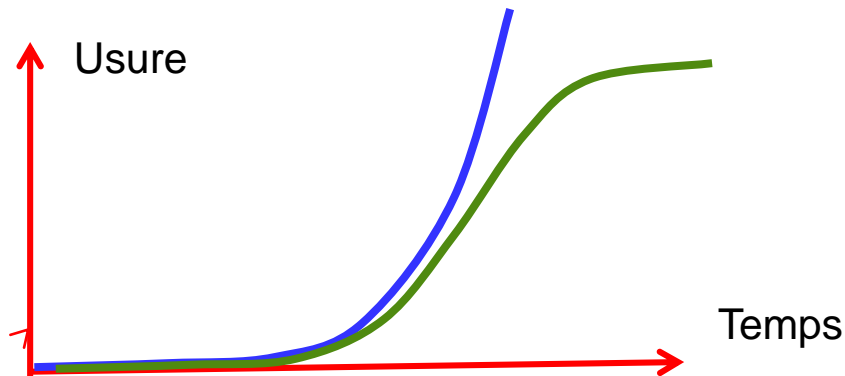


2) Modélisation et simulation

2.5) Evolution de l'usure

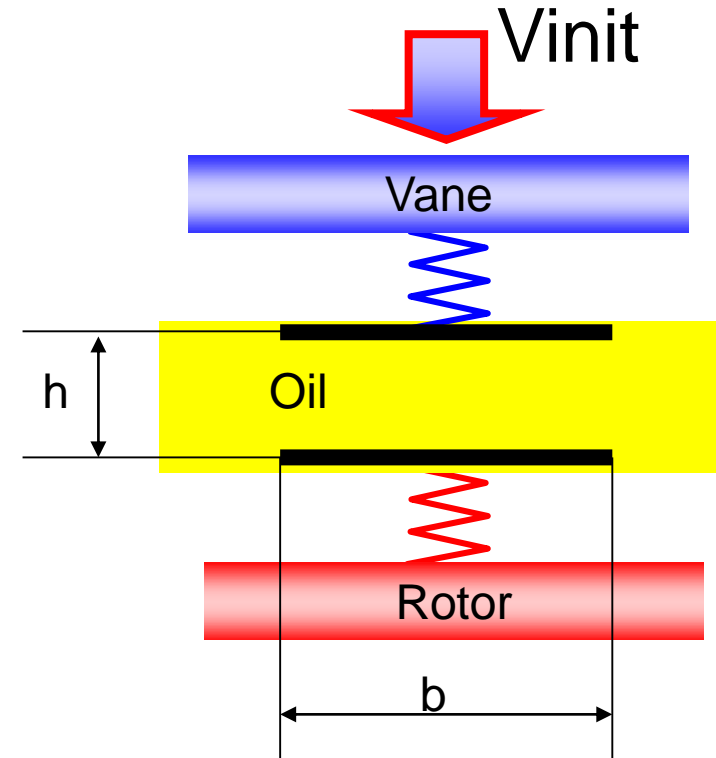
Résultat : La prise de jeu par l'usure intensifie le mécanisme d'usure .

Question: Quelle évolution temporelle ?

