

Connaissances globales des scientifiques et lamineurs en huile entière

des vitesses comprises entre 0,1 et 100 m.s⁻¹. La réalisation d'un modèle se fait en trois étapes. Une première étape consiste à identifier les phénomènes physiques influents. Cette identification s'obtient après une analyse attentive, des résultats expérimentaux (obtenus par les scientifiques) et des connaissances empiriques (acquises au cours du temps grâce aux lamineurs). Une fois ce travail réalisé commence alors la deuxième étape : il faut traduire ces mécanismes en langage mathématique, et résoudre les équations ainsi établies. Une fois le modèle constitué et les équations résolues, il faut – et c'est l'objet de la troisième étape - valider les résultats du dit modèle. Pour ce faire, les résultats théoriques sont donc confrontés aux résultats expérimentaux (que nous aurons par conséquent pris grand soin de décrire).

Cette thèse a été écrite en respectant précisément cette logique tripartite. Dans ce premier chapitre (intitulé Etude Bibliographique) les grandes tendances et les spécificités de la lubrification par émulsion seront donc présentées.

Afin de mieux mettre en évidence les originalités de la lubrification par émulsion il convient d'aborder au préalable la lubrification en huile entière. Cela est d'autant plus intéressant qu'elle est bien connue et que de nombreuses similitudes existent, malgré tout, entre ces deux modes de lubrification.

Connaissances globales des scientifiques et lamineurs en huile entière

Introduisons deux grilles d'analyse des problèmes de lubrification. D'une part, le niveau de frottement, les interactions entre surfaces, leurs dégradations éventuelles, sont essentiellement fonctions de l'épaisseur de film lubrifiant interposé, plus généralement du troisième corps. D'autre part les caractéristiques et le fonctionnement d'un système lubrifié dépendent fortement aussi du comportement mécanique des solides en contact, de leur déformation. Nous allons examiner successivement ces deux aspects.

1. Trois régimes de lubrification

Le critère permettant de dire quelle est la nature du régime de lubrification est la valeur du rapport h_t/R_q , avec R_q la rugosité composite et h_t l'épaisseur de film d'huile moyen [9].

1.1. Régime hydrodynamique : $h_t > 3R_q$

1.1.1. Présentation

En régime hydrodynamique, la pression d'interface est entièrement supportée par le fluide lubrifiant (P_b) : il n'y a aucun contact métal-métal, les deux surfaces peuvent ainsi aisément glisser l'une sur l'autre (fig. n°1.1-a). En conséquence, ce régime de lubrification se caractérise par des forces de frottement relativement faibles. Cependant, il n'est que rarement utilisé en laminage : d'une part à cause du risque de surlubrification (voir § 1.1.2.) et donc de patinage ; d'autre part car dans ces conditions la déformation plastique de la bande s'effectue en surface libre : générant ainsi des défauts de surface, comme par exemple la croissance non maîtrisée de la rugosité qui entraîne une altération de la brillance du produit laminé.

Malgré la faible occurrence de ce régime dans l'industrie du laminage il fut très étudié car il permet de rendre compte du comportement de l'écoulement du lubrifiant dans les vallées en régime mixte (voir § 1.3.). La mécanique des films fluides minces (associée à la résolution de l'équation de Reynolds) permet de retrouver tous les résultats expérimentaux de ce mode de lubrification [3] : notamment la relation de proportionnalité existant entre l'épaisseur du film en un endroit donné et le produit de la viscosité par la vitesse : ($h \propto \mu.v$). Ainsi malgré sa très faible viscosité, pour de grandes vitesses (d'autant plus grandes que la viscosité est faible) l'eau peut devenir un lubrifiant. C'est précisément le phénomène d'aqua-planing : à haute vitesse, un film d'eau d'épaisseur tribologiquement significative se positionne entre le pneu et la chaussée, supprimant toute adhérence de celui-ci sur celle là.

En régime hydrodynamique, doivent se distinguer le régime hydrodynamique en film mince (fig. n°1.1-a) pour lequel les rugosités influencent l'écoulement du fluide, du régime hydrodynamique en film épais (fig. n°1.1-b).

En film mince :

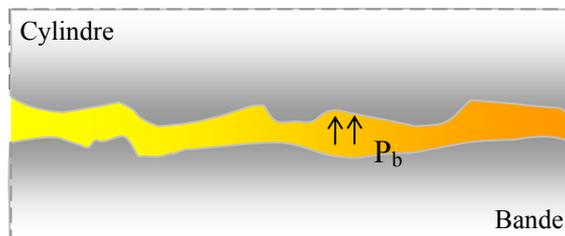


Figure n° 1.1-a : Pour le régime hydrodynamique en film mince les rugosités perturbent l'écoulement du lubrifiant.

En film épais :

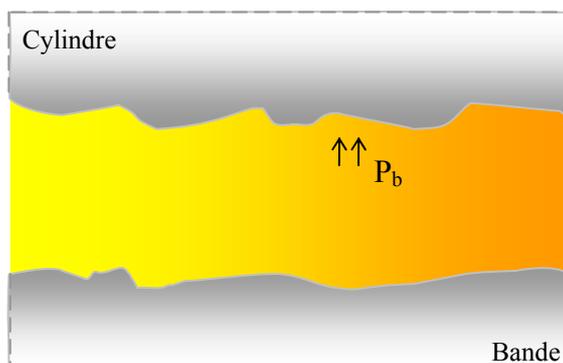


Figure n° 1.1-b : L'épais film d'huile séparant les deux surfaces antagonistes autorise un glissement aisé et quasiment sans frottement

1.1.2. Problème de patinage

La tôle n'est pas poussée dans le convergent. C'est le cylindre qui en tournant, grâce aux forces de frottement motrices, entraîne la tôle et la fait progresser. Durant cette phase la vitesse de la tôle est inférieure à la vitesse des cylindres.

Par conséquent le frottement, ou du moins ce frottement « moteur » de début d'emprise, est nécessaire au procédé de laminage.

La tôle progresse dans le convergent, l'espace se restreint, la pression augmente et la tôle commence à se déformer : d'abord de manière élastique puis de manière plastique. De ce fait, la tôle réduite en épaisseur s'allonge. Conservation de la masse oblige, la tôle amincie se voit expulsée du contact avec une vitesse supérieure à la vitesse des cylindres. Par conséquent, le frottement, de la tôle sur les cylindres, né de cette expulsion, agit comme un frein et tend à en gêner la sortie. (fig. n°1.2).

