

Table des matières

Avant-propos.....	ii
Remerciements.....	iii
Résumé.....	iv
Mots Clés.....	v
Table des matières.....	vi
Liste des figures	xii
Liste des tableaux.....	xviii
Liste des abréviations.....	xx
Chapitre 1 - Introduction.....	1
1.1 Procédé de fabrication du papier.....	1
1.2 Opération de raffinage	2
1.3 Concepts de base du raffinage	3
1.4 Les différents paramètres de raffinage.....	3
1.5 Insuffisance de développement physique dans le procédé de raffinage	4
1.6 Description des équipements de raffinage	5
1.7 Description des garnitures de raffineur à disques	6
1.8 Caractéristiques et propriétés de l'écoulement de la pâte	6
1.9 Fonctionnement à vide et en charge.....	7
1.9.1 Fonctionnement à vide.....	8
1.9.2 Fonctionnement en charge	8
1.10 Mode de raffinage de la pâte.....	9
1.10.1 Raffinage individuel des fibres	9
1.10.2 Raffinage sous forme de floccs.....	9
1.11 Les forces dans le raffineur.....	10
1.11.1 Détermination du coefficient de friction tangentielle, f	12
1.12 Autres expressions des forces normales et de cisaillement.....	12
1.12.1 La force de cisaillement.....	12
1.12.2 La force normale	13
1.13 Mesures expérimentales des forces normale et tangentielle	14
1.13.1 Effet des déformations du bâti du raffineur sur l'entrefer	17
1.14 Introduction du concept d'intensité.....	17

1.14.1	Définition du concept d'intensité de raffinage.....	18
1.14.2	Charge spécifique de surface	19
1.15	Temps de résidence ou de séjour des fibres dans le raffineur.....	20
1.16	Intensités de raffinage	26
1.16.1	Quantification de la distribution massique des fibres et du temps de séjour dans le raffineur : Méthode basée sur les courbes en laboratoire	28
1.16.2	Expression théorique de la masse locale des fibres	28
1.17	Méthode de calcul théorique de la masse.....	29
1.18	Modélisation de la cinétique de la coupe des fibres.....	29
1.18.1	Expression de la fraction massique f	30
1.18.2	Variation de la masse linéique μ	30
1.18.3	Modélisation empirique proposée.....	31
1.19	Effet du sulfite sur l'énergie spécifique du raffineur et sur les propriétés de la fibre.	31
Chapitre 2 - Les techniques susceptibles de modéliser les phénomènes vibratoires dans le procédé de raffinage		
2.1.1	Outils méthodologiques et de prédiction	33
2.2	Analyse statistique énergétique SEA	34
2.2.1	Principe de l'analyse statistique énergétique	34
2.2.2	Système à plusieurs modes couplés	35
2.3	Étude du système réel	37
2.3.1	Caractérisation des sous-systèmes	38
2.3.2	Calcul de la matrice des facteurs de pertes	38
2.3.2.1	Facteur de perte par dissipation η_i	39
2.3.2.2	Facteur de perte par couplage n_{12}	39
2.3.2.3	Résolution de l'équation matricielle.....	39
Chapitre 3 - Synthèse et objectifs de recherche		
3.1	Les paradoxes industriels	41
3.2	Problématique de la charge spécifique d'arête	42
3.3	Concept d'énergie par point de croisement.....	47
3.3.1	Effets de vibration.....	48
3.4	Évaluation et investigation des théories de raffinage à l'échelle industrielle.....	49

3.4.1	L'expérience de Senger et sa problématique	50
3.5	Discussions des résultats expérimentaux scandinave et finlandais.....	52
3.6	Objectifs.....	54
3.6.1	Quantification de l'intensité de raffinage	55
3.6.2	Temps de séjour	55
3.6.3	Moment d'inertie des plaques.....	56
3.6.4	Les phénomènes hydrodynamiques.....	56
3.6.5	Mise en équation des forces de raffinage.....	57
3.6.6	Coefficient de friction tangentiel	57
3.6.7	Quantification des propriétés des fibres et des papiers dans le procédé de raffinage.....	57
3.6.8	Nouvelles approches de recherche dans le procédé de raffinage.....	58
3.6.9	Simulation et étude des fibres par un système masse-ressort.....	58
3.6.10	Étude de l'effet des produits chimiques additifs, sur l'énergie spécifique dans le procédé CTMP.	59
Chapitre 4 - Proposition de recherche et discussions préliminaires		61
4.1	Proposition de recherche	61
4.2	La force du couple du moteur électrique	61
4.3	La théorie de choc	62
4.4	La théorie de NISSAN	63
4.5	Notions de temps de contact et de temps de séjour.....	65
4.6	Quantification de l'énergie dissipée dans la fibre et celle reçue par la fibre dans le but d'expliquer la problématique des courbes de Senger.....	67
4.6.1	Étude énergétique des fibres à un niveau d'une échelle nano	67
4.6.2	Morphologie de la fibre	68
4.6.3	La liaison d'hydrogène	68
4.6.4	Quantification de la force reçue par les microfibrilles.....	69
4.7	Modélisation du réseau des microfibrilles	69
4.7.1	La dissipation de l'énergie dans la fibre	71
4.7.2	Hypothèses fondamentales.....	71
4.8	Simulation de la fibre ou un amas de fibres par un système masse ressort. ...	72
4.8.1	Fonction de réponse en fréquence expérimentale (FRF) de la structure de la fibre	72

4.8.2	Discussion préliminaire sur l'expérience de Senger et de sa problématique	73
4.8.3	Étude de l'effet de sulfite sur le procédé de raffinage CTMP	74
4.8.4	Bilan énergétique du raffineur	74
Chapitre 5 - Objectifs de la thèse		76
Chapitre 6 - Nouveau précepte de l'intensité de raffinage		78
6.1	Introduction du nouveau précepte.....	78
6.2	Méthodologie de quantification du précepte.....	78
6.2.1	Expression de la variation de l'énergie cinétique de toutes les lames du rotor (DT) lors du raffinage.	94
6.2.2	Variation de l'énergie cinétique $\overline{dT_k}$ de la barre d'indice k	95
6.2.3	Expression du moment d'inertie des lames du rotor sans effet de la poussée axiale sur le <i>taper</i> des lames	97
6.2.4	Moment d'inertie des lames du rotor avec un effet de poussée axiale sur le <i>taper</i> des lames	109
6.2.5	Détermination du nombre de percussions Np	111
6.3	Quantification de l'intensité de raffinage en fonction des propriétés des lames.	116
6.4	Analyse expérimentale du facteur hydrodynamique \mathfrak{R}	118
6.4.1	Évaluation du facteur (\mathfrak{R}) et comparaison avec les résultats de Miles	118
6.4.2	Méthode de calcul du facteur hydrodynamique.....	119
6.5	Résultats et validation expérimentale du modèle.....	125
6.5.1	Détermination expérimentale du paramètre hydrodynamique \mathfrak{R} ...	126
6.5.2	Estimation expérimentale du moment d'inertie de toutes les lames du raffineur.	128
6.5.3	Calcul de l'intensité de raffinage et comparaison avec le modèle de Miles.....	131
6.6	Conclusions	133
Chapitre 7 - Nouvelle approche théorique du procédé de raffinage des fibres: approche Akdim-Lanouette-Robert (ALR)		135
7.1	Avant-propos.....	135
7.2	Développement	135
7.3	Les développements technologiques et théoriques pour la mesure des forces agissantes sur les floes de fibres.....	137

7.4	Définition de la viscosité dynamique.....	141
7.5	Définition newtonienne de la viscosité de cisaillement.....	142
7.6	La viscosité dynamique dans le domaine des pâtes et papiers.....	144
7.7	Détermination d'un nouveau modèle pour quantifier la viscosité des fibres en circulation dans la zone des entrefers.....	146
7.8	Détermination du couple de la force de résistance du fluide (fibre et liquide) C_η	157
7.9	Détermination de l'équation différentielle caractéristique du procédé de raffinage	164
7.9.1	Détermination du couple des forces au moment de la percussion. .	165
7.9.2	Étude du couple $C_{res}(t)$ de la résistance mise en jeu au voisinage de l'instant t_0	167
7.10	Résolution de l'équation différentielle.....	170
7.11	Notion de bande passante.....	177
7.12	Calcul de la viscosité.....	179
7.12.1	Détermination du temps de percussion t_f	179
7.12.2	Détermination du nombre de percussions (n_c).....	184
7.13	Quantification de la force normale lors du raffinage.	189
7.13.1	La viscosité et le module de relaxation de la phase rigide (solide) du fluide.	190
7.13.2	Détermination de la viscosité de la phase rigide (solide)	190
7.13.3	Nature du fluide en écoulement dans le raffineur	191
7.13.4	Estimation du module de relaxation des fibres pendant le raffinage dans le cadre du modèle de Maxwell	194
7.13.5	Analyse des mesures effectuées par les capteurs piézoélectriques et quantification des phénomènes observés	195
7.14	Quantification du temps de relaxation de Maxwell de la phase rigide du fluide et détermination de la contrainte exercée sur les floes	200
7.15	Validation expérimentale	205
7.15.1	Viscosité de l'eau :.....	205
7.15.2	Détermination de la viscosité des fibres pendant le traitement de raffinage	207
Chapitre 8 - Signification physique du temps de percussion		209
8.1	Introduction	209
8.2	Interprétation physique du temps de percussion	210

8.3	Expression mathématique du temps de percussion.....	212
8.3.1	Détection de la déformation des lames du raffineur par l'intermédiaire du temps de percussion.	214
8.3.2	Effet de la perturbation du système (S_r) sur le temps de percussion.	216
8.3.3	Étude expérimentale des conditions de raffinage sur le temps de percussion	224
8.3.3.1	Variation du temps de percussion en fonction de la consistance du raffinage du deuxième stade et le degré de raffinage du premier stade.....	225
8.3.3.2	Le raccourcissement des fibres raffinées en fonction de l'intensité de la force inertielle, transmise du système (S_e) au système (S_r) pendant le temps d'impact	226
8.3.4	Effet de l'essence du bois sur le temps de percussion	228
8.3.4.1	Effet du temps de percussion sur le degré de raffinage du deuxième stade en fonction de la température et le degré de raffinage du premier stade.....	229
8.3.5	Effet des variables du milieu extérieur (S_e) sur le temps de percussion	230
8.3.6	Effet d'une variation des éléments inertiels du système (S_r) sur la consommation électrique	236
8.4	Conclusion	237
	Chapitre 9 - Conclusion générale.....	240
	Bibliographie.....	244
	Annexe (fonction de réponse en fréquence)	252

Liste des figures

Figure 1.1	Paramètres de raffinage	4
Figure 1.2	Représentation d'un disque d'un raffineur à disques	5
Figure 1.3	Représentation d'un disque d'un raffineur conique.....	5
Figure 1.4	Paramètres géométriques d'une garnitur	6
Figure 1.5	Illustration des flux de la suspension fibreuse situés dans l'entrefer.	7
Figure 1.6	Visualisation géométrique d'un raffineur conique.	10
Figure 1.7	Comparaison de la force normale théorique et expérimentale appliquée sur un flocc par une lame	13
Figure 1.8	Amplitudes de la force normale et de cisaillement lors du premier impact (mm) (Adaptation d'une figure)	15
Figure 1.9	(a) RFS avant son installation sur le segment. (b) Identification des capteurs S1, S2, S3 et S4 sur les disques du raffineur.....	16
Figure 1.10	La force normale et tangentielle (shear) moyenne par rapport à la position radiale du capteur. Les valeurs de S4 sont extrapolées. Figure adaptée	16
Figure 1.11	Motif représentant l'angle ϕ	19
Figure 1.12	Visualisation de l'angle de croisement.	20
Figure 1.13	Anneau de pâte infinitésimale de largeur dr	21
Figure 1.14	Vue de coupe des plaques du raffineur. La pâte d'épaisseur (dr) située entre les plaques est soumise aux forces illustrées.	21
Figure 1.15	La concentration massique dans la zone de raffinage décroît linéairement de l'entrée du raffineur à sa sortie. Figure adaptée.....	28
Figure 2.1	Puissance injectée par les forces extérieures pour deux oscillateurs couplés en inertie.	34
Figure 2.2	Couplage entre deux systèmes multimodaux. Figure adaptée.....	36
Figure 3.1	Motif pseudo sectoriel	43
Figure 3.2	Deux angles de taillages d'un motif stator	43
Figure 3.3	Exemple de paires ayant le même facteur géométrique	44
Figure 3.4	Représentation géométrique du motif (à gauche) et du croisement des plaques (à droite).	47
Figure 3.5	Représentation de l'intensité en fonction de la position radiale dans le raffineur (figure adaptée).....	50
Figure 3.6	Section du capteur de force piézoélectrique	51

Figure 3.7	Capteur de force installé dans la lame du raffineur à disque plat.....	51
Figure 3.8	Visualisation de l'augmentation de l'amplitude de la force normale après atténuation de la force de cisaillement. (Figure adaptée).....	52
Figure 3.9	Comparaison géométrique et de constitution des zones d'entrée d'un raffineur RGP82CD de Metso Paper à gauche et d'un raffineur traditionnel à droite.....	53
Figure 3.10	Illustration du procédé de raffinage.....	59
Figure 3.11	Schéma général représentant la méthodologie de recherche, incluant de nouvelles idées (flèches pointillées).	60
Figure 4.1	Accouplement d'un moteur électrique et d'un disque tournant afin de générer le couple de force F	61
Figure 4.2	Visualisation de traitement des fibres entre les lames.....	64
Figure 4.3	La force de cisaillement reçue par la fibre en fonction de la distance parcourue de la lame du rotor. Figure adaptée	66
Figure 4.4	Visualisation des pics de Dirac de la force de cisaillement reçue par la fibre en fonction du temps de contact, figure adaptée	66
Figure 4.5	Micro fibrille de cellulose.....	68
Figure 4.6	Représentation d'une macro fibrille sous une force $F(t)$	70
Figure 4.7	Modèle dynamique de la fibre, les liaisons représentent l'élément de dissipation de l'énergie.	71
Figure 4.8	Représentation de la fibre par un système masse-ressort à N modes.	73
Figure 4.9	Réponse temporelle $r(t)$ de la fibre modélisée par un oscillateur à une excitation $e(t)$	73
Figure 4.10	Raffineur à Metso, figure adaptée	75
Figure 6.1	Mécanisme général de traitement des fibres entre les disques du raffineur	79
Figure 6.2	Forces générées dans un entrecroisement à un instant donné.	81
Figure 6.3	Schéma du couplage mécanique entre le raffineur et le moteur électrique.....	84
Figure 6.4	Stabilisation de la consommation électrique après le démarrage du raffineur, mesure effectuée au CRML à haute consistance.	84
Figure 6.5	Représentation schématique de la machine synchrone dotée d'un rotor à pôles constitués d'électroaimants alimentés en courant continu.....	86
Figure 6.6	Bobines du stator alimentées par un courant alternatif. L'électroaimant du rotor est alimenté par un courant continu	87
Figure 6.7	Asservissement de vitesse en boucle fermée.	88
Figure 6.8	Évolution de l'entrecroisement des lames du rotor sur le stator.....	89