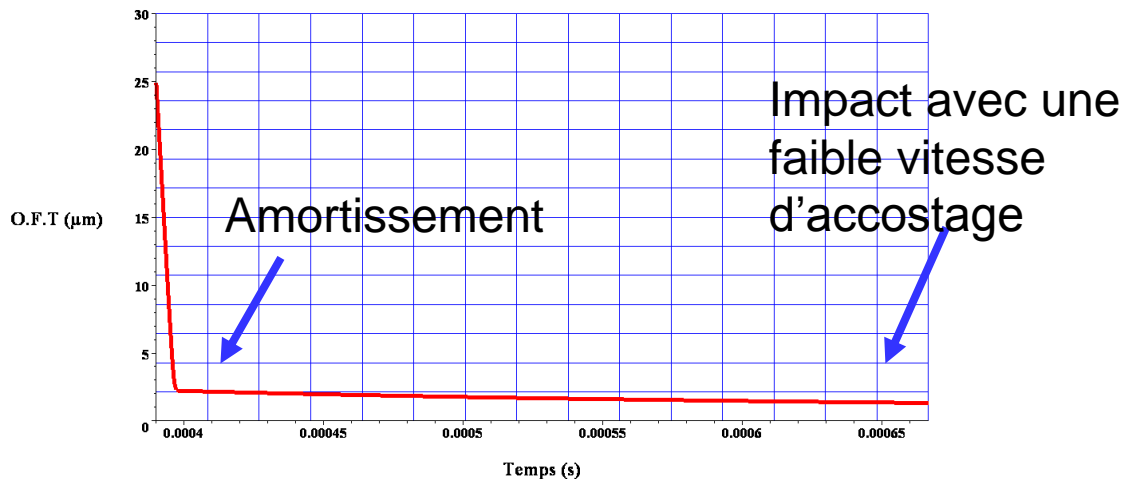
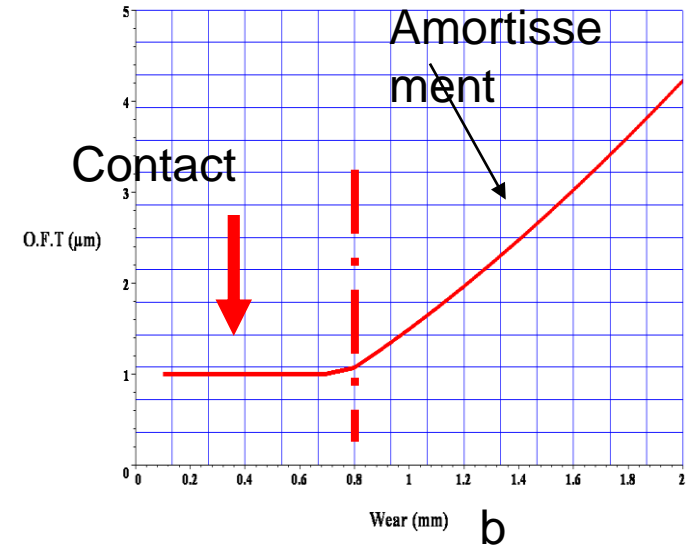
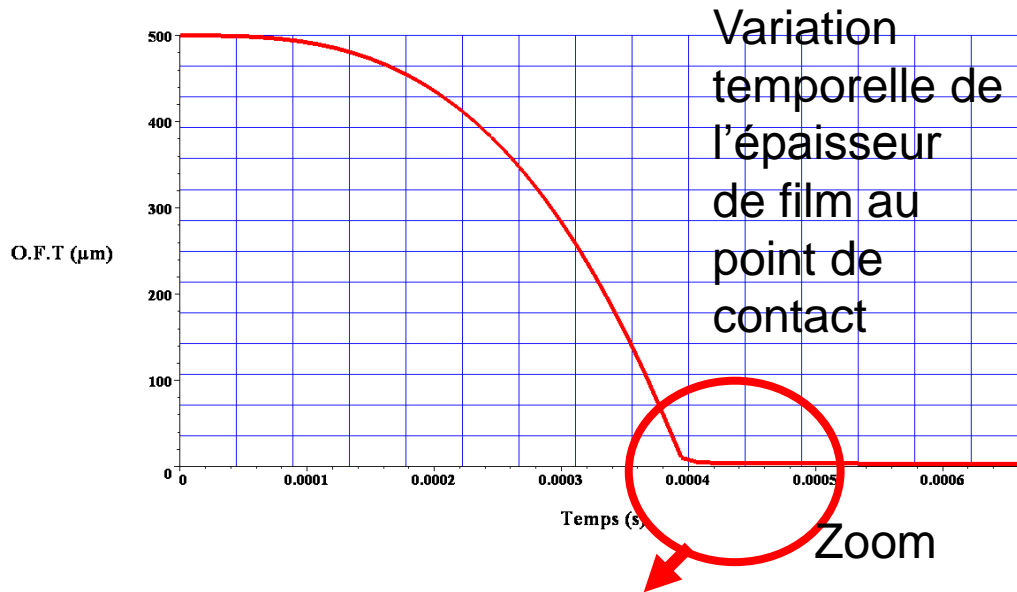


En prenant en compte un accroissement d'énergie par la prise de jeu on considère l'amortissement lorsque la zone d'usure s'élargie

$$M_{vane} h^3 \frac{d^2 h}{dt^2} + 8\mu \left(\frac{b}{2} \right)^3 \frac{dh}{dt} + h^3 \Delta P L_{vane} = 0$$



2.5) Evolution de l'usure



Au delà d'une certaine étendue d'usure la vitesse d'usure redevient très faible

3) Apports et conclusion

Apports techniques

- **Facteurs d'ordre un**
 - Le pic de pression \Rightarrow Choc \Rightarrow Optimisation lumières entrée sortie
 - Le jeu initial \Rightarrow Mis sous contrôle process
 - Les Etats de surface \Rightarrow Mis sous contrôle process
 - La pollution et dureté des corps en contact \Rightarrow Revêtement dur
 - La viscosité et les additifs \Rightarrow Cdc de l'huile modifiée

• **Solution robuste aujourd'hui**

3) Apports et conclusion

Apports Généraux

Les approches 0D et 1D ont permis d'apporter des réponses dans les délais au problème industriel (environ 3 semaines d'étude).