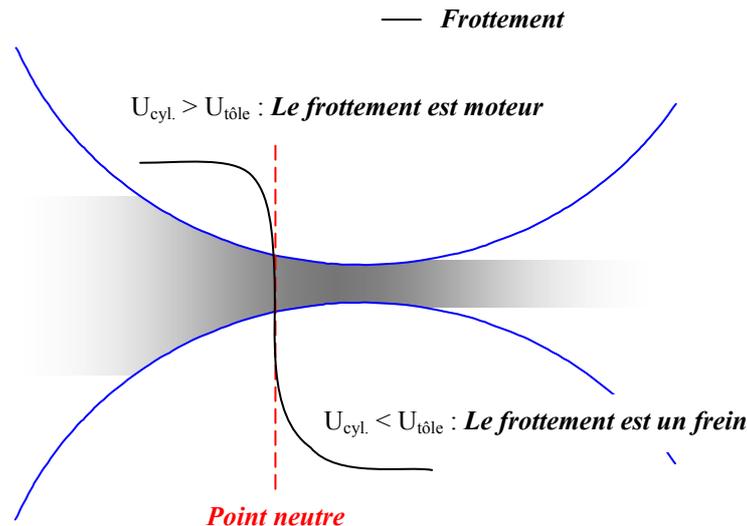


Figure n° 1.2 : la réussite d'une bonne lubrification réside dans un fragile équilibre : diminuer le frottement au maximum en évitant le patinage.

Le but de la lubrification est de diminuer ce frottement frein. Cependant le lubrifiant ne fait pas de distinction entre le frottement frein ou le frottement moteur, et c'est le frottement dans son ensemble qui est réduit. Il faut donc trouver un compromis, un fragile équilibre entre un frottement suffisamment faible pour être acceptable et suffisamment fort pour que la tôle continue d'être entraînée.

Or à partir d'une certaine vitesse, la quantité d'huile passante est tellement importante, que le système est surlubrifié. En effet, le film lubrifiant est trop épais, le cylindre patine et n'entraîne plus la tôle.

NB : Le point neutre correspond à l'endroit où la vitesse de la tôle égale la vitesse des cylindres.

1.1.3. Equation de Reynolds [13]

Reynolds part des équations de Stokes (1.1) et fait les approximations de la lubrification hydrodynamique : film mince, fluide Newtonien, écoulement isotherme, laminaire, adhérent aux parois...

$$(1.1) \quad \begin{cases} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \\ \frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) \\ \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \end{cases}$$

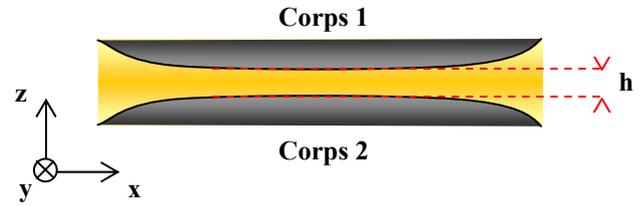


Figure n°1.3 : Géométrie du contact lubrifié. x étant la direction de laminage.

1^{ère} simplification :

v_z et ses dérivées sont négligeables devant v_x et v_y . Cela revient à dire que la norme du gradient de l'épaisseur du film ($\|\overrightarrow{\text{grad}h}\|$) est petite. En conséquence :

$$(1.2) \quad \frac{\partial P}{\partial z} \approx 0. \text{ Autrement dit, la pression est indépendante de } z.$$

2^{ème} simplification :

L'approximation suivante est une conséquence de la géométrie. Les longueurs caractéristiques de x et de y sont de l'ordre du mm alors que Δz est de l'ordre du μm . Ainsi on a : $\|\overrightarrow{\text{grad}h}\| < 1$

$$(1.3) \quad \text{Ce qui implique : } \begin{cases} \frac{\partial v_x}{\partial x} \ll \frac{\partial v_x}{\partial z} & \text{et} & \frac{\partial v_x}{\partial y} \ll \frac{\partial v_x}{\partial z} \\ \frac{\partial v_y}{\partial x} \ll \frac{\partial v_y}{\partial z} & \text{et} & \frac{\partial v_y}{\partial y} \ll \frac{\partial v_y}{\partial z} \end{cases}$$

3^{ème} simplification :

$$(1.4) \quad \frac{\partial \mu}{\partial z} = 0. \text{ Ceci est vrai lorsque la température varie peu selon } z.$$

Suite à toutes ces simplifications, Reynolds obtient les équations suivantes :

$$(1.5) \quad \begin{cases} \frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \\ \frac{\partial P}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \\ \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \end{cases}$$

Après utilisation de l'équation de continuité, il arrive à l'équation suivante, dite équation de Reynolds :

$$(1.6) \quad \frac{\partial \rho h}{\partial t} = \text{div} \left(\rho \frac{h^3}{12\mu} \text{grad} P - \rho h \frac{V_c + V_t}{2} \right)$$

Les opérateurs gradient et divergence se conçoivent donc en deux dimensions, dans le plan moyen du film.

$$(1.7) \quad \text{Avec : } \begin{cases} \rho(P, T) : \text{masse volumique} \\ \mu(P, T) : \text{viscosité dynamique du fluide} \\ h(x) : \text{épaisseur du film} \\ V_{x,c} : \text{vitesse du cylindre dans la direction du laminage} \\ V_{x,t}(x) : \text{vitesse de la tôle dans la direction du laminage} \\ V_{y,c} : \text{vitesse du cylindre dans la direction transverse} \\ V_{y,t}(x) : \text{vitesse de la tôle dans la direction transverse} \end{cases}$$

$$(1.8) \quad \text{Soit : } \frac{\partial \rho h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} - \rho h \frac{V_{x,c} + V_{x,t}}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial y} - \rho h \frac{V_{y,c} + V_{y,t}}{2} \right)$$

Remarque sur la piezo et thermo dépendance de la viscosité :

La viscosité d'un liquide est fonction de la pression et de la température [4,15].

Pour l'eau : A pression constante, la viscosité est peu sensible à une variation de température.

En revanche, à température fixée une variation de pression n'affecte en réalité que très légèrement la viscosité de l'eau. Ceci est d'autant plus vrai que la température fixée est élevée.