Figure 6.9	Variation de la puissance consommée au cours du raffinage (mesures effectuées au CRML).....	90
Figure 6.10	Simulation approximative de la variation de la vitesse des lames et de la consommation électrique pendant un entrecroisement.....	91
Figure 6.11	Visualisation du choc d'un point (P) de masse $dm(P)$ de la lame du rotor par un floc de fibres.	95
Figure 6.12	Repérage d'une lame (k) dans un repère relatif R_{G_k} . La lame (k) est fixe dans le repère R_{G_k} et mobile dans le repère d'observation R	97
Figure 6.13	Repérage d'un point (P) dans un repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z)$	101
Figure 6.14	Repérage du centre de masse G_k de la lame (k) dans le repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z)$	102
Figure 6.15	Position d'une barre par rapport à l'axe de rotation Δ , sur la surface d'un raffineur.	105
Figure 6.16	Motif pseudo sectoriel, à 4 barres parallèles d'indice k , de centre de gravité G_k , de longueur l_k et d'épaisseur δ_k	105
Figure 6.17	Position de la lame (représentée par un trait en gras), par rapport à l'axe de rotation du rotor Δ , en fonction des paramètres géométriques associés à la lame.....	106
Figure 6.18	Configuration géométrique des lames, distinguée par quatre zones, S_1 , S_2 , S_3 et S_4	108
Figure 6.19	Schéma d'un raffineur montrant la position radiale des lames par rapport à l'axe de rotation du raffineur Δ	110
Figure 6.20	Illustration d'un entrecroisement complet entre la lame du rotor et celle du stator, dans ce cas les centres de masse des deux lames sont dans un même plan (P).	112
Figure 6.21	Pour une même durée de temps, le nombre d'entrecroisements dans le cas (A) est de 5 alors que dans le cas (B) il est de 10. La vitesse du stator (v_s) est non nulle dans le cas (B). Le rotor a la même vitesse (v_r) dans les deux cas.....	113
Figure 6.22	Deux trajectoires de deux lames du rotor sur lesquelles sont situées les lames du stator. Les lames du rotor et du stator sont parallèles.	113
Figure 6.23	Visualisation du choc d'une masse (dm) de la lame du rotor par un floc de fibres (amas des fibres).....	120
Figure 6.24	Espace entre les lames du rotor parcouru par un flux tertiaire.	121
Figure 6.25	Valeur du moment d'inertie des lames du rotor évaluée pour les quatre types du raffineur, pour les premier et deuxième stades.	129

Figure 6.26	Translation d'une lame du rotor lorsqu'on modifie l'entrefer.....	130
Figure 6.27	Comparaison de l'intensité de raffinage obtenue selon notre modèle et celui de Miles.....	133
Figure 7.1	Image illustrant la similitude entre le milieu environnant et le capteur de force	138
Figure 7.2	Force normale (ligne grasse) et tangentielle (ligne fine) à une vitesse de rotation de 700 r/min.....	139
Figure 7.3	Profil de la force normale (ligne grasse) et de cisaillement (ligne fine) en atténuation sous l'effet des vibrations mécaniques du capteur.....	139
Figure 7.4	Comparaison de la courbe théorique et expérimentale de la force de cisaillement (présence du pic)	140
Figure 7.5	Comparaison de la courbe théorique et expérimentale de la force normale (absence du pic).....	141
Figure 7.6	Écoulement de Couette	142
Figure 7.7	Évolution de la viscosité dynamique en fonction de la température pour différentes essences de bois.....	145
Figure 7.8	Évolution de la viscosité dynamique en fonction de l'indice d'égouttage (SR, Schopper Riegler) pour différentes essences de bois	146
Figure 7.9	Image réelle au moment du raffinage, indiquant le taux de remplissage des lames du stator par les flocs (les flocs ont une couleur blanche).	147
Figure 7.10	Les forces normales et de cisaillement reçues par la fibre en fonction de la distance parcourue de la lame du rotor. Figure adaptée.....	147
Figure 7.11	Visualisation des pics de Dirac de la force de cisaillement reçue par la fibre en fonction du temps de percussion, figure adaptée	148
Figure 7.12	Schéma représentant une percussion entre les flocs et une lame du rotor.....	150
Figure 7.13	Les forces générées au moment de la percussion d'une seule lame avec les amas des fibres.....	151
Figure 7.14	Coordonnées du vecteur \overline{GP} et \overline{GP}_c dans le repère $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{z})$	154
Figure 7.15	Lames lisses d'un raffineur et absence de rugosité apparente sur ces lames.	157
Figure 7.16	Force de viscosité agissant dans un fluide.....	158
Figure 7.17	Type de raffineur doté d'une zone plate et d'une autre conique.	160
Figure 7.18	Élément de surface d'une lame dans la zone plate (ds) dans un repère polaire $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta)$	161

Figure 7.19	Élément de surface d'une lame dans la zone conique (ds) dans un repère cylindrique ($\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z$)	162
Figure 7.20	Illustration de la distance de la zone conique de raffinage en fonction des paramètres géométriques du raffineur	163
Figure 7.21	Consommation instantanée d'électricité dans le procédé de raffinage.....	164
Figure 7.22	Trois types de couples ($c_{em}, c_{meca}, c_{rés}$) exercés sur l'arbre du moteur électrique.....	165
Figure 7.23	Bilan des couples des forces exercées sur l'arbre du moteur électrique.....	168
Figure 7.24	Subdivision d'un entrecroisement en trois étapes (t_0, t_f, t_z) lorsque la vitesse atteint son maximum (ω_0)	178
Figure 7.25	Consommation de l'électricité sur une grande échelle temporelle.....	181
Figure 7.26	Courbe de la consommation d'électricité sur une échelle temporelle adéquate (unité de 1 seconde).....	181
Figure 7.27	Évolution de la vitesse de rotation d'une lame du rotor pendant sa décroissance suite aux (n_c) percussions avec les lames du stator	182
Figure 7.28	Valeur de la tension $V_0(t)$ en fonction du temps après avoir appliqué une tension échelon au moteur électrique. ($V_0(t)$ est proportionnel à la vitesse de rotation $\omega(t)$)	184
Figure 7.29	Schéma représentant la durée (t_{e_k}) nécessaire pour qu'une lame du rotor parcoure la distance séparant la sortie d'une lame d'indice ($k-1$) et la sortie de lame d'indice (k) qui s'ensuit	185
Figure 7.30	Ressort schématisant le modèle de Hooke (élastique parfait)	193
Figure 7.31	Modèle de Newton (viscosité parfaite).....	193
Figure 7.32	Modèle de Maxwell obtenue par association d'un ressort (E) et d'un amortisseur (η).....	194
Figure 7.33	La contrainte normale (force normale) transférée au capteur piézoélectrique via les amas des fibres.....	196
Figure 7.34	Courbe représentant la déformation ε_p du piézocéramique sous la contrainte σ_p exercée par une lame du rotor (modèle de Hook).....	197
Figure 7.35	Courbe caractéristique de la contrainte σ_p , exercée par une lame du rotor (modèle de Maxwell)	198
Figure 7.36	Prévision théorique de la contrainte normale σ_p exercée sur un floc de fibres pendant un entrecroisement	199
Figure 7.37	Courbe de la force normale (ligne en gras) semblable à celle prédite théoriquement	199

Figure 7.38	Comparaison entre la courbe théorique et expérimentale de la force normale, figure adaptée	200
Figure 7.39	Schéma illustrant la symétrie ($t_f = \tau$) sur la courbe de la force normale, figure adaptée.....	203
Figure 7.40	Symétrie apparente de la courbe de la force normale sur une échelle temporelle (ligne en gras)	203
Figure 7.41	Courbe de la consommation d'électricité au moment de l'ajout de l'eau dans le raffineur.	206
Figure 8.1	Échange d'énergie mécanique et thermique entre les deux systèmes (S_e) et (S_r).....	210
Figure 8.2	Schéma représentant l'appareil de mesure du CSF.	216
Figure 8.3	Visualisation des paramètres de raffinage (x_k) du premier stade et (y_k) du deuxième stade.....	217
Figure 8.4	Effet de la perturbation du système (S_r) sur le temps de percussion (variation des paramètres (x_k) et (y_k) avec ($\omega = 3250$ tr/min et $T = 132^\circ\text{C}$).	218
Figure 8.5	Variation du temps de percussion en fonction de la consistance des fibres au deuxième stade et l'indice d'égouttage du premier stade.	225
Figure 8.6	Variation de la longueur moyenne des fibres en fonction de leur temps de percussion et le degré de raffinage du premier stade.....	226
Figure 8.7	Effet combiné du temps de percussion et de la force inertielle sur le raccourcissement des fibres.	228
Figure 0.1	Oscillateur à un degré de liberté, soumis à une force aléatoire $f(t)$, aux efforts de réaction élastique de raideur k et de l'amortissement visqueux c	252

Liste des tableaux

Tableau 1.1	Comparaison de rendement d'un raffineur en fonction de l'angle de cône.....	9
Tableau 1.2	Calcul du temps de résidence et de l'intensité de raffinage avec et sans effet de la vapeur.	27
Tableau 3.1	Variation de $g(\alpha)$ en fonction de l'angle de sectorisation	45
Tableau 3.2	Effet de coupe lorsque α augmente	45
Tableau 3.3	Effet de coupe lorsque θ augmente.....	45
Tableau 6.1	Intensité d'impact, d'un raffineur premier stade, calculée selon Miles.....	126
Tableau 6.2	Intensité d'impact, calculée selon Miles, d'un raffineur deuxième stade.	126
Tableau 6.3	Calcul du paramètre hydrodynamique, \mathfrak{R} , pour un raffineur premier stade.	127
Tableau 6.4	Calcul du paramètre hydrodynamique \mathfrak{R} pour un raffineur deuxième stade.	128
Tableau 6.5	Moment d'inertie des lames du rotor en fonction de la poussée axiale (premier stade).	131
Tableau 6.6	Moment d'inertie des lames du rotor en fonction de la poussée axiale (deuxième stade).	131
Tableau 6.7	Intensité de raffinage au premier stade.	132
Tableau 6.8	Intensité de raffinage au deuxième stade.	132
Tableau 7.1	Valeur de la viscosité calculée selon la puissance électrique consommée.	206
Tableau 7.2	Viscosité dynamique de l'eau en fonction de la température, sous pression atmosphérique. Cette table a été établie à partir des fonctions de calcul intégrées dans le programme ThermoVapeur	207
Tableau 7.3	Mesure de la viscosité dynamique de la suspension fibreuse.....	208
Tableau 8.1	Comparaison de valeurs des solutions (x_+) et (x_-)	213
Tableau 8.2	Essais de raffinage démontrant l'absence des déformations des lames au moment du raffinage (raffineur du CRML).	215
Tableau 8.3	Résultats des tests de raffinage suivant la variation des paramètres (x_k) et (y_k) sur le temps de percussion (la position du point A).	220

Tableau 8.4	Illustration des tests de raffinage ou il y a absence d'influence des variations des paramètres (x_k) et (y_k) sur le temps de percussion (la position du point A), $T=132$ °C et $\omega=3250$ (tr/min).	221
Tableau 8.5	Illustration des essais de raffinage donnant un temps de percussion très voisin pour des consommations électriques différentes.....	222
Tableau 8.6	Conditions de raffinage (x_k) et (y_k) correspondantes aux essais de raffinages ayant un temps de percussions très voisin et des consommations électriques différentes.....	223
Tableau 8.7	Moyenne du temps de percussion en fonction de l'essence du bois raffiné, température de raffinage 132°C, vitesse de rotation 3250 (tr/min).....	229
Tableau 8.8	Effet de la fréquence d'impact sur la moyenne du temps d'impact des fibres d'épinette	231
Tableau 8.9	Moyenne, sur les perturbations du système (S_r), du temps de percussion des fibres d'épinette, et de la consommation électrique. Raffinage réalisé avec deux vitesses de rotation $\omega = 3000$ et 3500 (tr/min) et sous deux températures de raffinage $T = 124$ et 140 °C (Raffineur du CRML).	231
Tableau 8.10	Mesure du temps d'impact pour l'épinette (100% spruce). Raffinage effectué avec deux vitesses de rotation de 3000 et 3500 (tr/min) et sous deux valeurs de température.	232
Tableau 8.11	Calcul des fonctions $A(\omega, T)$ et $B(\omega, T)$	233
Tableau 8.12	Calcul des fonctions $A^*(\omega, T)$ et $B^*(\omega, T)$	235

Liste des abréviations

b_r	Largeur de la lame du rotor
b_s	Largeur de la lame du stator
$A_p(r)$	Surface spécifique aérodynamique des fibres, supposée constante
B	Intensité de raffinage (symbole classique)
CTMP	Pâte chimiothermomécanique
C_0	Concentration initiale du réactif
c_i	Consistance à l'entrée du raffineur
c_e	Consistance à la sortie du raffineur
C_r	Couple de résistance mécanique
C_m	Couple de la force générée par le moteur électrique
C_s	Charge spécifique d'arête
$C(r)$	Consistance moyenne dans l'anneau à la position radiale (r).
C_f	Coefficient de résistance par frottement de la vapeur dans les fibres,
C	Force centrifuge exercée sur l'anneau infinitésimal de la pâte
CF	Facteur C
C_s^0	Charge spécifique de référence
D_e	Diamètre extérieur de la couronne de travail
$\Delta(r)$	Entrefer
$dM(r)$	Masse humide de la pâte dans l'anneau infinitésimal, située à la position (r)
dA	Surface de l'anneau infinitésimal
d_k	Largeur de la lame
dr	Largeur de la couronne (annulus)
$dm(r)$	Masse sèche des fibres dans l'anneau infinitésimal
E	Énergie moyenne transmise par impact par les barres à la fibre
E	Énergie spécifique totale de raffinage

e	Intensité de raffinage
e_f	Moyenne de l'intensité reçue sur toutes les N_{ps} lames du motif pseudo sectoriel
e_{f_k}	Intensité reçue par les fibres de la part de la barre k
\bar{e}	Entrefer
F_{r1}, F_{r2}	Forces de friction radiales de chacune des faces des plaques de raffinage
f	Fraction massique des fibres coupées parmi celles collectées par la barre active
F	Taux de remplissage
F_n	Valeur de la force normale mesurée en charge (fonctionnement normal)
F_n^∞	Valeur de la force normale mesurée à vide
F_h	Valeur de la force normale sur l'eau
F_e	Débit d'eau à l'entrée dans la zone de raffinage
F	Force tangentielle (ou de cisaillement)
f	Coefficient de friction global
F_f^{eff}	Force tangentielle effective
F_n^{eff}	Force normale effective
Fr	Coefficient de friction radiale entre les fibres et les plaques
$h(t)$	Réponse impulsionnelle constituée par la réponse à une excitation en forme d'impulsion de Dirac à l'instant $t=0$.
h	Caractérise le raffineur, $h=1$ pour simple disque et $h=2$ pour double disque.
I	Intensité de raffinage (sévérité d'impact)
I_k	Moment d'inertie de la lame d'indice k par rapport à l'axe de rotation du rotor
I_s	Moment d'inertie du système étudié
I_Δ	Le moment d'inertie par rapport à l'axe Δ
I_D	Le moment d'inertie par rapport à un axe de symétrie D parallèle à l'axe Δ
K	Constante de la vitesse de la réaction
L_C	Longueur de lame coupée par unité de temps

l	Longueur de fibre
l_k	Longueur de la lame
L	Longueur de la lame du rotor
LE	Configuration géométrique entrante
LS	Configuration géométrique sortante
L_{Cmax}	Limite maximale de la longueur de lame coupée par unité de temps
LVDT	Capteur de force
L	Chaleur latente de la vapeur
m	Masse sèche de la pâte dans le raffineur
M	Masse sèche moyenne des fibres
N	Vitesse angulaire (rad/s)
ω	Vitesse angulaire (rad/s)
$m\dot{}$	Débit de la masse sèche de la pâte
m_k	Masse de la lame
m_r	Concentration massique de fibres relatives à la position radiale r
$M\dot{}$	Débit humide de la pâte
N	Nombre d'impacts
n	Vitesse de rotation (1/s) ou fréquence de rotation
\bar{n}	Nombre moyen de points de croisement
N_{ps}	Nombre de lames dans le motif pseudo sectoriel
p	Pression
p_{vide}	Puissance électrique à vide
P_{tot}	Puissance électrique totale consommée
p_u	Puissance utile
p_{nette}	Puissance électrique nette
$\overline{P_m}$	Pression mécanique exercée sur l'amas fibreux compressé dans la zone d'entrecroisement