- ⇒ Pour les problèmes industriels à faibles constantes de temps, l'apport du calcul doit se faire au cours de la résolution du problème.
- ⇒ Nécessité d'aller à l'essentiel en ramenant le problème au traitement d'un modèle 0D/1D. ⇒ Etudes des principales pistes et hiérarchisation

Grâce à la modélisation analytique et la résolution numérique.

- ⇒ Expression quantifiée des raideurs de contact – Pas de valeur forfaitaire comme dans les codes de dynamique de corps solides
- ⇒ Identification des paramètres process et conception à mettre sous contrôle pour s'assurer d'un niveau d'usure acceptable.

3) Apports et conclusion

Conclusion

A l'époque de la délocalisation des activités de calculs lourds par diverses gros secteurs industriels, il est important de développer des activités à fortes valeurs ajoutées :

Airbus (1500 calculateurs en Inde),

Alstom (Inde, Chine ..)

Bosch (5000 personnes en Inde),

Renault (1500 pers. en Inde, Roumanie)

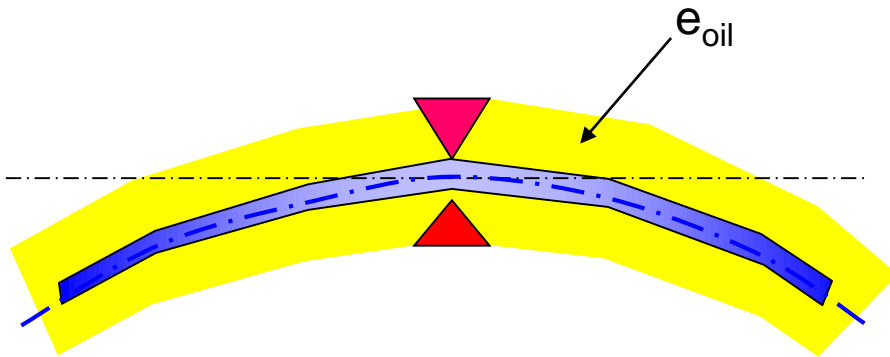
Technip (3000 pers. en Inde, 2000 pers. en Indonésie, 1000 en Chine)

Peugeot (Chine ..), ...,

- Les approches 0D/1D restent un outil performant pour répondre aux besoins industriels dans des délais très courts et contribuent au know how technique
- Ces approches permettent de cibler les gros calculs complémentaires à effectuer

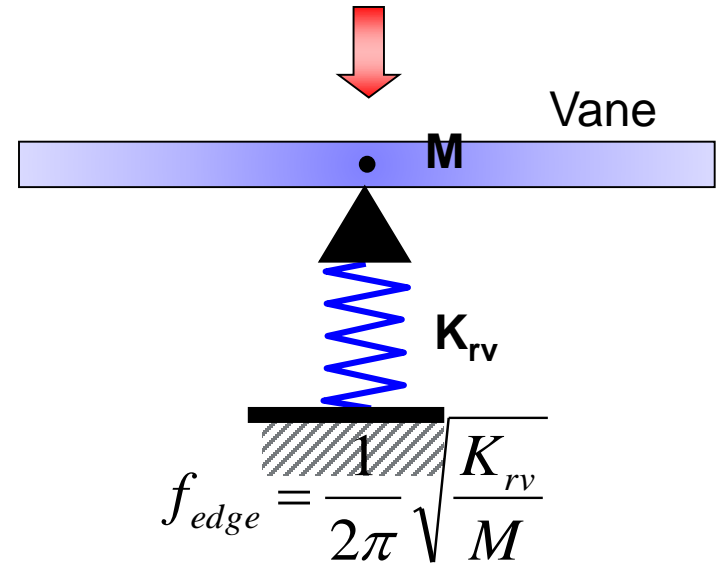
Merci pour votre attention !





$$f_{vane} = \frac{(kL)^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{E_{van} I_{van}}{\rho_{van} \left(1 + \frac{t_{oil} \rho_{oil}}{t_{van} \rho_{van}}\right) S_{van}}}$$