Si l'eau n'est pas un liquide au caractère piézo-visqueux très marqué, il en va autrement des huiles. (fig. n°1.4)

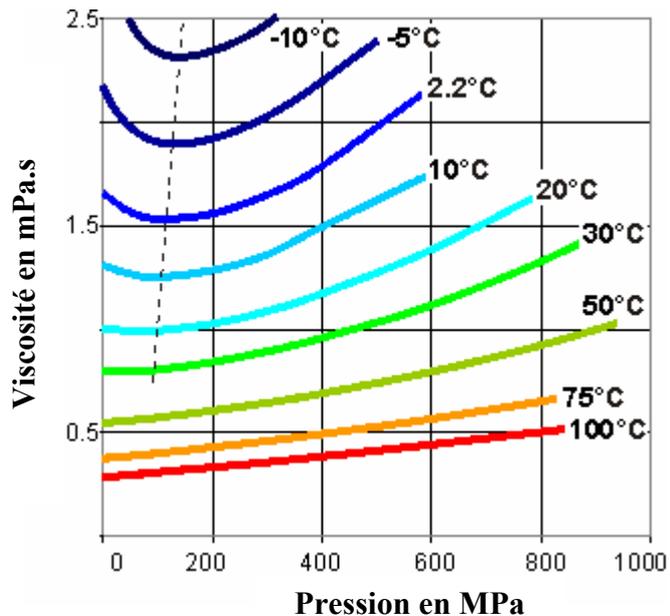


Figure n°1.4 : Evolution de la viscosité de l'eau en fonction de la température et de la pression. [4]

Pour l'huile : la viscosité dépend de la température et de la pression [16]. (fig. n°1.5)

(1.9) Selon la loi de Barus, la pression croît de manière exponentielle avec la pression : $\mu = \mu_0 \exp(\Gamma P)$; où μ_0 est la viscosité à pression atmosphérique prise nulle et Γ une constante caractéristique de l'huile, appelée coefficient de piézo-viscosité, dont la valeur est généralement comprise entre 10^{-8} Pa^{-1} et $3 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$.

Le domaine de validité de la loi de Barus ne s'étend pas aux pressions les plus élevées: si l'on choisit pour Γ la valeur initiale de la pente (fig. n°1.5), les valeurs calculées par cette formule vers 500 MPa sont supérieures aux valeurs réelles, d'un facteur pouvant atteindre 5.

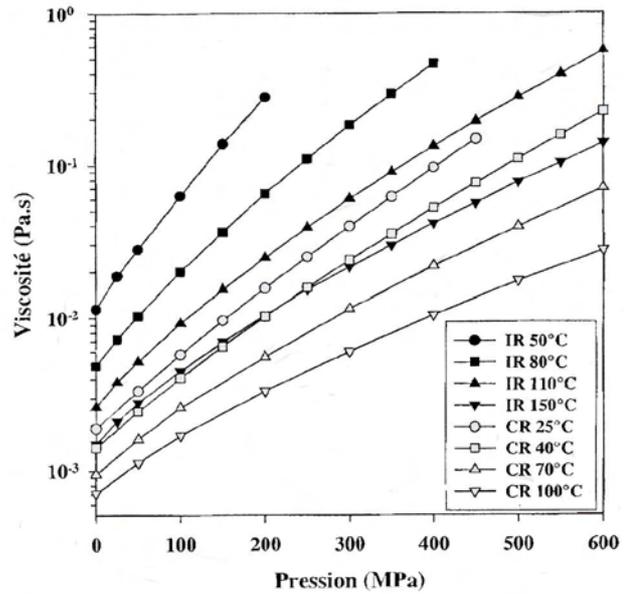


Figure n°1.5 : La viscosité des huiles est piezo et thermo dépendante. Les huiles notées CR et IR sont des huiles minérales de type paraffine [16]

Simplifications de l'équation (1.8) :

En régime isotherme, les huiles sont faiblement compressibles. A titre d'exemple, les ordres de grandeur suivants peuvent être donnés [17] : perte de volume (pour une température comprise entre 50 et 70 °C) de 10 % à $2,5 \cdot 10^8 \text{ Pa}$, 14 % à $5 \cdot 10^8 \text{ Pa}$ et 18 % à 10^9 Pa . La masse volumique peut légitimement [15] être considérée comme constante et l'équation (1.8) devient :

$$(1.10) \quad \frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{V_{x,c} + V_{x,t}}{2} h \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial y} - \frac{V_{y,c} + V_{y,t}}{2} h \right)$$

En régime stationnaire, (1.10) donne :

$$(1.11) \quad 0 = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{V_{x,c} + V_{x,t}}{2} h \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial y} - \frac{V_{y,c} + V_{y,t}}{2} h \right)$$

Dans le cas de la déformation plane, (1.11) devient monodimensionnelle :

$$(1.12) \quad \frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} \right) = \frac{d}{dx} (Uh) \text{ avec } U = \frac{V_{x,c} + V_{x,t}}{2}$$

Dans le cas général, la vitesse $V_{x,t}(x)$ est fonction de x. Ce sera le cas dans une emprise de laminoir, où la tôle s'allonge par déformation plastique. Dans les cas où la déformation n'est

pas trop importante (E.H.D. ou zone d'entrée en laminage) cette vitesse pourra être considérée comme indépendante de x . Dans le développement suivant nous nous plaçons précisément dans cette situation.

Formes de l'équation ...

L'équation de Reynolds simplifiée peut se présenter sous deux formes : soit à l'ordre deux, soit à l'ordre un :

$$(1.13) \quad \text{Ordre 2 : } \frac{d^2P}{dx^2} + \frac{3}{h} \frac{dh}{dx} \frac{dP}{dx} - \frac{12\mu U}{h^3} \frac{dh}{dx} = 0$$

Lors de la résolution, les conditions aux limites porteront donc sur la pression.

$$(1.14) \quad \text{Ordre 1 : } Q = Uh - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} \quad \text{où } Q \text{ est le débit. Sous cette forme apparaissent deux termes aux}$$

(1.15) influences contraires : Le terme de Couette (Uh) traduisant le fait que le liquide est entraîné

(1.16) par les surfaces en mouvement ; Le terme de Poiseuille $\left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} \right)$ rend compte des

difficultés qu'a le liquide à progresser dans le convergent, contre le gradient de pression. Ce liquide, considéré comme incompressible, entraîné par les parois, voit la pression croître en son sein, au fur et à mesure que l'espace se restreint. C'est cette pression qui fait qu'une partie du liquide entraîné sera rejetée vers l'amont.

Résolution de l'équation de Reynolds ...