\bar{p}_h	Pression hydraulique exercée sur la phase liquide
\bar{p}_s	Pression mécanique exercée sur la phase solide
$P_{m(r)}$	Pression mécanique moyenne appliquée sur l'anneau de pâte
Q	Chaleur perdue par unité de masse dans le raffineur
$q_s(r)$	Densité de la vapeur à la position radiale (r)
R_1, R_2	Rayon respectivement interne et externe du raffineur
R_n	Force normale
r_1, r_2	Rayon respectivement d'entrée et de sortie de raffineur
r	Position radiale de l'anneau infinitésimal,
RFS	Capteurs de force
SEL	Charge spécifique d'arête
SSL	Charge spécifique de surface
S	Force de traînée que l'écoulement de vapeur exerce sur la pâte
t	Taper
t	Temps de la durée d'un phénomène (choc ou réaction)
TMP	Pâte thermomécanique
T	Force axiale totale
T_{em}	Couple électromagnétique
$T_{rés}$	Couple dû à la résistance provoqué par le raffinage
U	Énergie interne du fluide (suspension fibreuse) par unité de masse
$U(r)$	Vitesse de la vapeur à la position (r)
V	Vitesse moyenne des fibres
$v(r)$	Vitesse radiale de la pâte à la position (r)
w	Masse linéique des fibres
\mathcal{W}	Travail transféré par unité de masse
z_r, z_s	Nombre de barres respectivement dans le rotor et le stator
ψ	Distribution des forces

θ	Angle de sectorisation
α'	Angle du cône d'un raffineur conique
α, β	Angles de taillage successivement au rotor ou au stator
σ^\bullet	Dérivation de la contrainte mécanique par rapport au temps
ε^\bullet	Dérivation de la déformation par rapport au temps
η	Rendement (ou efficacité) du raffineur
ρ_w	Masse volumique de l'eau
ξ	Surface élémentaire occupée par un point de croisement
ρ_f	Densité de la suspension fibreuse
$\alpha_1(r)$	Concentration des fibres
$\mu_1(r)$	Viscosité des fibres
ρ^*	Masse volumique de l'eau dans la zone de raffinage
ϕ_f	Coefficient de floculation;
τ	Temps de séjour
μ_r, u_t	Coefficients de friction radial et tangentiel
μ	Masse moyenne de fibres collectées par unité de longueur de lame active
ρ	Position radiale de la couronne des fibres dans le raffineur conique
ρ_i	Rayon intérieur du raffineur conique
ρ_e	Rayon extérieur du raffineur conique
Λ	Symbole mathématique du produit vectoriel
Ω	Vitesse de rotation du moteur électrique

Chapitre 1 - Introduction

1.1 Procédé de fabrication du papier

Le principe de fabrication du papier se traduit par le procédé suivant. À partir d'une suspension fibreuse cellulosique, on forme une feuille sur une toile par égouttage. Ce matelas fibreux est ensuite pressé et séché afin d'éliminer l'eau en excès. La fabrication du papier consiste donc à mettre en contact des fibres papetières avec de l'eau, pour favoriser les liaisons hydrogènes (O...H) et ensuite extraire cette eau de manière à améliorer les propriétés de solidité du réseau fibreux. Ces liaisons interfibres, créées dans la partie humide de la machine, vont donner les principales qualités du papier après les phases de consolidation de la feuille que sont le pressage et le séchage.

La préparation de la pâte, qu'elle soit issue de procédés mécaniques ou chimiques ou qu'elle provienne de fibres recyclées, nécessite une phase de préparation, avant d'être acheminée à la machine à papier.

Les étapes principales de cette préparation sont les suivantes :

- Désintégration et mise en suspension :
- Raffinage :
- Introduction d'additifs divers :
- Nettoyage :
- Dilution à la concentration souhaitée.

Dans le cadre de cette thèse, nous allons étudier l'opération unitaire qu'est le procédé du raffinage.

L'objectif de cette étape fondamentale de la préparation de la pâte est de modifier, par une action mécanique, l'état physique des fibres afin qu'elles acquièrent leur potentiel de liaisons pour conférer au papier final les propriétés physiques et optiques requises.

Le raffinage produit trois actions principales sur les fibres [1] :

1. Le gonflement ou l'hydratation des fibres qui se traduisent par la pénétration de l'eau à l'intérieur de celle-ci et une augmentation de leur souplesse :
2. La fibrillation ou la création de fibrilles et d'éléments fins qui contribueront à augmenter les possibilités de contact interfibres et donc des liaisons :
3. La coupe, qui malheureusement diminue la longueur des fibres, mais qui améliore l'uniformité de leur répartition sur la toile de fabrication (formation).

Les caractéristiques du papier final sont très dépendantes de l'intensité du raffinage.

1.2 Opération de raffinage

Cette opération traitement consiste en l'application, sur les fibres cellulosiques en présence d'eau, de contraintes cycliques de différentes natures induites par les plaques du raffineur en mouvement de rotation les unes face aux autres. Les fibres se raffinent par le passage dans l'entrefer situé entre le rotor et le stator, lesquelles transmettent aux fibres des forces de compression et de cisaillement. L'entrefer, qui est la distance séparant les deux surfaces des lames en vis-à-vis, est très faible [2], soit entre 30 et 100 μm pour un raffineur à l'échelle pilote (entre 0,7 à 3 mm pour un raffineur industriel). Les fibres subissent un choc et elles sont comprimées suite à l'impact avec les lames. Le rotor et le stator des raffineurs industriels sont dotés d'une surface garnie de lames espacées par des gorges, les flocs de fibres se dispersent sous l'effet de forces de cisaillement puis se reforment continuellement. L'entrefer joue un rôle essentiel dans le procédé de raffinage.

Le raffinage est influencé par l'arrangement géométrique des barres [3]. Il est évident que le nombre de barres, et leur longueur déterminent la fréquence de traitement des fibres et que l'entrefer influence l'intensité de traitement des fibres. Comme nous le verrons, d'autres paramètres ont un impact direct sur le procédé de raffinage.

Des études visant la description et la caractérisation du traitement du raffinage ont été conduites depuis la fin du 19^e siècle. Un grand nombre de développements théoriques a été proposé durant cette période. Colin Baker [3] en a proposé un classement.

1.3 Concepts de base du raffinage

Pour décrire les performances des raffineurs, nous avons besoin de deux concepts [2] qui décrivent le type et le degré de traitement de raffinage. Les différentes approches comparées par Levlin [2], sont basées sur deux facteurs : la quantité de traitement et la nature des impacts. La quantité de traitement est représentée par la quantité de travail appliquée aux fibres par le raffineur, et elle s'exprime par le rapport de l'énergie dépensée à la masse de pâte sèche traitée.

La nature de traitement décrit la manière par laquelle le raffineur agit sur les fibres, le terme nature du traitement est en général un terme relatif à l'intensité de traitement et la puissance de raffinage.

1.4 Les différents paramètres de raffinage

Les principaux paramètres de raffinage sont résumés à la Figure 1.1.

Néanmoins l'étude des installations industrielles de raffinage a montré que les paramètres principaux affectant le résultat de traitement sont l'énergie spécifique de raffinage, la charge spécifique d'arête et l'angle de croisement des lames [3]. Ces trois paramètres sont à la base des diagnostics et des optimisations industrielles ainsi que des développements présentés dans cette thèse.

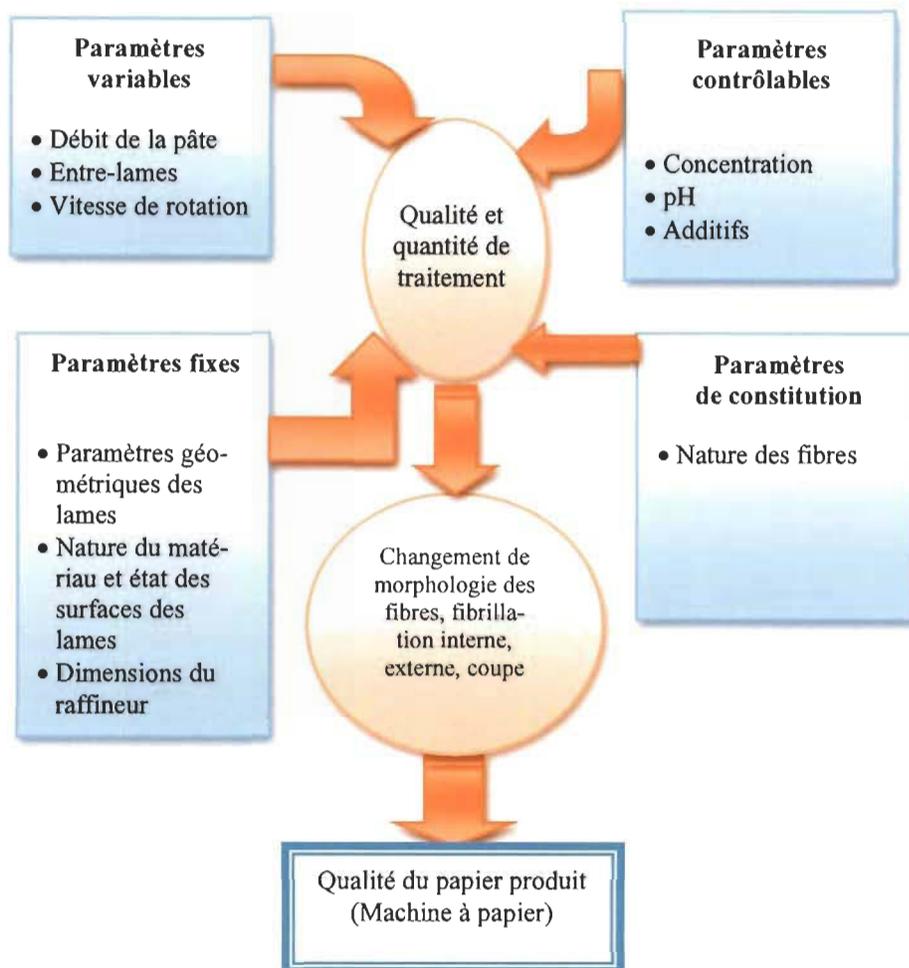


Figure 1.1 Paramètres de raffinage

1.5 Insuffisance de développement physique dans le procédé de raffinage

Le raffinage est une opération unitaire industrielle très mal comprise [4,5]. Les phénomènes physiques de transfert d'énergie aux fibres, l'action exacte de l'impact sur les fibres qui se produisent et l'influence des conditions de traitement au sein du raffineur, restent inconnus. Cette ignorance des phénomènes physiques a conduit à appréhender le procédé de raffinage de différentes façons. Les modèles qui regroupent le plus d'adeptes sont ceux qui sont basés sur la quantité de traitement et la nature des impacts.

1.6 Description des équipements de raffinage

Différents types de raffineurs :

Actuellement, l'industrie papetière utilise deux types d'équipements, fonctionnant en continu ou en discontinu :

- Le raffineur à disques se compose d'un disque rotor muni de lames, tournant entre deux stators également équipés de lames, mais inclinés en sens inverse; Figure 1.2
- Le raffineur conique, est constitué d'un stator et d'un rotor interne, tous deux munis de lames inclinées. Figure 1.3.



Figure 1.2 Représentation d'un disque d'un raffineur à disques [6].



Figure 1.3 Représentation d'un disque d'un raffineur conique [7].

1.7 Description des garnitures de raffineur à disques

Baker [3] a présenté une description des géométries de garniture des raffineurs coniques et à disques. Le cas traité dans la présente thèse se limite à la description de la géométrie décrite par les lames des garnitures de raffineur à disques à géométrie dite pseudo sectorielle. Le cas du raffineur conique s'obtient par projection de ces motifs géométriques sur la surface conique. Le raffineur est doté de disques ayant la forme de couronnes en fonte ou en acier inoxydables. Ces disques sont rainurés de gorges. Les largeurs des lames, des gorges et la profondeur des gorges définissent le code de taillage. Le secteur géométrique (motifs pseudo sectoriels) est constitué de lames rectilignes et parallèles. L'angle sous lequel on voit le secteur géométrique à partir du centre de disque est appelé angle de sectorisation est désigné par la lettre (θ). Ce motif est répété par rotation pour couvrir l'intégralité de la surface de la couronne. L'angle d'inclinaison entre une lame du secteur géométrique et le côté du secteur est appelé l'angle de taillage, notée α ou β , selon qu'il est successivement au rotor ou au stator (voir Figure 1.4).

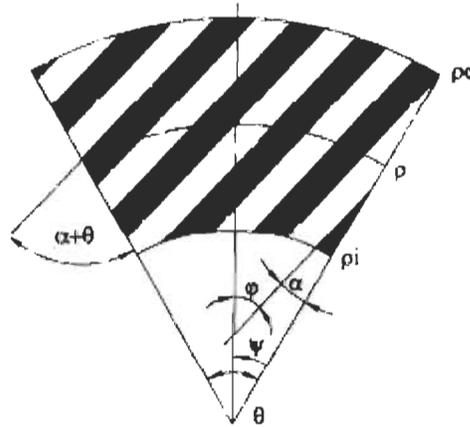


Figure 1.4 Paramètres géométriques d'une garniture [8]

1.8 Caractéristiques et propriétés de l'écoulement de la pâte

Une photographie à haute vitesse de l'écoulement d'une suspension fibreuse dans un raffineur a été publiée par Atack [9]. Cette observation a permis à Fox [10] de mettre en évidence et de modéliser trois flux d'écoulement distincts, surnommés primaire, secondaire et tertiaire (voir la Figure 1.5).

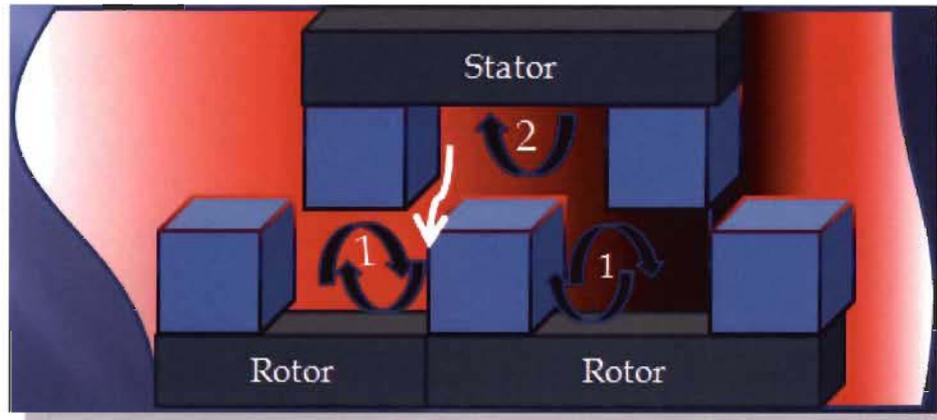


Figure 1.5 Illustration des flux de la suspension fibreuse situés dans l'entrefer.

Fox a observé que le débit de l'écoulement dans le raffineur se partage entre deux zones arbitrairement nommées, zone de circulation et zone de sortie.

Flux primaire - Ce flux est produit par l'alimentation de la pâte dans le raffineur. La suspension fibreuse pénètre dans le raffineur et s'écoule d'une manière centrifuge dans les gorges du rotor.

Flux secondaire - Il est constitué par deux vortex (1 et 2 dans la figure 1.5) dans les gorges du rotor et du stator. Ces deux vortex permettent la redispersion de la pâte et son mélange.