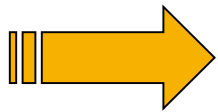
$$f_{vane} \approx 50 \text{ kHz}$$



$$f_{edge} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{rv}}{M}}$$

$$K_{rv} \approx 1.85 \cdot 10^7 \text{ N/m (Damping neglected)}$$

$$f_{edge} \approx 1 \text{ kHz}$$

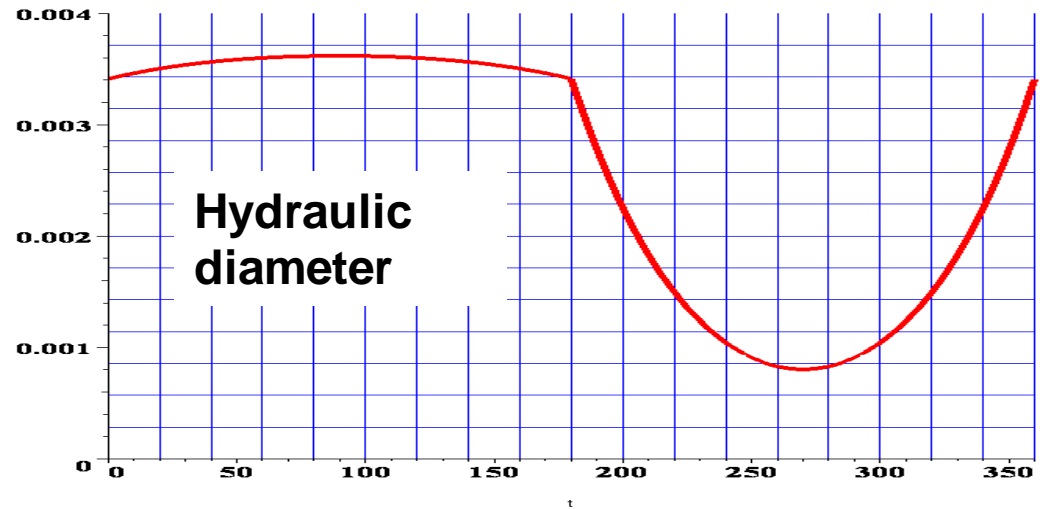
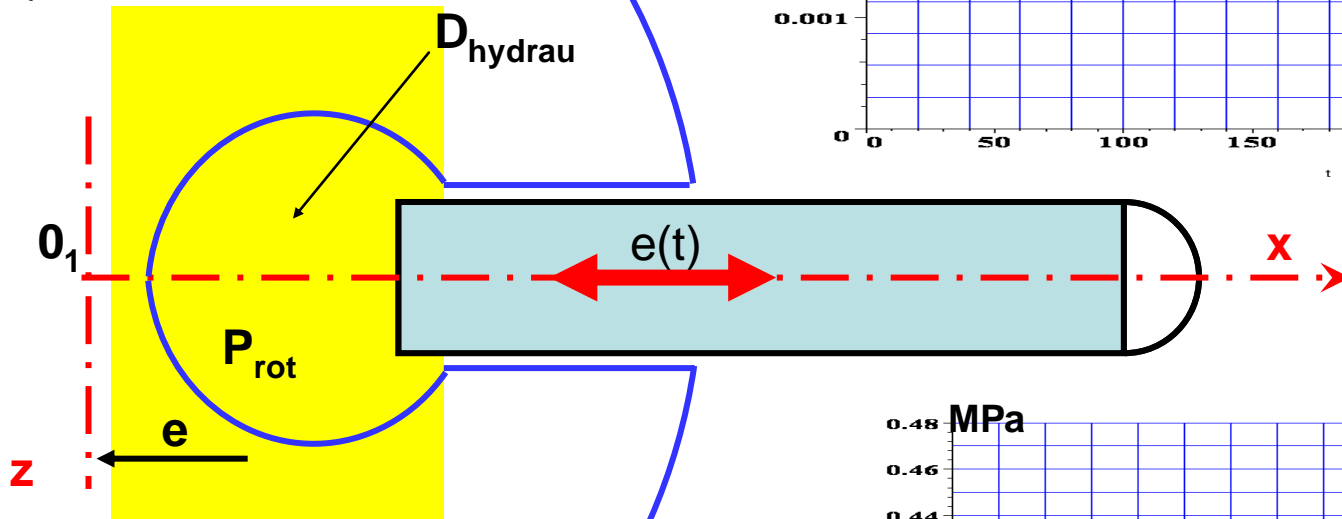


Pour le choc la pale peut être considérée comme un corps solide en contact avec un appui élastique

Pression dans le rotor

$$P_{rot} = \frac{2}{L} \int_0^{L/2} 64\mu \frac{\dot{D}_h(t)}{D_h^3} (z^2 + A) dz$$

$$D_h = 4 \frac{S_{passage}}{P_{mouillé}}$$



N = 2500 rpm
 $\mu = 0.01 \text{ Pa.s}$

Pressure at each face is supposed constant and equal to $2/3 P_{pump}$

Not negligible at high viscosity or high speed