En résolvant l'équation de Reynolds, Wilson et Walowit [3] ont retrouvé de manière théorique le fait expérimental selon lequel il existe une relation de proportionnalité entre vitesse et épaisseur. (voir chapitre n° 2 § I. 2.4.).

1.2. Régime limite : $h_t < R_q$

1.2.1. Présentation

Contrairement à la situation précédente, le cylindre et la tôle ne sont pas ici séparés par un film d'huile leur permettant de glisser aisément l'un sur l'autre. Les contacts entre aspérités sont nombreux et la majorité de la pression est supportée et transmise par ces aspérités (P_a) : aspérités qui, au contact les unes des autres se déforment et donnent naissance à des plateaux (voir figures n°1.6). Le lubrifiant, présent en quantité infime, piégé dans des poches fermées n'oppose alors qu'une pression de nature hydrostatique : sans effet véritable sur le frottement. Dans ce cas, la contrainte de cisaillement sur les plateaux sera fonction de phénomènes physico-chimiques complexes tels la création de surfaces fraîches ou la réactivité des additifs du lubrifiant... Le frottement, ainsi que l'usure des outils y sont par conséquent particulièrement élevés. Les risques de collage et de grippage sont nombreux.

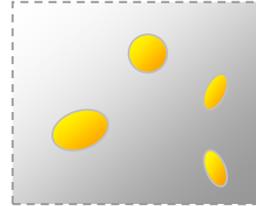
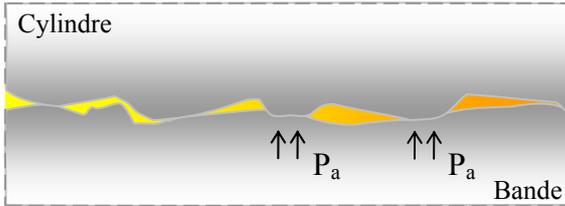


Figure n°1.6 - a : Vue latérale

- b : Vue de dessus

Les aspérités des deux surfaces sont en contact et forment des plateaux. Ce sont ces plateaux qui à eux seuls supportent la pression. Le lubrifiant est quant à lui piégé dans les vallées.

1.2.2. Influence de la chimie :

Jahanmir [18] (fig. n°1.7) met en évidence l'influence sur le frottement des couches d'additif adsorbées. Pour ce faire il procède à des essais de frottement sur tribomètre pour différentes concentrations d'additif : les surfaces de cuivre sont en contact élastique faiblement chargé et l'opération est réalisée de manière à rester isotherme (20°C – glissement de 0.5 mm/s). Sans additif, le frottement est élevé. Si on augmente la concentration en additif, de plus en plus de molécules s'adsorbent et s'interposent entre les surfaces antagonistes et facilitent le glissement. Dans ces conditions "douces", il suffit d'une monocouche.

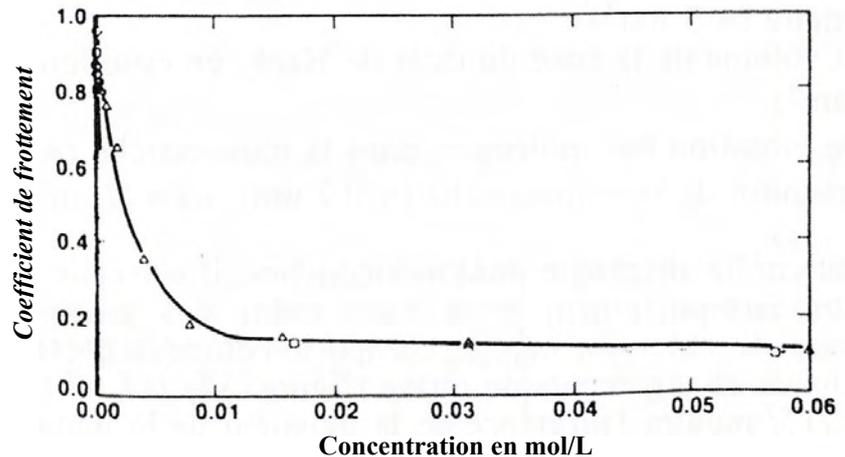


Figure n°1.7 : Le frottement diminue avec l'augmentation de la concentration en additif (acide oléique). [18]

D'une manière générale, le frottement sera d'autant plus faible que les additifs seront capables de s'adsorber efficacement aux parois, de former une couche dense et homogène [19].

1.3. Régime mixte : $h_t < 3R_q$

Le régime mixte constitue une situation intermédiaire entre les deux régimes précédemment décrits. Dans le sens où il y a tout un continuum entre le régime limite et le régime hydrodynamique, le régime mixte est par nature protéiforme. La pression y est supportée à la fois par les plateaux (P_a) et par le lubrifiant évoluant dans les vallées (P_b) (fig. n°1.8). La composante hydrodynamique étant limitée, les risques de surlubrification sont écartés. Le nombre de plateaux étant restreint le frottement et l'usure des outils finissent par devenir acceptables.

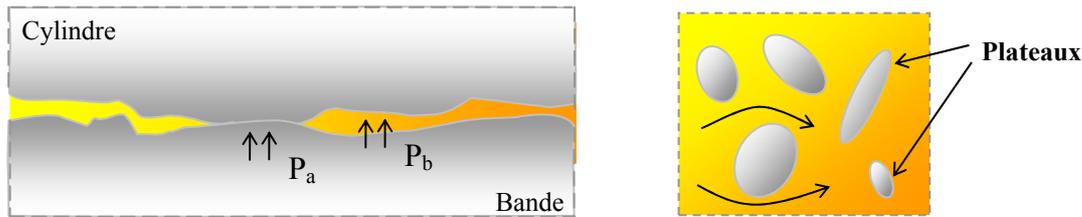


Figure n°1.8 - a : Vue latérale

- b : Vue de dessus

En régime mixte la pression est conjointement supportée par les plateaux et le lubrifiant circulant dans les vallées.

- (1.17) Le frottement total peut s'écrire comme la somme du frottement sur les plateaux - $A\tau_a$ - et du
- (1.18) frottement fluide du liquide dans les vallées - $(1-A)\tau_b$. Par conséquent l'expression du
- (1.19) frottement, fonction du taux de plateaux A est : $\tau = A\tau_a + (1-A)\tau_b$.