Flux tertiaire - Ce flux permet de déplacer la suspension fibreuse entre les plaques du rotor et du stator pour être traité. Il est généré suite à un différentiel de pression causée par le mouvement relatif du rotor par rapport au stator (flèche blanche dans la figure 1.5).

1.9 Fonctionnement à vide et en charge

Le fonctionnement à vide est un paramètre critique d'un raffineur. La puissance à vide correspond à la puissance électrique nécessaire p_{vide} consommée, lorsque l'entrefer est suffisamment large, pour transporter la suspension fibreuse (fluide non newtonien composé par l'eau et les fibres) sans effet de raffinage sur les fibres [11].

1.9.1 Fonctionnement à vide

Harrington [12] a proposé une formule empirique pour estimer la puissance à vide. Dans son modèle la puissance à vide en (kW) est calculée à partir du diamètre extérieur de la couronne de travail D_e (en m) et la vitesse angulaire N (s^{-1}). Ce modèle est valable pour un raffineur à disques simples ou doubles (voir équation 1.1).

$$P_{vide} = k D_e^4 N^{2.57} \quad \text{Équation 1.1}$$

$k = 0.65$ pour un raffineur à disques doubles (valeur estimée expérimentalement).

Peu d'auteurs ont pu proposer des formules pour estimer ce paramètre.

La formule de Harrington ne peut fournir qu'une estimation de la puissance à vide pour les raffineurs simples et à disques doubles et ne prend pas en compte [12] :

- L'état du fluide qui varie au cours du raffinage (la consistance des fibres, le volume massique de l'eau)
- Les paramètres géométriques du raffineur (angle des lames, longueur des lames, leur position).

1.9.2 Fonctionnement en charge

À partir de la puissance électrique totale p_{tot} consommée pour le transport et le raffinage des fibres [11], on définit la puissance nette p_{nette} à l'aide de l'équation 1.2.

$$P_{nette} = P_{tot} - P_{vide} \quad \text{Équation 1.2}$$

Le rendement (l'efficacité) η du raffineur est défini par l'équation 1.3.

$$\eta = \frac{P_{nette}}{P_{tot}} \quad \text{Équation 1.3}$$

Ce rendement dépend de la technologie utilisée, voir le Tableau 1.1 ci-dessus.

Tableau 1.1 Comparaison de rendement d'un raffineur en fonction de l'angle de cône.

	Raffineur conique	Raffineur à disques
Angle du Cône (degré)	30 et 60	
Rendement, η (%)	75-80 et 60-75	75-80

1.10 Mode de raffinage de la pâte

Roux [8] explique que la modélisation du raffinage peut se faire suivant deux modes de traitement de la pâte, soit en se référant aux floccs (amas des fibres) ou aux fibres individuelles.

1.10.1 Raffinage individuel des fibres

Selon Lumiainen [13], des fibres recouvrent uniformément les arêtes des lames du rotor. Il conclut alors que leur traitement s'effectue par le cisaillement des lames en mouvement du rotor et par compression et glissement des fibres. Les fibres se traitent selon deux sous-processus à savoir; la rupture qui décrit la coupe, et la sélection qui, elle, décrit la tendance qu'une fibre soit amenée en un point où la rupture se produit [11].

1.10.2 Raffinage sous forme de floccs

Selon Banks [15], l'opération de raffinage se décompose en 5 étapes [14] :

1. Consolidation des floccs par la libération d'eau et de quelques fibres, conduisant à une augmentation de la concentration massique pendant la phase d'approche des lames :
2. Au début de la superposition des lames, la pression mécanique sur le flocc devient supérieure à la limite élastique des fibres, le flocc se déforme plastiquement et poursuit sa consolidation :
3. Les mouvements des lames induisent un cisaillement du flocc en subissant une forte compression conduisant à sa rupture :

4. Enfin de superposition des lames, la pression mécanique diminue et l'eau est absorbée par les fibres traitées :
5. Les turbulences présentes dans les gorges dispersent et mélangent les fibres traitées.

1.11 Les forces dans le raffineur

Lors du fonctionnement du raffineur en charge, c'est-à-dire lorsque la suspension fibreuse circule entre les plaques (voir zone noire sur la Figure 1.6), les fibres subissent des forces appelées forces normales et forces de cisaillements (tangentiels).

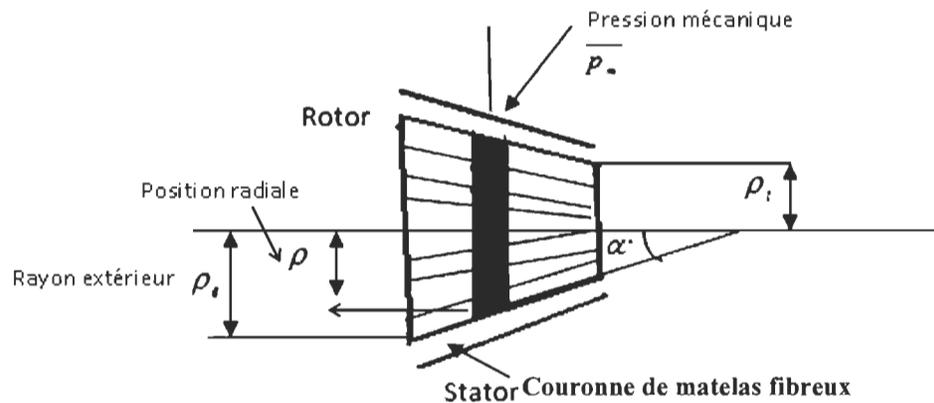


Figure 1.6 Visualisation géométrique d'un raffineur conique.

Chu et Roux [15] ont mis en œuvre un modèle pour quantifier les forces de friction tangentielle et normale. Ils ont étudié le mécanisme de raffinage de la suspension fibreuse en supposant que le fluide est composé de deux phases : une solide et un liquide. Ces auteurs proposent les expressions suivantes de la force tangentielle et normale respectivement :

$$F_f = f \overline{P_m} \xi \pi \frac{(\rho_e^2 - \rho_i^2)}{\sin(\alpha')}, \quad \text{Équation 1.4}$$

Et

$$R_n = \overline{P_m} \xi \pi \frac{(\rho_e^2 - \rho_i^2)}{\sin(\alpha')}, \quad \text{Équation 1.5}$$

Où

- ρ_i, ρ_e Rayons intérieur et extérieur (voir Figure 1.7) :
- f Coefficient de friction tangentiel (fibre/métal) :
- $\overline{P_m}$ Pression mécanique exercée sur l'amas fibreux compressé dans la zone d'entrecroisement :
- ξ Surface élémentaire occupée par un point de croisement, avec :
- $$\xi = \frac{(a_r a_s)}{(a_r + b_r)(a_s + b_s)}$$

Où

a_r, a_s Largeur des lames du rotor et du stator

b_r, b_s Largeur des gorges du rotor et du stator

Chu et Roux [15] obtiennent par la suite la puissance consommée P_{nette} :

$$P_{nette} = f \overline{P_m} \xi \frac{4\pi^2 \rho_e^3 (1 - k_0^3)}{3} N \quad \text{Équation 1.6}$$

Où

$$k_0 = \frac{\rho_i}{\rho_e}$$

N Vitesse angulaire (rad.s⁻¹).

Chu et Roux [15] ont montré que la force tangentielle peut être exprimée par la formule suivante :

$$F_f = \frac{P_{nette}}{2\pi \rho N} \quad \text{Équation 1.7}$$

Où

$$\rho = \frac{2(1 - k^3)}{3(1 - k^2)}$$

1.11.1 Détermination du coefficient de friction tangentielle, f

Chu et Roux [15] démontrent que la pression mécanique peut être mesurée selon la formule suivante :

$$\overline{p_m} = \frac{F_n - F_h}{\xi \pi (\rho_e^2 - \rho_i^2)} \quad \text{Équation 1.8}$$

F_n Valeur expérimentale de la force normale appliquée sur la suspension fibreuse;

F_h Valeur expérimentale de la force normale appliquée seulement sur la phase liquide;

Les mêmes auteurs ont exprimé le coefficient de friction tangentielle f par l'équation 1.9

$$f = \frac{3P_{nette}}{P_m \xi 4\pi^2 \rho_e^3 (1 - k^3) N} \quad \text{Équation 1.9}$$

Remarque - Miles et May [16] ont indiqué que le coefficient de friction tangentielle est indépendant de la consistance de la pâte. Ils ont élaboré la relation empirique suivante (voir l'équation 1.10) :

$$u_i = \frac{P}{\omega T (r_1 + r_2)} \quad \text{Équation 1.10}$$

Où

P Charge du moteur;

T Force axiale totale;

r_1, r_2 Rayon à l'entrée du raffineur et à sa sortie;

ω Vitesse de rotation du disque.

1.12 Autres expressions des forces normales et de cisaillement

1.12.1 La force de cisaillement

En 2009, Ericsson et Kalstrom [17] ont introduit deux approches pour quantifier la force de cisaillement. Une approche est basée sur la distribution des forces notées Ψ qui est reliée au gradient radial des entrefers des lames, alors que l'autre approche est basée sur

un modèle entropique qui conduit à une expression de la force de cisaillement ξ formulée par l'expression suivante [18] :

$$\xi(r) = \alpha_1(r) \mu_1(r) \frac{r \omega}{\Delta(r)} \quad \text{Équation 1.11}$$

$\alpha_1(r)$	Concentration des fibres;
$\mu_1(r)$	Viscosité des fibres;
$\Delta(r)$	Entrefer;
ω	Vitesse de rotation du disque;
r	Position radiale où se calcule la force.

1.12.2 La force normale

En 1997, une expression a été développée par Batchelor et Martinez [19, 20] pour prédire la force qui agit sur un floc idéal sous une compression exercée par les barres du raffineur. Les équations utilisées ne seront pas reprises ici, mais le lecteur peut se référer aux références correspondantes pour de plus amples informations. La comparaison de leur modèle aux valeurs expérimentales est illustrée à la Figure 1.7.

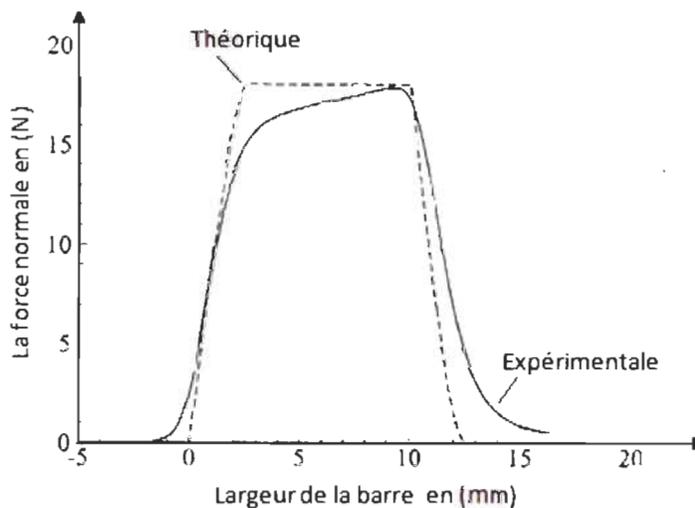


Figure 1.7 Comparaison de la force normale théorique et expérimentale appliquée sur un floc par une lame [20].

Remarque - Étant donné les moyens technologiques utilisés à l'époque, la courbe expérimentale mesurée n'est pas aussi précise que celle obtenue récemment par Senger [21] avec le capteur piézoélectrique (voir Figure 1.9).

1.13 Mesures expérimentales des forces normale et tangentielle

Les mesures des forces de la barre d'un raffineur permettent d'analyser les déplacements des plaques *in situ* et donnent accès aux mesures locales de l'énergie du raffinage par impact [22]. Plusieurs tentatives ont été effectuées ces dernières années afin de mesurer les forces tangentielle et normale dans le raffineur. Des essais réalisés à l'aide de capteurs de force (RFS) ont permis de mesurer les forces en laboratoire et sur un raffineur à l'échelle pilote [23, 24]. Ces essais ont aussi été appliqués récemment sur des raffineurs à l'échelle industrielle [25, 26]. La première tentative est celle de Gradin *et al* [27]. La partie active du capteur utilisé (élément de quartz en contact avec le milieu) n'était efficace que sur un intervalle de temps très court à cause de l'hostilité (défaveur) de l'environnement entre les plaques du raffineur.

Backlund, Hoglund et Gradin [28], Senger *et al* [21] et enfin Olender [29] ont amélioré la technique de Gradin *et al* [28] en concevant un capteur de force dont la partie active est protégée et isolée par rapport à l'environnement du milieu. L'inconvénient de ces capteurs est qu'ils deviennent très délicats à manipuler avec une mesure de force très locale sur les disques du raffineur. Pour avoir une description raisonnable de la distribution radiale des forces, plusieurs capteurs sont nécessaires. Pour cette raison Gradin *et al*. [30] ont eu l'idée de fixer des capteurs sur la totalité de la barre radiale. Ces capteurs sont isolés du milieu ambiant.

En 2005 Senger [21] a mesuré les forces normale et tangentielle à l'aide d'un nouveau capteur de force piézoélectrique. Les résultats de cette étude montrent que les forces agissant sur des amas de pâtes à 20% de consistance sont qualitativement similaires à celles qui furent mesurées lors du raffinage à basse concentration. Les forces normale et tangentielle montrent toutes deux un pic prononcé, au début d'impact des floes et les barres des raffineurs (Figure 1.8).

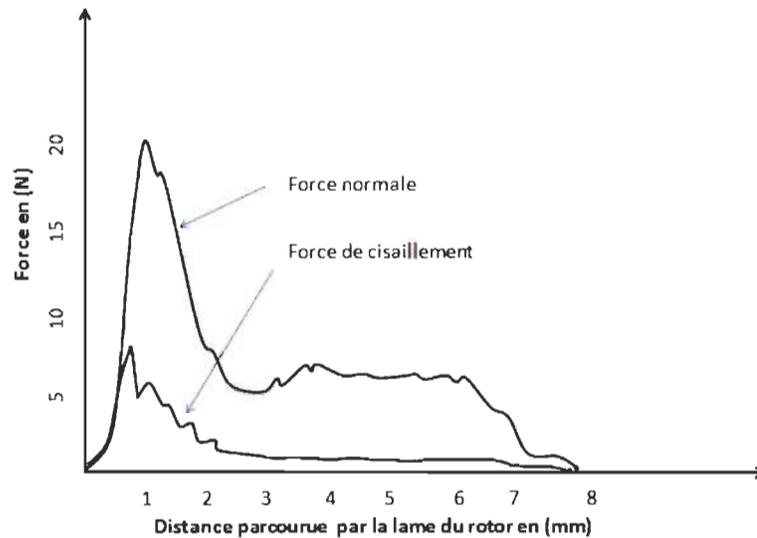


Figure 1.8 Amplitudes de la force normale et de cisaillement lors du premier impact (mm) (Adaptation d'une figure tirée de [21]).

Ces mesures indiquent que les impulsions au début du croisement des lames, qui génèrent la coupe des fibres et la production des fines, sont nettement supérieures aux impulsions de compression qui suivent et qui génèrent, en l'occurrence, la fibrillation des fibres [21].

D'autres tests ont été réalisés par Olender [22] afin de mesurer la force locale (en fonction de la position radiale du capteur) dans un raffineur pilote TMP avec comme objectif d'identifier l'amplitude des forces mécaniques qui s'exercent sur les fibres et d'analyser l'effet de rotation du raffineur sur ces forces. L'installation des RFS est unique, car l'emplacement des capteurs est choisi afin d'optimiser l'investigation sur une large bande des conditions de raffinage. Une étude similaire a été réalisée par Eriksen [31]. Pour sa part, Olender [22] a utilisé des capteurs tels qu'illustrés à la Figure 1.9 (a). Ces capteurs mesurent les forces normale et tangentielle. La disposition de ces capteurs est illustrée à la Figure 1.9 (b). Ils sont installés sur un segment de l'entrée de la zone de raffinage jusqu'à la sortie de cette zone. La position des capteurs est identifiée par S_1 , S_2 , S_3 et S_4 sur la figure 1.9(b).