Naturellement le frottement global observé dans le cadre de ce régime est essentiellement dû au frottement qui existe au niveau des plateaux. [9]

2. Elasto-Hydrodynamique (EHD) et Plasto-Hydrodynamique (PHD)

On parle de lubrification élasto-hydrodynamique lorsque les déplacements élastiques des surfaces solides en contact, dans le sens normal au contact, deviennent de l'ordre de grandeur de l'épaisseur de film, voire bien supérieure. Dès lors, le couplage des équations de mécanique des fluides (Reynolds) et des solides (mécanique du contact élastique, théorie de Hertz) devient fort, et la solution va devenir de plus en plus dépendante de la déformation des solides. Des transformations radicales interviennent alors dans le comportement du film, par exemple la dépendance de son épaisseur par rapport aux conditions de contact (vitesses, charge appliquée...).

Par analogie, lorsqu'un des corps solides en contact atteint le régime de déformation plastique, on a forgé le terme de Plasto-Hydrodynamique. C'est évidemment le cas dans les procédés de mise en forme par déformation plastique (forgeage, laminage, emboutissage...). Des modèles simples ont été initialement dérivés de la théorie Elasto-Hydrodynamique, essentiellement en introduisant des conditions aux limites adéquates au début de la zone plastique, comme dans le modèle de lubrification du laminage de Wilson et Walowit [3].

On notera que les notions de régime de lubrification au sens précédent s'appliquent aussi à l'EHD et à la PHD, car les surfaces y sont aussi rugueuses et les films de lubrifiant liquide peuvent devenir suffisamment fins pour que des contacts locaux apparaissent (régime mixte), voire que seuls subsistent, dans tout ou partie du contact, des films d'aditifs adsorbés (régime limite).

2.1. EHD

La détermination des caractéristiques du système est obtenue par la résolution simultanée de l'équation de Reynolds dans le film et des équations de l'élasticité dans les matériaux formant le contact, tout en tenant compte du comportement rhéologique du lubrifiant.

Ainsi, la déformation élastique dans un contact élastohydrodynamique est toujours grande devant l'épaisseur des films lubrifiants. Ces films séparant les surfaces ont typiquement une épaisseur de l'ordre du micromètre et une largeur de quelques centaines de micromètres d'un point à l'autre du contact, soumis à des fortes pressions. Ces hautes pressions engendrent des déformations élastiques importantes, influençant très fortement la géométrie du film. Ce phénomène s'accompagne d'une transformation de la rhéologie du lubrifiant, qui voit sa viscosité augmenter de plusieurs ordres de grandeurs. La génération d'un film EHD est donc la combinaison de trois principaux effets : la formation d'un film hydrodynamique, la modification de la géométrie par déformation élastique et l'accroissement de la viscosité du lubrifiant avec la pression (effet de piézo-viscosité).

Dowson et Higginson [20] ont fourni une des premières solutions numériques complètes en EHD, pour le contact linéique (cylindre - plan). La **figure 1.9** montre l'évolution, pour des charges croissantes du cas a au cas d, de l'épaisseur (ou de la forme du cylindre, si l'on suppose le plan rigide) et de la pression. Le cylindre se déforme de plus en plus, conduisant à la formation d'un "méplat" qui envahit progressivement toute la longueur du contact au fur et à mesure que l'épaisseur de film diminue. On note cependant une constriction du film vers la sortie du contact ("nip"). Parallèlement, le profil de pression devient de plus en plus proche de la distribution elliptique de Hertz, telle qu'on l'obtiendrait en contact sec; elle présente une cassure à l'emplacement de la constriction, qui deviendra un pic dans les analyses plus précises ultérieures.

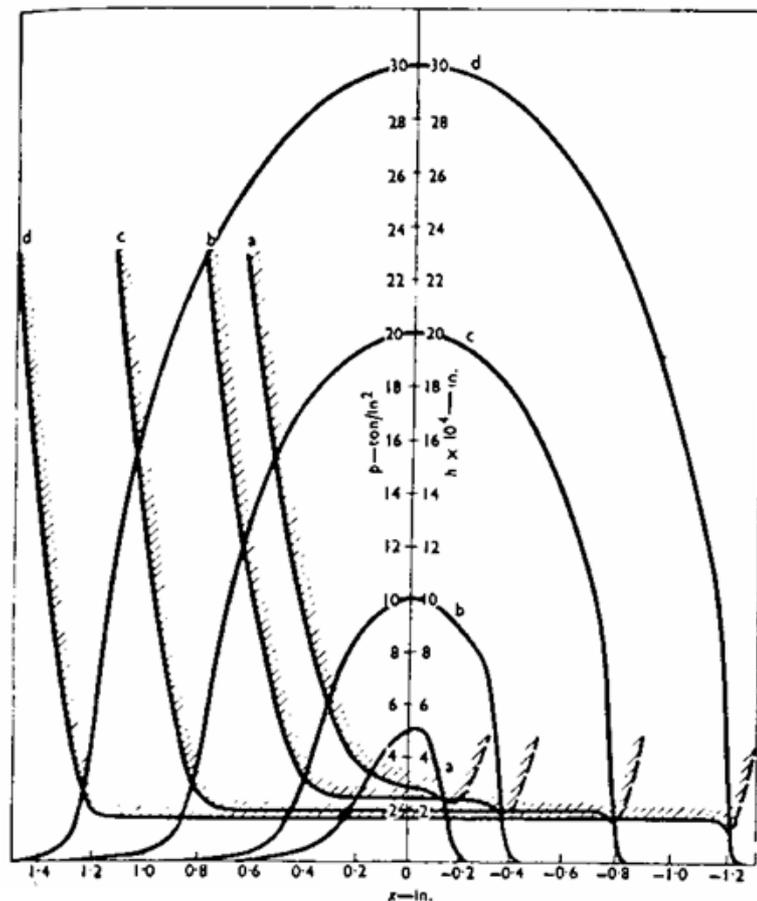


Figure 1.9 : profils de pression et d'épaisseur de film en contact linéique plan / cylindre [20]. La charge est croissante de a à d.

Une régression des résultats numériques permet à Dowson et Higginson de décrire plus commodément l'épaisseur du film lubrifiant; nous citons ici l'épaisseur minimale (à la constriction) :

$$(1.20) \quad h_{\min} = 1.6\Gamma^{0.6} (\mu_0 U_e)^{0.7} E'^{0.03} R^{0.43} F^{-0.13}$$

On voit que la déformation élastique, jointe à l'augmentation de la viscosité sous l'effet de la pression (coefficient Γ de la loi de Barus $\mu = \mu_0 \exp(\Gamma p)$), conduit, par rapport au cas hydrodynamique pur (sans élasticité), à diminuer fortement l'influence de la charge appliquée F ; le module d'élasticité (module équivalent des deux solides, E') a aussi un poids très faible dans la solution, du fait de la piézoviscosité. On voit par contre tout l'impact de cette dernière, qui porte un des exposants les plus forts.

Plus tard, Hamrock et Dowson [21] ont aussi analysé numériquement, par la méthode des différences finies, le cas ponctuel (sphère / plan). Nous donnons ci-dessous leurs formules de l'épaisseur de film dans la zone centrale (h_c) et l'épaisseur de film minimale dans le contact (h_{\min}). La validité et la précision de ces formules font qu'elles sont largement utilisées dans la littérature pour prédire les épaisseurs de films lubrifiants. On y retrouve les mêmes caractéristiques générales que dans le cas linéique.

$$(1.21) \quad \frac{h_c}{R_x} = 2,69 \left(\frac{U_e \mu_0}{E' R_x} \right)^{0,67} (\Gamma E')^{0,53} \left(\frac{W}{E' R_x} \right)^{-0,067} [1 - 0,61 \exp(-0,73k)]$$

$$(1.22) \quad \frac{h_{\min}}{R_x} = 3,63 \left(\frac{U_e \mu_0}{E' R_x} \right)^{0,68} (\Gamma E')^{0,49} \left(\frac{W}{E' R_x} \right)^{-0,073} [1 - \exp(-0,68k)]$$

$$(1.23) \quad \text{Avec } k \text{ le paramètre d'ellipticité : } k = 1,0339 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,636}$$

$$(1.24) \quad \text{Le paramètre adimensionnel de vitesse : } U = \frac{U_e \mu_0}{E' R_x}$$

$$(1.25) \quad \text{Le paramètre adimensionnel matériaux : } G = \Gamma E'$$

$$(1.26) \quad \text{Le paramètre adimensionnel de charge : } W = \frac{W}{E' R_x}$$

$$(1.27) \quad \text{D'où : } H_c = 2,69 U^{0,67} G^{0,53} W^{-0,067} [1 - 0,61 \exp(-0,73k)]$$

$$(1.28) \quad H_{\min} = 3,63 U^{0,68} G^{0,49} W^{-0,073} [1 - \exp(-0,68k)]$$

2.2. PHD

En PHD, au moins l'une des deux surfaces constitutives du contact est en déformation plastique. En laminage, si le cylindre est en déformation élastique seule, la bande est pour sa part déformée plastiquement. L'analyse "historique" de Wilson et Walowit analyse séparément la zone dite d'entrée, où la bande est supposée rigide ou élastique (inlet zone), et

la zone plastique (work zone). En effet, l'analyse mécanique du procédé de laminage permet de montrer que les conditions aux limites suivantes doivent être acceptable à la limite entre ces deux zones, donnée par son abscisse x_{cp} ("col de pression") *qui est une inconnue du problème*:

$$(1.29) \quad p(x_{cp}) = \sigma_0 \quad ET \quad \frac{dp}{dx}(x_{cp}) = 0$$

Ces deux conditions, jointes à $p = 0$ "loin" en amont de x_{cp} , constituent un problème bien posé que l'on peut résoudre séparément de celui de l'emprise et de la zone de sortie (cavitation). L'intérêt est que dans cette zone d'entrée, où Wilson et Walowit négligent l'élasticité (nous y reviendrons), la géométrie est parfaitement connue. L'intégration devient triviale et permet de tirer l'épaisseur au "col de pression" :

$$(1.30) \quad h_{cp} = 3\mu_0 U \frac{\Gamma}{1 - e^{-\Gamma\sigma_0}} \sqrt{\frac{2R}{\alpha e_c}}$$

(α est la longueur du contact plastique, R le rayon du cylindre, e_c l'épaisseur de la bande à laminier, U la vitesse d'entraînement). On notera que comme en EHD, la piézoviscosité fait pratiquement disparaître l'influence des propriétés mécaniques des solides. Par contre, le terme $\mu.U$ intervient avec une puissance 1, et non plus de l'ordre de $2/3$.

Au-delà, c'est-à-dire dans la zone de travail, comme dans la zone centrale en EHD, la faiblesse du terme de Poiseuille transforme l'équation de Reynolds en une simple équation de transport :

$$(1.31) \quad \frac{d[V_x(x).h(x)]}{dx} = 0$$

3. Evolution du frottement en fonction de la vitesse :

3.1. Courbe de Stribeck

Afin de montrer l'influence de l'hydrodynamisme sur le frottement, Stribeck [22] a fait tourner un arbre en acier (diamètre de 2 mm) au-dessus d'un palier en laiton (diamètre de 2,1 mm). Le lubrifiant utilisé était une huile de silicone de viscosité : $\mu=0,3$ Pa.s. Voir schéma du dispositif **figure n° 1.10**.

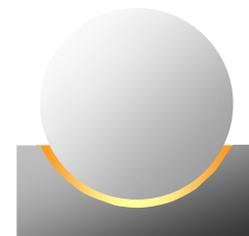


Figure n°1.10 : dispositif utilisé par Stribeck [22]

A faible vitesse, le frottement est élevé, et les contacts métal/métal nombreux : typiquement caractéristique du régime limite (**fig. n°1.11**). Lorsque la vitesse augmente, une quantité supérieure de lubrifiant est entraînée dans le convergent par les parois : les deux surfaces se séparent de plus en plus ($h \propto \mu v$) et les contacts diminuent. Le système tend ainsi à chaque incrément de vitesse vers le régime hydrodynamique et le coefficient de frottement ne cesse de baisser.

Au-delà de 60 tours/mn, le régime hydrodynamique est atteint : il n'y a plus de contact solide-solide. En conséquence, pour toute condition inchangée par ailleurs, l'augmentation de la vitesse ne provoque aucune variation du frottement.