Figure 1.9 (a) RFS avant son installation sur le segment. (b) Identification des capteurs S1, S2, S3 et S4 sur les disques du raffineur [22].

Le signal fourni par le capteur de forces nécessite un conditionnement dont les détails ont été décrits par Olender [24].

Les mêmes auteurs [22] ont observé qu'il y a décroissance de la force moyenne par rapport à la position radiale où la mesure a eu lieu, contrairement aux résultats de Illikainen et d'autres chercheurs [28, 32]. Ils ont aussi remarqué que la force de cisaillement (tangentielle) est significativement inférieure à la force normale (voir Figure 1.10).

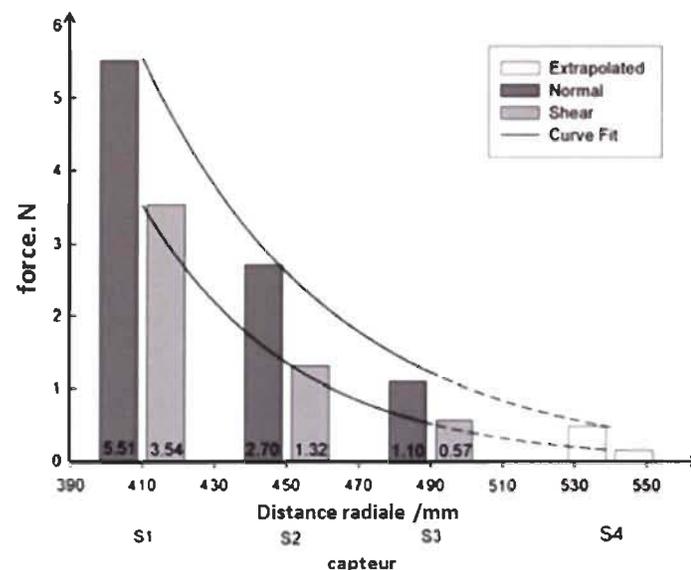


Figure 1.10 La force normale et tangentielle (shear) moyenne par rapport à la position radiale du capteur. Les valeurs de S4 sont extrapolées. Figure adaptée de [22].

1.13.1 Effet des déformations du bâti du raffineur sur l'entrefer

Il est bien connu que tout système mécanique en mouvement est toujours accompagné de vibrations mécaniques qui entraînent des déformations infinitésimales. L'entrefer doit être estimé par ses variations relatives sous l'effet de la déformation du raffineur, ce qui conduit à l'impossibilité de mesurer avec précision la valeur réelle de l'entrefer. Roux [8] a établi une relation empirique entre la force normale et l'entrefer \bar{e} à l'aide de l'équation suivante :

$$\bar{e} = \left(\frac{F_n^\infty}{F_n} - 1 \right) \frac{1}{\delta} \quad \text{Équation 1.12}$$

Où

F_n^∞	Valeur de la force normale mesurée à vide;
F_n	Valeur de la force normale mesurée en charge (fonctionnement normal);
δ	Paramètre expérimental fonction de la compressibilité du matelas fibreux.

1.14 Introduction du concept d'intensité

En 1923, Smith [33] établit une première théorie du raffinage, il a été le premier à envisager de construire un modèle décrivant le traitement des fibres entre deux barres. Selon Baker [3], Jagenerg (1887) a été le premier à introduire la notion de lame coupée par unité de temps L_C . Toujours selon Baker, en 1958 Wultsch et Flucher ont examiné l'impact de la longueur de la barre sur le traitement des fibres. Ils ont utilisé la longueur de lame coupée par unité de temps L_C et la surface de coupe par unité de temps A_s pour caractériser le processus de raffinage. Ils ont introduit le paramètre d'intensité de raffinage B, comme étant le quotient de la charge de raffinage et de la longueur de lame coupée par unité de temps L_C (voir équations 1.13 et 1.14) :

$$B = \frac{P_{net}}{L_C} \quad \text{Équation 1.13}$$

$$L_s = z_r z_s l \frac{n}{60} \quad \text{Équation 1.14}$$

Où

B	Intensité de raffinage;
l	Longueur de la barre;
z_r, z_s	Nombre de barres respectivement pour le rotor et le stator;
n	Vitesse de rotation (s^{-1}).

Selon Baker [3], en 1966 Brecht et Siewert ont défini l'intensité de raffinage (B) par la charge spécifique d'arête (SEL). Ils ont démontré le rôle majeur de l'arête des barres dans le procédé de raffinage. Les observations antérieures à l'aide d'un raffineur conique ou à disques transparents [14], valident les hypothèses de Smith. Par ailleurs, Senger et al. [21], puis Martinez *et al.* [20], obtiennent des résultats remarquables. En effet ils ont observé que les efforts (contraintes mécaniques) exercés sur les fibres sont très importants à proximité des arêtes d'attaque et beaucoup plus faibles sur le reste de la surface de recouvrement des lames (l'épaisseur a un effet faible, mais non négligeable sur la force de cisaillement).

1.14.1 Définition du concept d'intensité de raffinage

Dès 1962, tous les auteurs se sont mis d'accord sur le fait que le concept de raffinage s'exprime comme le résultat de deux facteurs : le type et le degré de traitement [2]. En 1988, Levlin [2] a caractérisé le procédé du raffinage à partir du nombre d'impacts (N) et l'intensité (I). Le produit du nombre d'impacts N sur les fibres (degré de traitement) par la sévérité I des impacts (type de traitement) est égal à l'énergie nette massique consommée E_{nette} , ce qui s'exprime par l'équation 1.15 :

$$E_{nette} = N I \quad \text{Équation 1.15}$$

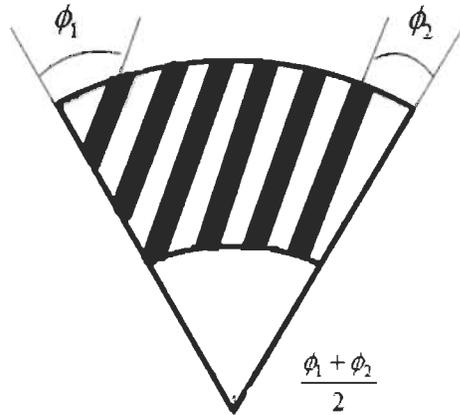
Dès lors, l'intensité de raffinage (sévérité des impacts) se définit par l'énergie nette massique par impact [34]. Il faut donc quantifier le nombre d'impacts et de calculer l'énergie nette massique obtenue par le rapport au débit de la pâte, de la différence de la charge totale et celle à vide. Plusieurs considérations nous permettront de définir l'intensité du traitement. Kerekes [5] a introduit le concept de facteur C, noté CF, pour caractériser les raffineurs. Il a développé un facteur pour mesurer la capacité d'un raffineur à traiter les fibres. Après avoir examiné la probabilité qu'une fibre subisse un impact avec une barre compte tenu de sa longueur, l'auteur propose l'équation suivante :

$$CF = \frac{8\pi^2 \rho C_F l D G \omega \cos^2(\varphi)(\cos \varphi + 2 \sin \varphi)(R_2^3 - R_1^3)}{3W(l+D)(G+W)^3}$$

Équation 1.16

Où

w	Masse linéique des fibres;
l	Longueur de fibre;
W, G, D	Code de taillage (un chiffre);
C_F	Concentration massique sèche de la pâte;
R_1, R_2	Rayon respectivement interne et externe du raffineur;
ω	Vitesse de rotation;
ρ	Masse volumique de l'eau;
$\phi = \frac{\phi_1 + \phi_2}{2}$	Angle caractéristique tel qu'illustré sur la Figure 1.11.

Figure 1.11 Motif représentant l'angle ϕ

1.14.2 Charge spécifique de surface

En 1990 Lumiainen [13] a introduit la charge spécifique de surface (SSL) qui est basée sur la charge spécifique d'arête (SEL). La largeur des lames du rotor et du stator est prise en compte dans le procédé de raffinage. Lumiainen incorpore ensuite la longueur L_L dite d'impact (voir l'équation 1.18) dans la charge spécifique d'arête afin de définir la charge spécifique de surface par :

$$SSL = \frac{SEL}{L_L}$$

Équation 1.17

Où

$$L_L = \frac{b_r + b_s}{2 \cos(\gamma / 2)} \quad \text{Équation 1.18}$$

Avec,

γ L'angle moyen de croisement des lames voir la Figure 1.12;
 b_r, b_s Largeur de la lame du rotor et du stator.

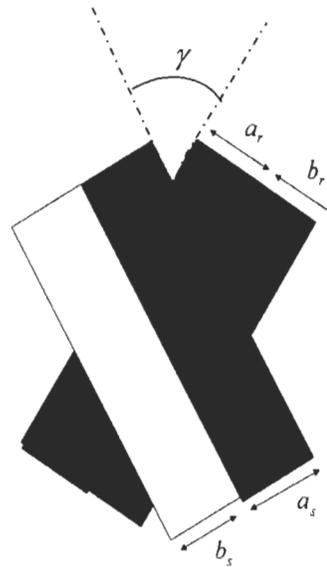


Figure 1.12 Visualisation de l'angle de croisement.

L'intensité, selon Lumiainen, est donnée par l'expression suivante,

$$I = \frac{P_{net}}{L_s L_L} \quad \text{Équation 1.19}$$

Avec,

L_s Longueur de lame coupée définie par l'équation 1.14.

1.15 Temps de résidence ou de séjour des fibres dans le raffineur

Miles et May [16] et Miles [35] ont développé une méthode pour calculer de temps de résidence des fibres dans la zone de raffinage. Faisons un bref rappel de leurs méthodes :

Considérons un anneau de pâte de largeur (dr) entre les plaques d'un raffineur dont l'un des disques (disque 2) est en rotation tandis que l'autre est immobile (voir Figure 1.13).

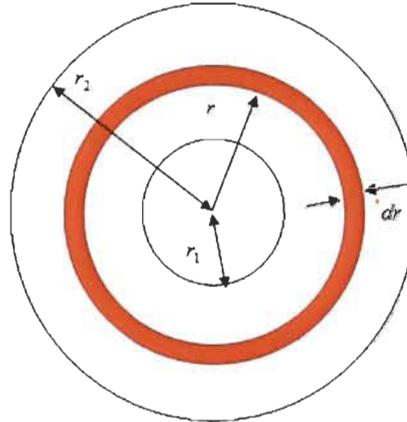


Figure 1.13 Anneau de pâte infinitésimale de largeur dr .

Cet anneau infinitésimal de pâte, situé à la position (r), a une masse humide $dM(r)$ (voir la vue de coupe sur la Figure 1.14) et il est soumis aux forces suivantes :

- C Force centrifuge exercée sur l'anneau infinitésimal de la pâte;
- F_{r1} et F_{r2} Forces de friction radiales de chacune des faces des plaques de raffinage;
- S Force de traînée que l'écoulement de vapeur exerce sur la pâte dans la même direction que le mouvement de la pâte;
- $T(r)$ Force axiale exercée sur l'anneau de pâte.

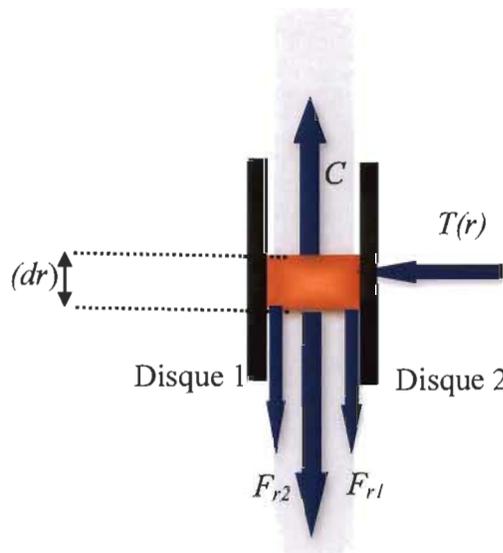


Figure 1.14 Vue de coupe des plaques du raffineur. La pâte d'épaisseur (dr) située entre les plaques est soumise aux forces illustrées.

La résultante F des forces qui s'exercent sur les fibres dans la direction radiale est donnée par :

$$F = C - F_{r1} - F_{r2} + bS \quad \text{Équation 1.20}$$

Avec,

$b=1$ lorsque la vapeur est dirigée vers le haut

$b=-1$ lorsque la vapeur est dirigée vers le bas

où la force centrifuge C est donnée par l'expression $dM(r)r\omega^2$,

$dM(r)$ Masse humide de l'anneau infinitésimal, de la pâte, située à la position (r);

r Position radiale, de l'anneau infinitésimal;

ω Vitesse angulaire du disque 2

Notons :

$P_m(r)$ Pression mécanique moyenne appliquée sur l'anneau de la pâte par les disques;

μ_{r1}, μ_{r2} Coefficients de frictions radiales entre les fibres et les disques.

Alors la force de friction radiale de chacune des faces des plaques de raffinage est donnée par :

$$F_{r1} + F_{r2} = (\mu_{r1} + \mu_{r2}) T(r) \quad \text{Équation 1.21}$$

Si μ_r est la moyenne arithmétique des deux coefficients de friction, alors la force radiale de friction est donnée par :

$$F_r = 4\pi \mu_r r P_m(r) dr \quad \text{Équation 1.22}$$

La force exercée sur l'anneau par la vapeur [37] est donnée par :

$$S = \frac{1}{2} C_f q_s(r) U(r)^2 A_p(r) dm(r) \quad \text{Équation 1.23}$$

Où

C_f Coefficient de résistance par frottement de la vapeur dans les fibres;

$q_s(r)$ Densité de la vapeur à la position radiale (r);

$U(r)$ Vitesse de la vapeur à la position (r);

- $A_p(r)$ Surface spécifique aérodynamique des fibres, supposée constante [36];
 $dm(r)$ Masse sèche des fibres dans l'anneau infinitésimal.

Le principe fondamental de la dynamique permet d'écrire :

$$M(r) \frac{dv}{dt} = dM(r) r \omega^2 - 4\pi \mu_r P_m(r) dr + \frac{b}{2} C_f q_s(r) U(r)^2 A_p(r) dm(r)$$

Équation 1.24

Où

v : désigne la vitesse radiale de la pâte à la position (r).

La masse de la pâte dans l'anneau est reliée à la vitesse radiale $v=dr/dt$ et au débit de la masse sèche par les équations 1.25 et 1.26 :

$$M^{\bullet} = \frac{dM(r)}{dt} = v \frac{dM(r)}{dr}$$

Équation 1.25

$$M^{\bullet} = \frac{m^{\bullet}}{c(r)}$$

Équation 1.26

Où

- M^{\bullet} Débit humide de la pâte;
 m^{\bullet} Débit sec de la pâte;
 $c(r)$ Consistance moyenne à la position radiale (r) dans l'anneau.

L'équation 1.24 devient alors :

$$\frac{dv}{dr} = \frac{r \omega^2}{v} - \frac{4\pi \mu_r P_m(r)}{m^{\bullet}} + \frac{b}{2} C_f q_s(r) U(r)^2 A_p(r) \frac{c(r)}{v}$$

Équation 1.27

Miles et May ont supposé que la puissance dissipée par unité de surface est constante sur la zone de raffinage. La puissance dissipée dans l'anneau est donnée par l'équation :

$$P(r) = \frac{m^{\bullet} E dA}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}$$

Équation 1.28

Où

- E Énergie spécifique totale de raffinage;

r_1, r_2 Rayon d'entrée et de sortie du raffineur (voir Figure 1.13);
 dA Surface de l'anneau infinitésimale.

Miles et May ont négligé la puissance dissipée dans la direction radiale en regard de la puissance dissipée dans la direction tangentielle.

Si $P_f(r)$ est la puissance dissipée dans la direction tangentielle alors :

$$P(r) = P_f(r) \quad \text{Équation 1.29}$$

La puissance $P_f(r)$ s'exprime à l'aide l'équation 1.30 :

$$P_f(r) = h u_{t1} P_m(r) dA \omega r \quad \text{Équation 1.30}$$

Avec

u_{t1} Le coefficient de friction tangential entre la pâte et le disque 1 (fixe);
 h Caractérise le raffineur; $h=1$ pour un disque simple et $h=2$ pour un disque double.

L'égalité précédente permet de réécrire l'Équation 1.31 par combinaison des équations 1.28, 1.29 et 1.30, on obtient :

$$P_m(r) = \frac{m^* E dA}{\pi(r_2^2 - r_1^2) \mu_t h \omega r} \quad \text{Équation 1.31}$$

L'équation 1.27 devient alors :

$$\frac{dv}{dr} = \frac{r\omega^2}{v} - \alpha \frac{u_r}{u_t} \frac{E c(r)}{\omega(r_2^2 - r_1^2)} + \frac{b}{2} C_f q_s(r) U(r)^2 A_p(r) \frac{c(r)}{v} \quad \text{Équation 1.32}$$

$\alpha = 4$ Pour un disque simple :

$\alpha = 2$ Pour un disque double.

La consistance moyenne $c(r)$ dans l'anneau change avec le rayon à cause de la transformation de l'eau en vapeur. Selon les mêmes auteurs, cette consistance est donnée par l'équation suivante :

$$c(r) = \frac{c_i L(r_2^2 - r_1^2)}{L(r_2^2 - r_1^2) - c_i E(r_2^2 - r_1^2)} \quad \text{Équation 1.33}$$

L	Chaleur latente de la vapeur;
c_i	Consistance à l'entrée du raffineur.

Selon les mêmes auteurs, une valeur de 0,25 a été attribuée coefficient de friction radial μ_r entre la pâte et le disque, correspondant au glissement du bois humide sur l'acier. Pour la résolution de l'équation 1.32, Miles propose [35] deux approches.

Équation simplifiée pour la vitesse des fibres.

Miles a supposé que le gradient de la vitesse à l'entrée du raffineur est nul ce qui implique que $\frac{dv}{dr} = 0$. Une simplification majeure de l'équation 1.32 s'en déduit :

$$v = \frac{r\omega^2 + \frac{b}{2} C_f q_s U^2 A_p(r) c(r)}{\alpha \frac{u_r}{u_i} \frac{E c(r)}{\omega(r_2^2 - r_1^2)}} \quad \text{Équation 1.34}$$

Élimination du terme de débit de la vapeur

L'équation 1.34 caractéristique de la vitesse radiale des fibres contient deux termes, un terme mécanique, qui décrit l'effet des forces mécaniques sur les fibres, et le terme de débit de la vapeur.

Si l'effet de la vapeur est supposé négligeable, alors l'équation 1.34 devient :

$$v = \frac{r\omega^2}{\alpha \frac{u_r}{u_i} \frac{E c(r)}{\omega(r_2^2 - r_1^2)}} \quad \text{Équation 1.35}$$

Au Tableau 1.2, les résultats comparatifs sur le temps de résidence et les paramètres en lien avec l'intensité de raffinage confirment l'hypothèse de Miles.

On peut donc obtenir le temps de résidence, τ , par l'intégration de l'équation 1.35 :

$$\tau = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{v} \quad \text{Équation 1.36}$$

Où

τ Temps de séjour.

Des équations 1.35, 1.33 et 1.36, on obtient une équation algébrique, du temps de résidence, suivante :

$$\tau = \frac{\mu_r}{\mu_1} \frac{a E c_i}{\omega^3 (L(r_2^2 - r_1^2) - c_i E r_1^2)} \left[\ln \frac{r_2}{r_1} - \frac{1}{2} \ln \left(\frac{L - c_i E}{L} \right) \right] \quad \text{Équation 1.37}$$

1.16 Intensités de raffinage

Miles [16] a donné une approximation du nombre d'impacts (n) subis par chaque fibre au cours de son séjour dans le raffineur suite aux contacts avec les plaques. Il a obtenu l'expression suivante (voir équation 1.38) :

$$n = N h \omega \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right) \tau \quad \text{Équation 1.38}$$

N Nombre de barres par unité de longueur de l'arc;

h 1, pour un disque simple et 2, pour un disque double.

Miles [35] conclut donc que l'énergie spécifique par impact, ou l'intensité de raffinage (e) est donnée par l'équation :

$$e = \frac{E}{n} \quad \text{Équation 1.39}$$

D'où (par combinaison avec l'équation 1.38)

$$e = \frac{2}{h \omega (r_1 + r_2)} \frac{E}{N \tau} \quad \text{Équation 1.40}$$

La relation entre la vitesse de rotation et l'intensité de raffinage est obtenue par combinaison des équations 1.37 et 1.40 :

$$e = \frac{K}{N} \omega^2 \quad \text{Équation 1.41}$$

La constante K , est décrite par l'Équation 1.42 suivante obtenue par combinaison des équations 1.41, 1.40 et 1.37 :

$$K = \frac{2}{h(r_1 + r_2)} \frac{\mu_r a E c_i}{\mu_i (L(r_2^2 - r_1^2) - c_i E r_1^2)} \left[\ln \frac{r_2}{r_1} - \frac{1}{2} \ln \left(\frac{L - c_i E}{L} \right) \right] \quad \text{Équation 1.42}$$

Miles a ensuite comparé l'effet de la vapeur d'eau sur le temps de résidence (séjour) par la résolution numérique de l'équation 1.32 et le calcul direct à partir de l'équation 1.37, déduite sans effet de la vapeur d'eau. Il a obtenu le tableau 1.2 suivant :

Tableau 1.2 Calcul du temps de résidence et de l'intensité de raffinage avec et sans effet de la vapeur.

	Avec l'effet de la vapeur	Sans effet de la vapeur
Temps de résidence τ , (s)	0.65	0.64
Nombre d'impacts, n	9802	9651
Énergie spécifique par impact, e (10^4 MJ/kg)	4.35	4.42
Puissance spécifique de raffinage, MJ/(kg.s) $e^* = \frac{e}{\tau}$	6.56	6.66

Miles en déduit que, pour les conditions d'opération de raffinage illustrées au Tableau 1.2, l'équation 1.37 est valide, puisque les résultats ne diffèrent que de 1.5%.

Remarque - Une formule du temps de résidence (séjour) est présentée dans la référence [10].

Une autre expression de la vitesse des fibres $v(r)$, similaire à celle trouvée par Miles, est le résultat de l'étude de la force centrifuge sur le raffineur conique, développée par Miles et al. [36]. Ils ont déduit l'équation suivante :

$$v(r) = \frac{u_r r \omega^3 (r_2^2 - r_1^2) (\sin(\theta) + u_r \cos(\theta))}{u_i 4E.c} \quad \text{Équation 1.43}$$

θ Corresponds à l'angle du cône relatif à l'axe central.

1.16.1 Quantification de la distribution massique des fibres et du temps de séjour dans le raffineur : Méthode basée sur les courbes en laboratoire

Selon Poirier et May [37], il est possible de déterminer la concentration massique dans le raffineur. Des essais en laboratoire ont permis de tracer la concentration massique dans le raffineur. Ces derniers ont trouvé la relation montrée à la Figure 1.15 :

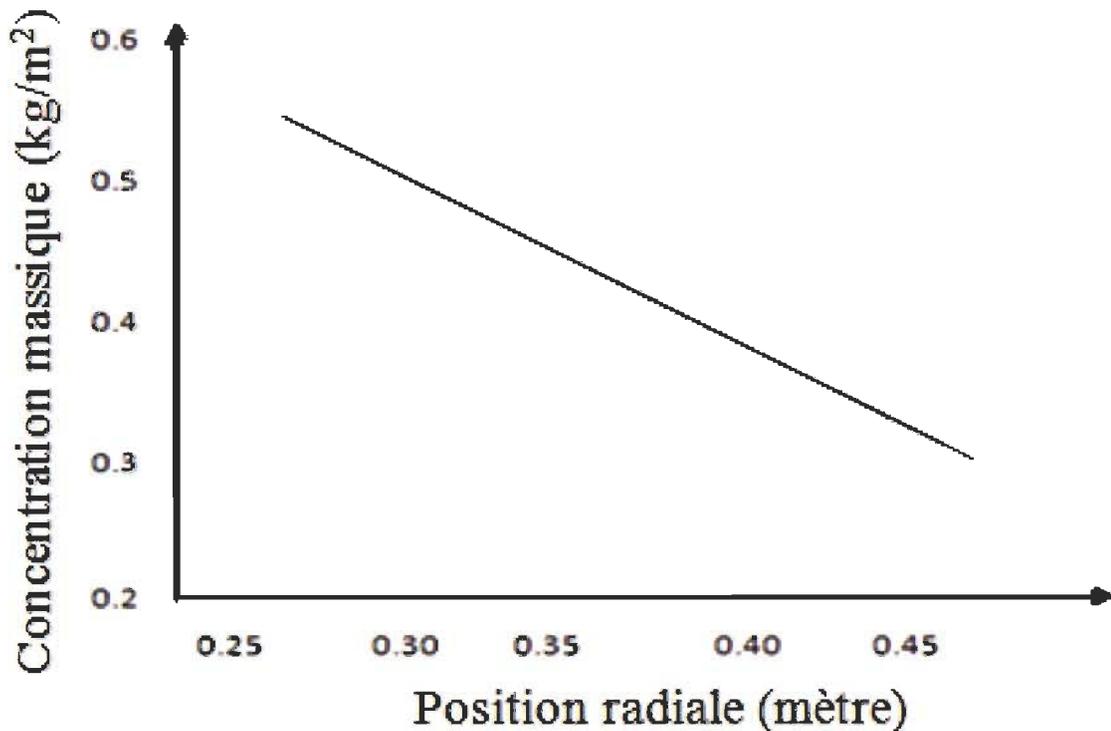


Figure 1.15 La concentration massique dans la zone de raffinage décroît linéairement de l'entrée du raffineur à sa sortie. Figure adaptée de [37].

1.16.2 Expression théorique de la masse locale des fibres

La masse des floes qui occupe une fraction δ dans une couronne de rayon (r) peut être exprimée [38] comme suit :

$$dm = \frac{\rho_f \rho_w}{\rho_w c + \rho_f (1-c)} \delta 2\pi r dr G \quad \text{Équation 1.44}$$

Où

dr Largeur de la couronne (annulus);

G	Entrefer;
ρ_f, ρ_w	Volumique massique respectivement des fibres et de l'eau;
c	Consistance de la pâte.

1.17 Méthode de calcul théorique de la masse

Poirier et May [37] ont mis au point une méthode d'analyse originale pour déterminer la masse des fibres dans un raffineur de copeaux. Ils ont utilisé la mesure de la poussée axiale et le jeu des plaques. Le principe de cette méthode suppose qu'en ajustant le jeu des plaques (le *taper*) afin d'établir la charge du moteur, le raffineur redistribue la pâte dans la zone de raffinage dans le but de maintenir une distribution d'énergie uniforme. Ils ont montré que la masse des fibres entre les plaques dans la couronne est donnée par :

$$M = \frac{\pi}{2} \int_{r_1}^{r_2} F_r m_r r dr$$

Équation 1.45

M	Masse des fibres (base sèche) dans le raffineur;
F_r	Rapport de la surface occupée par les floes sur la surface de la couronne;
m_r	Masse des fibres divisée par la surface occupée à la position r .

Les investigations de Poirier et May [37] montrent que le raffineur doit opérer avec une concentration massique constante, ou un taux de remplissage constant. Ceci constitue donc une formulation apte à donner directement la masse sèche dans le raffineur avec une grande précision. Quoique leurs résultats sont en accord avec les calculs théoriques, Poirier et May [37] pensent qu'il se peut que d'autres mécanismes soient impliqués et qu'ils devraient faire l'objet d'études complémentaires.

En 2011, une technique proposée par Eriksson *et al.* [39] combine différentes mesures utilisant un laser pour obtenir plus d'information sur la distribution des fibres dans le raffineur.

1.18 Modélisation de la cinétique de la coupe des fibres

Chu *et al.* [15] ont modélisé la cinétique de raccourcissement des fibres. Ils ont fait l'hypothèse que les fibres se coupent au milieu et ont introduit deux définitions :

μ	Masse moyenne de fibres collectées par unité de longueur de lame active;
f	Fraction massique des fibres coupées parmi celles collectées par la barre active.

1.18.1 Expression de la fraction massique f

Chu *et al.* [15], ont défini l'intensité seuil et minimale I_{min} pour laquelle toute intensité d'impact qui dépasse cette valeur conduira forcément à la coupe des fibres. La fraction massique f des fibres coupées est donnée par :

$$f = \exp\left(-\frac{I_{min}}{\langle I \rangle}\right) \quad \text{Équation 1.46}$$

I_{min}	Intensité minimale de raffinage;
L_C	Définie la longueur de lame coupée par unité de temps;
$\langle I \rangle$	Charge spécifique d'arête définie par : $\langle I \rangle = \frac{P_{nette}}{L_s}$.

1.18.2 Variation de la masse linéique μ

La masse linéique des fibres collectées par les lames décroît avec la longueur des fibres. Chu et Roux [15] ont posé :

$$\mu = \mu_0 \frac{L_f}{L_{f_0}} \quad \text{Équation 1.47}$$

Où

μ_0 Masse linéique des fibres avant le raffinage.

La cinétique de la coupe des fibres est donnée par :

$$\frac{L_f}{L_{f_0}} = \frac{1}{1 + \frac{f \mu_0}{2 \langle I \rangle} E} \quad \text{Équation 1.48}$$

Où

L_{f_0}, L_f Longueur des fibres initiale et après traitement;

E Énergie massique nette consommée.

Les paramètres f et μ_0 peuvent être déterminés expérimentalement.

1.18.3 Modélisation empirique proposée

Des mesures expérimentales de la cinétique de coupe conduisent à l'expression suivante [8] :

$$\frac{L_f}{L_{f_0}} = \frac{1}{1 + \lambda E}, \quad \text{Équation 1.49}$$

Où

λ Un paramètre à déterminer expérimentalement.

1.19 Effet du sulfite sur l'énergie spécifique du raffineur et sur les propriétés de la fibre.

L'effet du prétraitement des fibres avec le sulfite, sur la production thermomécanique, est évalué par Nelsson *et al.* [40]. Les copeaux ont été prétraités mécaniquement dans une presse (impressafiner MSD 500) avant l'imprégnation avec une solution de Na_2SO_3 à pH 9. Les échantillons des fibres ont été imprégnés avec un dosage de Na_2SO_3 (0%-1.21%). Le sulfite ajouté aux copeaux est lié aux fibres à la fin du raffinage avec un taux de 50%. Selon Nelsson *et al.* [40] l'énergie spécifique consommée, nécessaire pour la production des fibres avec un indice d'éclatement de 47 Nm/g pour des fibres prétraitées avec 1.21% de sulfite, est réduite par 290 kWh/tma (environ 15%) en la comparant à l'énergie spécifique des fibres non traitées.

Selon Lanouette *et al.* [41], il est avantageux de compresser mécaniquement les fibres avant le raffinage, car ce traitement mécanique réduit l'énergie consommée. Stationwala [42] a précisé aussi qu'une combinaison du prétraitement avec le sulfite et une élévation de l'intensité de raffinage conduit à une réduction de 33% de l'énergie consommée et cela sans effets négatifs sur les propriétés des fibres.