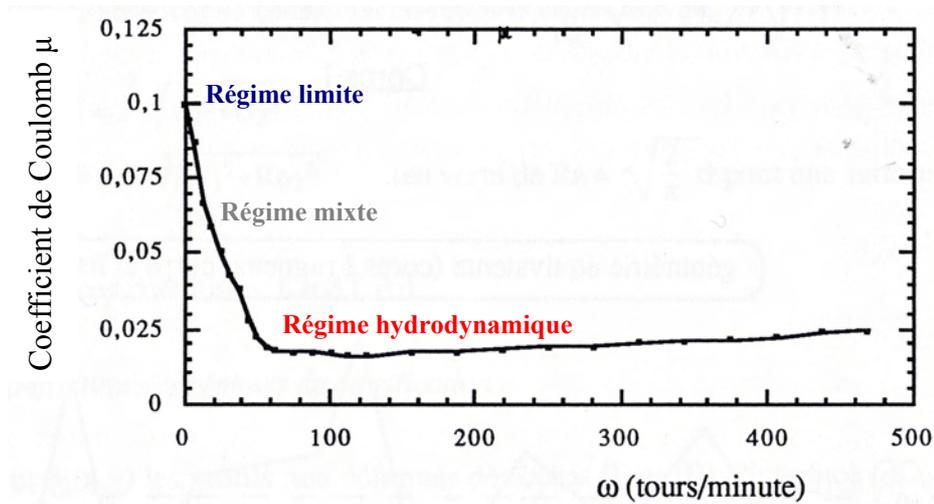


Figure n°1.11 : Plus la vitesse augmente et plus le lubrifiant pénètre abondamment dans l'emprise : séparant ainsi les surfaces d'un film d'autant plus épais : en conséquence, le frottement baisse. Il se stabilise une fois atteint le régime hydrodynamique [22]

La croissance du frottement avec l'augmentation de la vitesse, observée figure n°1.11 à partir de 100 tours/mn, a en fait deux origines possibles [23] :

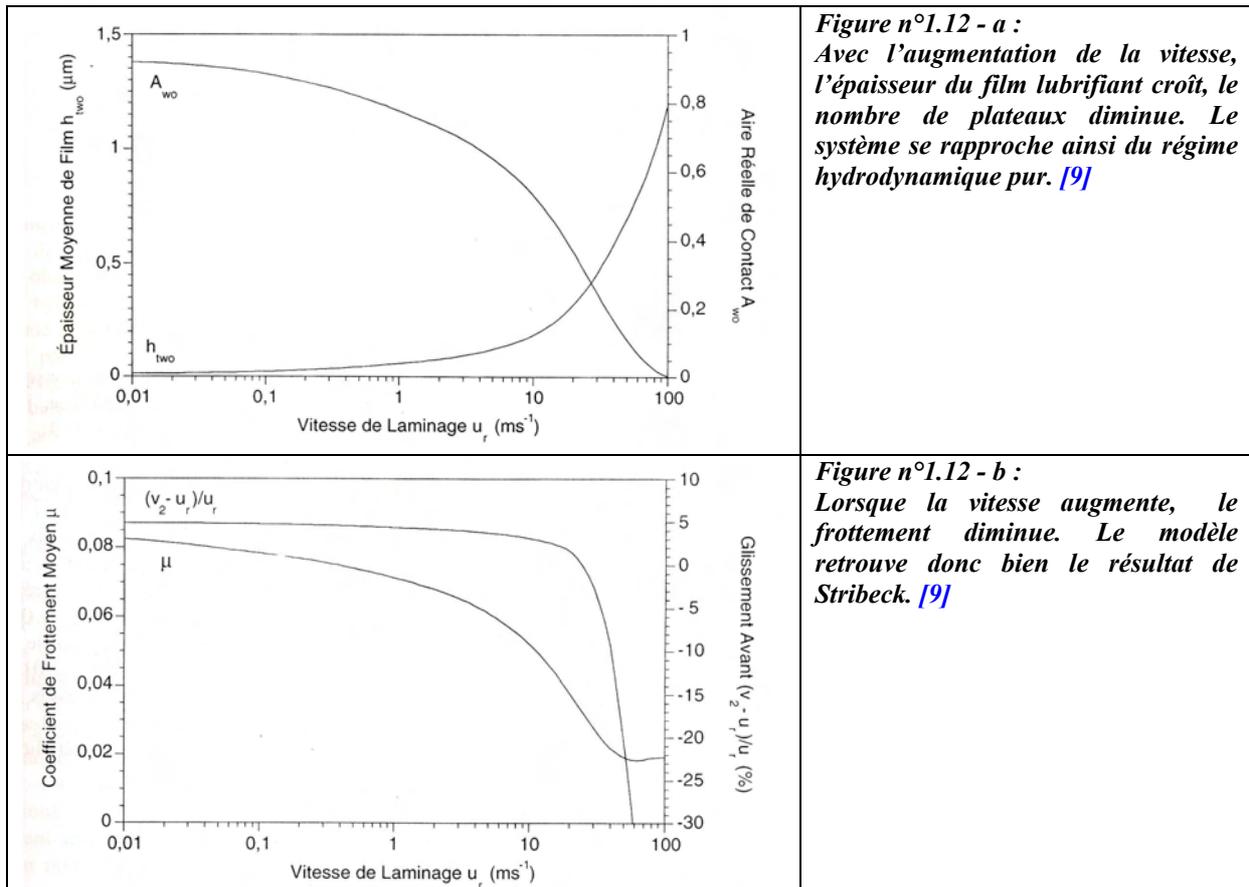
- soit une augmentation du taux de cisaillement à la paroi (donc de la scission)
- soit un auto-échauffement du lubrifiant qui décroît sa viscosité et diminuer l'épaisseur du film.

3.2. Modèle de Nicolas Marsault [9]

La courbe de Stribeck est une des pierres de touche de la modélisation en lubrification. Un modèle complet se doit de retrouver l'évolution du frottement avec la vitesse et de décrire les trois régimes. Cela revêt une grande importance en laminage, où le domaine des basses vitesses correspond aux phases transitoires (accélération et décélération, en début de bande ou au passage d'une soudure).

Les modèles PHD ont donc été étendus au cas du régime mixte (PHD-mixte), d'abord par Sheu et Wilson [24] dans le cas d'une bande rigide-plastique, puis par Marsault [9] dans le cas élastoplastique. Un modèle de frottement basé sur des variables externes comme la pression d'interface, mais aussi sur des variables internes comme l'épaisseur locale du film lubrifiant ou encore l'aire réelle de contact, a été introduit dans un modèle de laminage 2D par la modélisation de l'interface bande-cylindre en régime mixte. Dans les vallées, c'est l'équation de Reynolds moyenne avec les facteurs d'écoulements, afin de tenir compte de l'effet des rugosités sur l'écoulement du lubrifiant, qui relie la pression du lubrifiant et l'épaisseur du film dans l'emprise. Sur les plateaux, un modèle d'écrasement d'aspérités qui tient compte de la plasticité du substrat, permet le calcul de l'aire réelle de contact et de la pression au niveau des aspérités. Le modèle distingue deux types de régimes mixtes. Aux basses vitesses, le régime est dit mixte à tendance limite et c'est l'équation d'écrasement d'aspérités qui contrôle

le frottement. Aux vitesses élevées, le régime est mixte à tendance hydrodynamique et c'est l'équation de Reynolds qui contrôle le frottement. [9]



Le modèle de Nicolas Marsault est en mesure de retrouver le résultat présenté en 3.1. comme le montrent les figures suivantes. La figure n°1.12-a donne l'évolution de l'épaisseur et du taux de plateaux avec la vitesse. Lorsque la vitesse est faible, le caractère hydrodynamique est peu prononcé, le taux de plateaux très élevé. Avec l'augmentation de la vitesse, l'épaisseur du film d'huile augmente, les aspérités sont moins écrasées et le taux de plateaux diminue.