Toujours selon Nelsson *et al.* [40], les fibres prétraitées par le sulfite ont un indice d'éclatement supérieur et un coefficient de diffusion de la lumière légèrement inférieure à une certaine énergie spécifique consommée. Le même auteur montre que la longueur et la largeur de la fibre, l'indice d'égouttage et l'indice de déchirure augmentent tandis que l'élongation et la diffusion de la lumière sont réduites quand on augmente le dosage de sulfite à un indice d'éclatement similaire.

Le prétraitement avec le sulfite augmente la fibrillation interne en rendant la fibre plus flexible [43].

Chapitre 2 - Les techniques susceptibles de modéliser les phénomènes vibratoires dans le procédé de raffinage

Toute structure est sujette à des vibrations qu'elle génère elle-même ou qu'elle reçoit de la part d'une autre source dans son environnement. Ces vibrations affectent tous les solides élastiques, les liquides et les gaz [44]. Les sources de vibration peuvent avoir diverses origines, à savoir :

- Une force interne oscillante, le balourd d'un arbre tournant, la combustion des gaz dans un moteur thermique, ou la force d'interaction entre les dents d'engrenages :
- Une force externe oscillante, issue, par exemple, d'un moteur à proximité et transmis par l'attache d'une tuyauterie ou par le sol, ou des tourbillons de vent sur une cheminée :
- Un choc ou une variation soudaine d'un effort ou d'une position, séisme, explosion.

Une vibration fait intervenir trois grandeurs fondamentales [44] :

- L'énergie cinétique du milieu mis en mouvement vibratoire :
- L'énergie de rappel qui résulte de l'élasticité du milieu distordu par la vibration :
- La fréquence des oscillations.

2.1.1 Outils méthodologiques et de prédiction

Plusieurs méthodes développées par les mathématiciens et les physiciens peuvent être utilisées afin de résoudre les phénomènes de vibrations des structures, on cite les plus performants :

- L'étude des phénomènes vibratoires par la méthode des éléments finis : cette méthode est efficace pour étudier des structures si complexes soient elles. Certains logiciels permettent de simuler des sources d'excitations.
- La méthode connue sous le sigle SEA (*Statistical Energy Analysis*, ou méthode d'analyse statistique de l'énergie) est la plus usuelle du fait de sa grande simplicité.

2.2 Analyse statistique énergétique SEA

L'analyse statistique énergétique (SEA) est une méthode modélisant les échanges vibratoires entre des systèmes dynamiques. C'est une technique qui s'applique lorsque les sources d'excitation sont aléatoires [45, 46].

2.2.1 Principe de l'analyse statistique énergétique

Cette technique a été développée en 1962 suite aux travaux de Lyon et Maidanik [47]. Sharton et Lyon [48] ont appliqué et développé l'analyse statistique énergétique. Leurs travaux se caractérisent par le calcul du flux de puissance échangé entre deux oscillateurs faiblement couplés en inertie (voir Figure 2.1) et soumis à une excitation aléatoire de type bruit blanc [47].

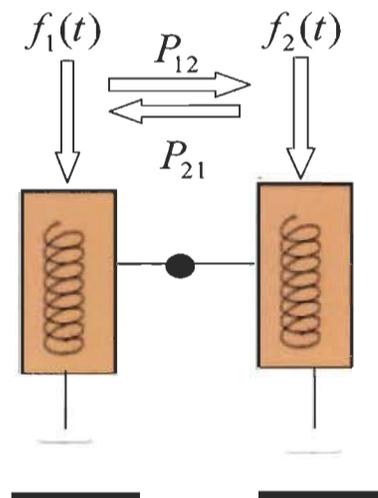


Figure 2.1 Puissance injectée par les forces extérieures pour deux oscillateurs couplés en inertie.

Leurs résultats montrent que le flux de puissance moyenné dans le temps, P_{12} , échangé entre les oscillateurs est proportionnel à la différence de leur énergie totale ($E_1 - E_2$), moyennée dans le temps. Les hypothèses fondamentales de la démarche dans ce cas simple sont :

1. Les excitations sont stationnaires, aléatoires et non corrélées :
2. Le couplage est faible et conservatif et traduit le manque de perte d'énergie au niveau du couplage.

Le flux de puissance s'exprime par la relation suivante :

$$P_{12} = w_{12} (E_1 - E_2) \text{ et } P_{21} = w_{21} (E_2 - E_1) \quad \text{Équation 2.1}$$

$w_{12} = w_{21}$: sont égaux et constant.

La constante w_{12} ne dépend que des caractéristiques dynamiques des deux oscillateurs, des éléments de couplage et elle est indépendante des niveaux d'excitation appliqués aux deux oscillateurs. L'égalité $w_{12} = w_{21}$ est valable pour n'importe quel type de couplage, pourvu que l'énergie totale soit bien définie [47, 49]. On montre de plus que si $E_1 \gg E_2$, le flux de puissance chemine de l'oscillateur (1) à l'oscillateur (2) [45, 47]. Cette relation de proportionnalité entre le flux de puissance échangé et la différence des énergies totales caractérise l'apport essentiel de l'analyse statistique énergétique.

2.2.2 Système à plusieurs modes couplés

La proportionnalité entre le flux de puissance, moyenné dans le temps, et la différence des énergies est justifiée dans les situations suivantes [45] :

1. Deux oscillateurs couplés sous excitation aléatoire [47, 48, 50] :
2. Deux oscillateurs identiques [47] :
3. Deux sous-systèmes faiblement couplés et peu amortis sous excitation aléatoire [51].

Lyon a analysé le couplage entre deux systèmes multimodaux [45, 47] de la manière illustrée à la Figure 2.2, avec les hypothèses suivantes :

1. Les modes internes à chaque sous-système ne sont pas couplés entre eux :
2. Chaque mode du sous-système 1 est couplé à tous les modes du système 2.

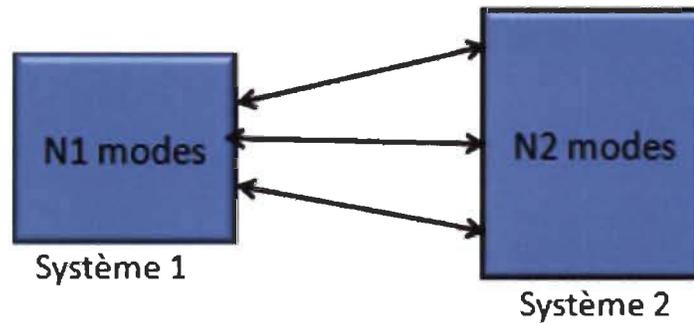


Figure 2.2 Couplage entre deux systèmes multimodaux. Figure adaptée de [45].

Le flux de puissance, moyenné dans le temps, échangé entre les systèmes 1 et 2 est obtenu en sommant sur tous les modes des systèmes 1 et 2 :

$$\overline{p_{12}} = \sum_{i=1}^{N_1} \sum_{j=1}^{N_2} \phi_{ij} (\overline{e_{i1}} - \overline{e_{j2}}) \quad \text{Équation 2.2}$$

Avec

- N_1, N_2 Nombre de modes des systèmes 1 et 2;
- $\overline{e_{i1}}, \overline{e_{j2}}$ Énergie totale moyennée dans le temps des modes i et j des systèmes 1 et 2;
- ϕ_{ij} Facteur de couplage entre les modes i et j des systèmes 1 et 2.

Lyon *et al.* [47], ont montré que la relation (équation 2.2) peut être reformulée comme suit :

$$\overline{p_{12}} = \phi_{12} (\overline{E_1} - \overline{E_2})$$

Où

- ϕ_{12} Facteur de couplage entre les systèmes 1 et 2;
- $\overline{E_1}, \overline{E_2}$ Énergies totales moyennées dans le temps, du système 1 et 2.

Lyon *et al.* [47] ont supposé les hypothèses suivantes :

1. Les facteurs de couplage entre les modes i et j des systèmes 1 et 2, sont égaux,
2. La condition d'équipartition de l'énergie au sein d'un même système qui traduit l'égalité de l'énergie totale moyennée dans le temps des modes d'un même système. Cette condition est équivalente à la condition que le facteur de perte par dissipation soit beaucoup plus petit que les coefficients de couplage [47, 52]
3. L'énergie totale d'un mode, moyennée dans le temps, est indépendante de son couplage avec un mode d'un autre système pour lequel le couplage est très faible.

2.3 Étude du système réel

La détermination des sous-systèmes n'est pas une tâche facile. Elle correspond à la phase la plus critique dans le processus de modélisation par l'analyse statistique énergétique. Pour ce faire, on doit chercher les caractéristiques géométriques et internes qui distinguent les sous-systèmes.

Chaque sous-système est assujéti à une équation aux différences ci-dessous représentant l'échange énergétique vis-à-vis des autres sous-systèmes [45,53].

$$\frac{P_{i,inj}}{\omega} = \eta_i E_i - \eta_{ji} E_j + \sum_{j=1}^{N_2} \eta_{ij} E_j, \quad \forall i, 1 \leq i \leq N_1 \quad \text{Équation 2.3}$$

Où

η_{ij}	Coefficient de perte par couplage entre les sous-systèmes i et j ;
η_i	Facteur de perte par dissipation de chaque sous-système i ;
ω	Pulsation;
$P_{i,inj}$	Puissance injectée par les forces extérieures au sous-système i ;
E_i	Énergie totale du sous-système i .

L'équation 2.3, peut s'écrire sous la forme matricielle suivante [45, 53] :

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_{1tot} & -\eta_{12} & \dots & -\eta_{1n} \\ -\eta_{21} & \eta_{2tot} & \dots & -\eta_{2n} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ -\eta_{n1} & -\eta_{n2} & \dots & \eta_{ntot} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \cdot \\ E_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{1,inj} \\ P_{2,inj} \\ \cdot \\ P_{3,inj} \end{bmatrix} \quad \text{Équation 2.4}$$

Avec $\eta_{i,tot}$ le facteur de perte totale tel que :

$$\eta_{tot} = \eta_i + \sum_{i \neq j} \eta_{ij} \quad \text{Équation 2.5}$$

Les énergies moyennées dans le temps et dans l'espace de chaque sous-système du modèle sont obtenues par la résolution du système linéaire 2.4.

Les équations de l'Analyse Statistique Énergétique s'établissent de la manière suivante :

- Partitionnement et détermination du nombre de modes qui peuvent exister dans chaque sous-système :
- détermination des coefficients de perte par couplage entre les systèmes :
- détermination des facteurs de perte par dissipation de chacun des sous-systèmes :
- résolution de l'équation matricielle.

2.3.1 Caractérisation des sous-systèmes

On distingue un sous-système du système étudié par [45] :

- La discontinuité entre parties des systèmes représentant une hétérogénéité interne : saut d'épaisseur, saut de rigidité :
- une énergie significativement différente des autres sous-systèmes

2.3.2 Calcul de la matrice des facteurs de pertes

Pour pouvoir déterminer la matrice des facteurs de pertes, nous devons d'abord évaluer les pertes par dissipation et par couplage.

2.3.2.1 Facteur de perte par dissipation η_i

Ce facteur désigne le rapport de l'énergie perdue au cours d'une période à l'énergie mécanique totale emmagasinée sous forme cinétique et potentielle. C'est un indicateur de la quantité d'énergie vibratoire mécanique perdue sous forme de chaleur. Il dépend de la nature de l'excitation et de la forme du solide et de la fréquence [54].

Ce facteur contribue à la détermination d'une valeur moyenne de l'énergie transférée à la liaison d'hydrogène et la partie dissipée dans la fibre, il n'est pas accessible par la théorie. Sa valeur doit être déterminée expérimentalement par la résolution de l'équation 2.4.

2.3.2.2 Facteur de perte par couplage n_{12}

Les coefficients de couplage entre structures directement connectées ont fait l'objet de nombreuses publications [45, 46].

Dans quelques applications, les facteurs de pertes par couplage peuvent être estimés en se basant sur la méthode de transmission de l'onde [49].

Selon Lyon *et al.* [50], il est très facile de déterminer le facteur de perte par couplage quand les sous-systèmes sont connectés en un point ou plus, ou bien lorsque la jonction est réalisée le long d'une ligne ou à travers une surface [46].

2.3.2.3 Résolution de l'équation matricielle.

Considérons N oscillateurs couplés indicés i caractérisés par une fréquence de résonance voisine pour chacun d'eux.

En 1978, Chandiramani [52], a montré que si :

1. Le facteur de perte par dissipation η_i dépend de l'indice i :
2. La puissance $P_{i,mj}$ injectée au sous-système d'indice i dépend de i :

3. Il existe une dépendance entre le coefficient de couplage ϕ_{ij} et les indices i, j :

alors,

- Les N oscillateurs vont acquérir la même énergie dans le cas où le facteur de perte par dissipation est très faible devant le terme de couplage $n_i \ll \phi_{ij}$, ce qui traduit l'équipartition de l'énergie sur les sous-systèmes :
- Les N oscillateurs se comporteront comme s'ils sont découplés dans le cas où $n_i \gg \phi_{ij}$.

L'équipartition de l'énergie a été confirmée par Woodhouse [50] même au sein des modes d'un sous-système.

Chapitre 3 - Synthèse et objectifs de recherche

3.1 Les paradoxes industriels

Selon Härkönen [55, 56], les équations de Miles et May sont incomplètes, car elles ne tiennent compte que des forces dans le sens radial. De plus, certains problèmes, ainsi que des expériences, ont conduit à des constats et des résultats qu'on ne peut pas expliquer à partir des définitions de l'intensité de raffinage connues à ce jour.

Joris [4] a classé les plus importantes situations contradictoires rencontrées dans l'industrie papetière.

Les idées et principes admis [4] :

- Plus l'angle des lames est grand, moins les fibres sont coupées :
- Plus la consistance est élevée, moins les fibres sont coupées :
- Plus la charge spécifique d'arête est faible, moins les fibres sont coupées :
- Plus la puissance de serrage est élevée, plus le rendement du raffinage est grand :

Les principes, que les auteurs considèrent faux et non admissibles [4] :

- Plus un raffineur est grand plus il est efficace :
- Munie de garnitures en spirale, le raffineur est plus efficace.

Les notions encore ambiguës concernent la mesure des puissances de raffinage, les caractéristiques hydrodynamiques des raffineurs, les disparités entre les nombreuses théories du raffinage proposées dans la littérature.

Cette situation paradoxale mérite des explications. La méconnaissance de certaines notions fondamentales en est la cause. Que signifie alors l'intensité de raffinage et comment peut-on la quantifier adéquatement ?

3.2 Problématique de la charge spécifique d'arête

La longueur totale d'arêtes de lames qui se croisent pendant un intervalle de temps de traitement donné constitue une grandeur géométrique capitale dans la quantification du transfert énergétique vers la pâte, d'où le concept de la charge spécifique d'arête de lame, définie comme le rapport de l'énergie transférée par unité de temps à la longueur de lame coupée pendant cet intervalle de temps.

La longueur de lame coupée par unité de temps s'obtient en multipliant le terme $n_r n_s L$ par la vitesse de rotation N (fréquence de rotation) [15], selon l'Équation 3.1 :

$$L_c = n_r n_s L N \text{ (m/s)} \quad \text{Équation 3.1}$$

Avec

$n_s n_r$	Nombre de lames du stator et du rotor;
L	Longueur de la lame du rotor;
N	Vitesse de rotation (fréquence de rotation).