En pratique, le frottement métal-métal au niveau des plateaux constitue de loin la composante dominante du frottement total. Par conséquent (1.19) se simplifie en : $\tau \approx A\tau_a$. Connaissant la valeur du taux de plateau il est donc possible d'évaluer la valeur du frottement.

Comme le taux de plateaux diminue avec l'augmentation de la vitesse (fig. n°1.12-a), il est donc normal d'assister à une baisse du frottement (fig. n°1.12 - b).

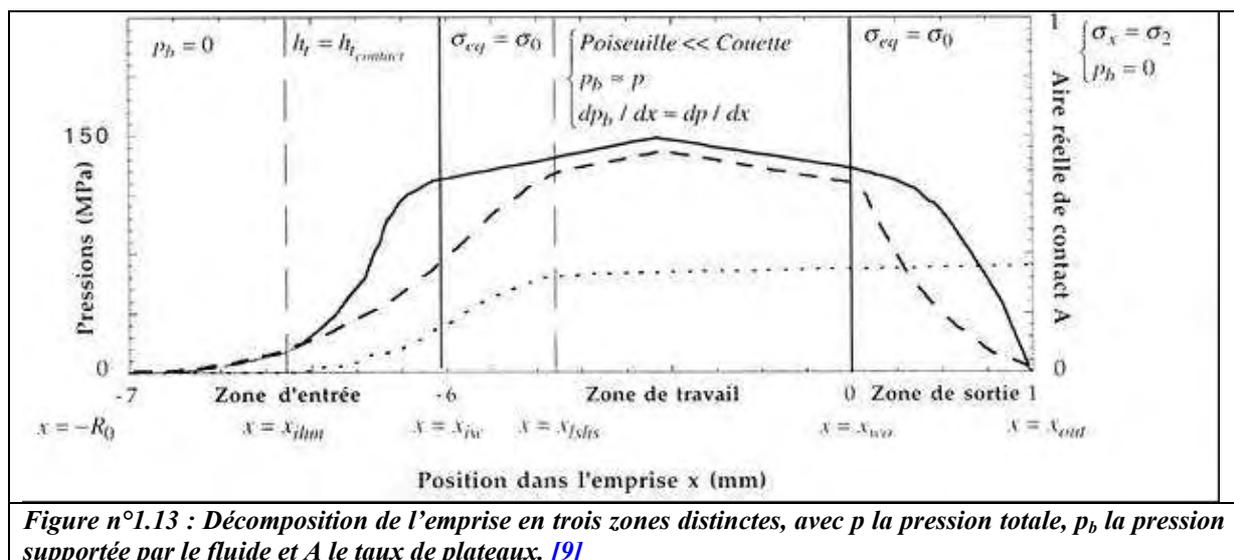
La nature du régime évolue le long de l'emprise. C'est pour cela que dans le modèle de Nicolas Marsault, l'emprise est décomposée en différentes zones : voir figure n°1.13.

La zone d'entrée : dans un premier temps, le cylindre et la tôle sont grandement éloignés l'un de l'autre. Il n'y a aucun contact métal-métal et le régime est donc hydrodynamique. Puis les aspérités de la tôle et du cylindre entrent en contact : c'est à ce moment-là que commence le régime mixte. La pression qui juste avant ce point n'était supportée que par le fluide, sera ainsi partagée entre le fluide et les aspérités. De ce fait, la pression du fluide (P_b) n'est plus égale à la pression totale (P). Les aspérités, sous l'effet de la pression sans cesse croissante, sont écrasées et donnent naissance à des plateaux. Par conséquent le taux de plateaux (A) augmente, et le régime mixte se rapproche de plus en plus du régime limite. Le taux de plateaux étant défini par Sheu et Wilson [24] comme le rapport entre la surface des plateaux

et la surface totale (si la **figure 1.8-b** est prise en exemple, le taux de plateaux correspond donc au rapport entre la somme des surfaces grisées et la surface du rectangle).

La zone de travail : La valeur de la pression totale finit par être égale à la contrainte d'écoulement de la tôle ; et la tôle commence alors à se déformer. L'écrasement des aspérités se poursuit jusqu'à établissement d'une zone de stabilisation progressive.

La zone de sortie : Elle commence lorsque la pression totale repasse en dessous de la contrainte d'écoulement de la tôle. La distance entre la tôle et le cylindre devient de plus en plus grande et ce qui se passe dans cette zone ressemble ainsi par certains aspects à ce qui a lieu dans la zone d'entrée.



4. Conclusion

Dans l'industrie, de manière générale, les lamineurs sont confrontés au régime mixte : ceci leur permet d'éviter les problèmes inhérents aux régimes limites et hydrodynamiques (surlubrification, défauts de brillance, risques de grippage et de collage) tout en conservant l'essentiel de leurs qualités (frottement faible et prolongation de la durée de vie des outils).

Le lubrifiant utilisé dans ces conditions doit donc présenter deux qualités fondamentales. D'une part il doit pouvoir générer un effet hydrodynamique d'importance pour les vitesses considérées afin d'assurer une certaine séparation des surfaces antagonistes. D'autre part sa formulation, donc sa chimie doit être vectrice d'un frottement minimal au niveau des plateaux.

Lorsque la tôle est déformée, elle libère de l'énergie et la température de l'huile augmente. Cet échauffement de l'huile, qui est dû à sa faible capacité calorifique, fait chuter sa viscosité donc croître le frottement (via l'augmentation du taux de plateaux). Voyons maintenant quelle solution, une émulsion (dont les capacités de refroidissement sont clairement établies) peut apporter à ce problème.