La charge spécifique d'arête, notée C_s , est la puissance électrique qui est dépensée par unité de longueur de lame coupée pendant unité de temps, ce qui s'exprime par :

$$C_s = \frac{P_{net}}{L_c} \text{ (J/m)} \quad \text{Équation 3.2}$$

En 1999, Roux *et al.* [8] ont quantifié la charge spécifique d'arêtes de lame, dans un raffineur à disques selon la formule suivante.

$$c_s = \frac{3(1-k^2)}{2(1-k^3)} \frac{P_u a_s a_r}{V_p} \frac{\theta^2}{(\sin(\alpha + \theta) - \sin(\alpha)) (\sin(\beta + \theta) - \sin(\beta))} \quad \text{Équation 3.3}$$

P_u	Puissance nette (utile);
a_r, a_s	Largeur des lames du rotor et du stator;
V_p	Vitesse périphérique;
$k = \frac{\rho_i}{\rho_e}$	ρ_e, ρ_i rayons extérieur et intérieur du raffineur;
θ, β, α	Angle de sectorisation et de taillage.

Malgré que cette formule représente le dernier développement du modèle de la charge spécifique d'arête, elle présente des contradictions [8] lorsqu'on considère les paramètres géométriques des lames, à savoir l'angle de taillage α (β pour stator), l'angle de sectorisation θ et la configuration entrante ou sortante, voir Figure 3.1.

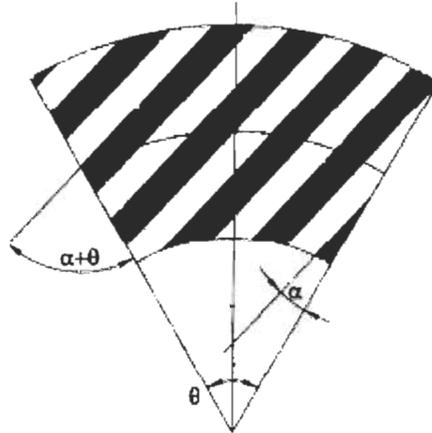


Figure 3.1 Motif pseudo sectoriel [8].

Roux, Joris et Caugal ont étudié l'effet de l'angle de taillage, l'angle de sectorisation et la configuration de lames. Les prévisions théoriques de la coupe des fibres interprétées par leurs modèles se révèlent en contradiction avec les résultats expérimentaux. En effet, considérons les secteurs stators représentés à la Figure 3.2. Ces deux secteurs ne diffèrent entre eux que par la valeur de l'angle de taillage des lames. La Figure 3.3, représente des secteurs qui ont des géométries qui conduisent au même facteur géométrique angulaire défini par les auteurs comme suit :

$$f(\alpha, \beta, \theta) = \frac{\theta^2}{(\sin(\alpha + \theta) - \sin(\alpha)) (\sin(\beta + \theta) - \sin(\beta))} \quad \text{Équation 3.4}$$

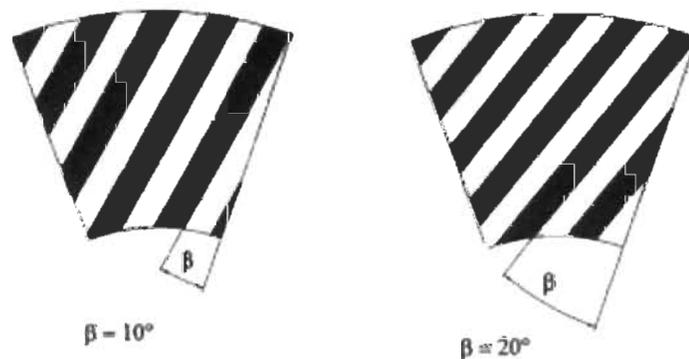


Figure 3.2 Deux angles de taillages d'un motif stator [8].

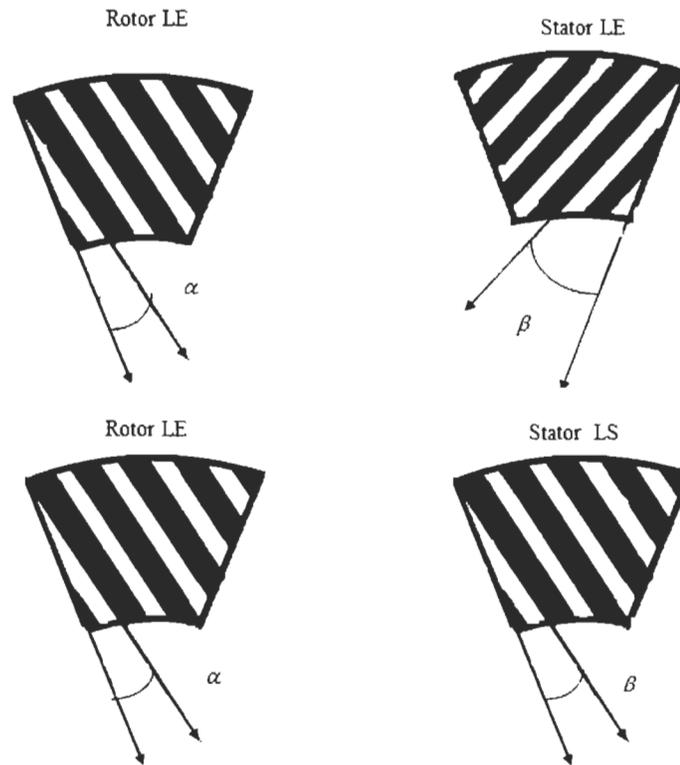


Figure 3.3 Exemple de paires ayant le même facteur géométrique [8].

Remarque - Le facteur f est un terme apparaissant dans l'équation 3.3, les auteurs (Roux *et al.*) ont proposé de l'étudier en regard de la géométrie des barres sur la charge spécifique d'arête.

Vu la symétrie qui distingue l'angle de taillage α et β , les auteurs ont étudié un seul paramètre α en fixant les autres paramètres. Ils définissent la fonction caractéristique suivante :

$$g(\alpha) = \frac{1}{\sin(\alpha + \theta) - \sin(\alpha)}$$

Le Tableau 3.1 illustre les valeurs de $g(\alpha)$, pour deux angles de sectorisation θ choisis.

Tableau 3.1 Variation de $g(\alpha)$ en fonction de l'angle de sectorisation [8]

α (degrés)	5	10	15	20	25
$\theta=22,5$ (degrés)	2.67	2.75	2.86	3.00	3.18
$\theta=30$ (degrés)	2.06	2.13	2.23	2.36	2.52

On observe que lorsque l'angle de taillage augmente, la charge spécifique d'arête augmente, ce qui conduit à une augmentation de l'effet de coupe des fibres [8]. Selon ces auteurs, ces résultats sont en contradiction avec l'expérimentation qui montre une réduction de l'intensité de coupe des fibres lorsque l'angle de taillage des lames augmente. Des études expérimentales illustrent ce point (Tableau 3.2).

Tableau 3.2 Effet de coupe lorsque α augmente [8]

α (degré)	5	10	15	20	25	30
L_f (mm)	0.85	0.88	0.92	1.02	1.12	1.17

Roux *et al.* ont ensuite étudié l'effet de l'angle de sectorisation θ . En se basant sur leur modèle, ils ont constaté une augmentation de l'effet de raccourcissement des fibres lorsque l'angle de sectorisation θ augmente. Ils concluent que ce résultat est en contradiction avec les nombreuses expérimentations réalisées qui démontrent une réduction de l'intensité de coupe des fibres lorsque l'angle de sectorisation des lames augmente. Le Tableau 3.3 illustre ces résultats.

Tableau 3.3 Effet de coupe lorsque θ augmente [8]

θ (degré)	15	22.5	30	60	90
L_f (mm)	0.78	0.83	0.94	1.14	1.20

La configuration géométrique des secteurs en vis-à-vis n'est pas prise en compte dans la notion de la charge spécifique d'arêtes de lame. À la Figure 3.3, les deux configurations sectorielles par paires rotor/stator donneront la même charge spécifique d'arêtes alors

que les effets de coupe obtenus expérimentalement seront différents comme indiqué ci-dessous :

$L_f = 1.38$ mm, en configuration LE/LE :

$L_f = 1.30$ mm, en configuration LE/LS.

Pour contourner ce problème, les auteurs proposent de retirer toute référence aux paramètres géométriques angulaires prise en compte dans leur modèle, soit en annulant les paramètres angulaires α, β, θ . Ce qui conduit à un facteur géométrique de valeur égale à 1, c'est-à-dire $f(\alpha, \beta, \theta) = 1$.

Dans ces conditions, ils ont défini la charge spécifique de référence comme suit :

$$c_s = \frac{2(a_s + b_s).(a_r + b_r)}{2\pi V_\rho(1 - k^3)} \frac{p_u}{\rho^2_e} \quad \text{Équation 3.5}$$

Des problèmes surgissent dans le calcul rigoureux de la longueur de lame coupée donc de la charge spécifique d'arête. L'ambiguïté provient des considérations suivantes :

- La variabilité de longueur de lames, et ce dans le cas d'un raffineur à disques ou conique [8, 15] :
- Pour les deux types de raffineur (conique ou à disques) se pose le problème du nombre variable de lames de la zone interne à la zone externe de la garniture. Pour les calculer, on décompose la garniture en couronnes concentriques selon Chu et Roux [15], ce qui n'est pas le cas (l'angle de taillage n'est pas nul).

Ce concept est pris en défaut puisqu'il ne tient pas compte de la position des lames qui percutent les fibres et il suppose que l'énergie transmise par unité de longueur soit constante sur toute la couronne de raffinage indépendamment de la géométrie des lames. Aussi ce concept repose sur des définitions qui n'ont pas été reconsidérées en fonction de l'évolution technologique [57].

3.3 Concept d'énergie par point de croisement

Dans leur rotation, après superposition des motifs du rotor sur celui du stator, les lames s'entrecroisent et forment des points de croisements (voir Figure 3.4). Roux *et al.* [8] proposent de calculer la charge spécifique de référence C_s^0 par division de la force normale effective F_n^{eff} par le nombre moyen de points de croisement, soit :

$$C_s^0 = \frac{F_n^{eff}}{n} \quad \text{Équation 3.6}$$

Avec $F_n^{eff} = R - R_0$

Où

- R Force normale au moment du raffinage (en charge);
- R_0 Force normale à vide appliquée sur l'eau;
- \bar{n} Nombre moyen de points de croisement.

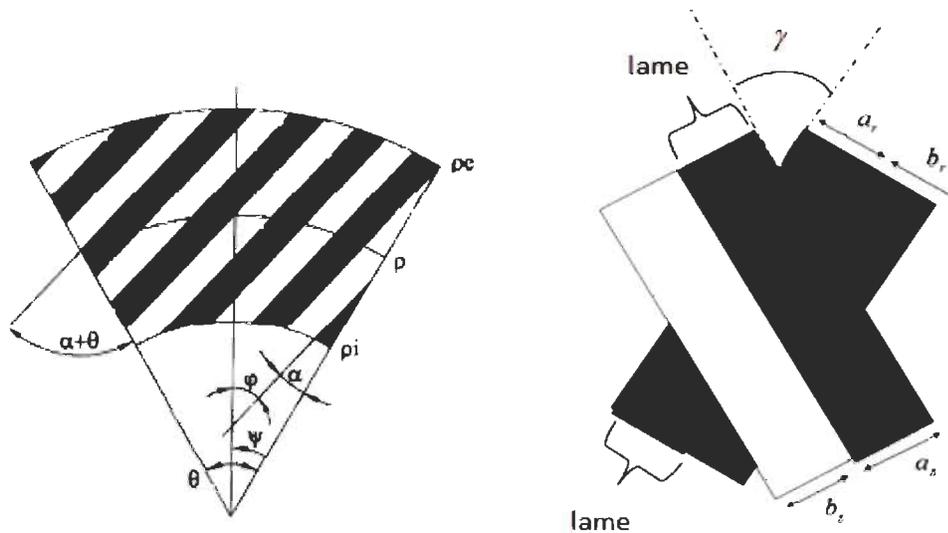


Figure 3.4 Représentation géométrique du motif [8] (à gauche) et du croisement des plaques (à droite).

Roux *et al.* [8] ont calculé la nouvelle expression suivante (Équation 3.7) :

$$\frac{F_n^{eff}}{n} = \left[\frac{3(a_r + b_r)(a_s + b_s)}{2\pi V_p(1 - k^3)} \frac{P_u}{(\rho_e^2)} \right] \frac{1}{f \sin(\gamma^*)} \quad \text{Équation 3.7}$$

$$k = \frac{\rho_i}{\rho_e}$$

$$\sin(\gamma) = \left(\frac{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}{\frac{\theta}{2}} \right)^2 \sin|\alpha - \beta| \quad (\text{voir la Figure 3.4})$$

Où

γ	Angle de croisement des lames rotor et stator;
θ	Angle de sectorisation;
α, β	Angle de taillage du rotor et stator;
a_r, a_s	Largeur des lames du rotor et du stator;
b_r, b_s	Largeur des rainures du rotor et du stator;
V_p	Vitesse périphérique;
ρ_i	Rayon intérieur du raffineur;
ρ_e	Rayon extérieur du raffineur;
P_u	Puissance nette (utile);
f	Coefficient de friction tangentielle.

Ils déduisent, selon l'Équation 3.6, la charge spécifique de référence C_S^0 :

$$C_S^0 = \left[\frac{3(a_r + b_r)(a_s + b_s)}{2\pi V_p (1 - k^3)} \frac{P_u}{(\rho_e^2)} \right] \quad \text{Équation 3.8}$$

Selon l'auteur, cette grandeur peut également servir d'indicateur d'intensité de raffinage (I). D'où il en conclut :

$$I = \frac{P_{net}}{Nn} \quad \text{Équation 3.9}$$

On voit bien que ce concept n'a pas de sens physique et conduit à une contradiction expérimentale à savoir que la diminution du rayon ρ_e augmente l'intensité de raffinage.

3.3.1 Effets de vibration

Les effets de vibration ou de déformations du bâti du raffineur sont détectables lors du processus de raffinage. Lors du contrôle de la jauge de déformation du raffineur du Centre de recherche sur les matériaux lignocellulosiques (CRML) lors de son fonctionnement, à charge et à vide, on a constaté des variations de la valeur de cette jauge. La déformation du carter est du même ordre de grandeur que l'entrefer.

Le serrage des disques du raffineur s'effectue selon le déplacement axial du stator, ce déplacement est mesuré par un capteur de force LVDT. Les forces axiales appliquées sur les disques, résultant de la pression hydraulique et des contraintes de compression appliquées au matelas fibreux par les lames, provoquent une déformation du raffineur pendant le procédé de raffinage et la mesure de l'entrefer est donc entachée d'une erreur [57] :

$$\overline{e'_c} = \overline{e_c} + f \quad \text{Équation 3.10}$$

Où

$\overline{e_c}$	Mesure relative de l'entrefer;
$\overline{e'_c}$	Valeur relative expérimentale de l'entrefer;
f	Flèche indiquant la déformation du bâti du raffineur.

L'entrefer est très faible, de l'ordre de grandeur de vibration du carter [2]. L'équation 1.44 relie la concentration massique des fibres sèches avec l'entrefer G qui a un rôle fondamental pour quantifier la concentration massique et pour exprimer la masse sèche totale (le temps de résidence) dans le raffineur. Il faudra donc chercher un nouveau moyen de calcul qui donnerait une valeur de l'entrefer qui dépend du paramètre introduit par Miles et surnommé le *taper* (t).

3.4 Évaluation et investigation des théories de raffinage à l'échelle industrielle

Jusqu'à présent trois modèles pertinents ont été testés sur le même ensemble de données par Engberg et Berg [58]. Les modèles testés sont :

1. Modèle de Miles and May [59] :
2. Modèle de dynamique des fluides [60] :
3. Modèle de l'entropie [16].

Les prédictions du modèle Miles et May sont très différentes des valeurs observées expérimentalement. Le modèle de la dynamique des fluides, et particulièrement celui de l'entropie, est en accord avec la description de la distribution de l'énergie spécifique et

de la distribution de l'intensité de raffinage locale le long de la distance radiale du raffineur [61] (Figure 3.5).

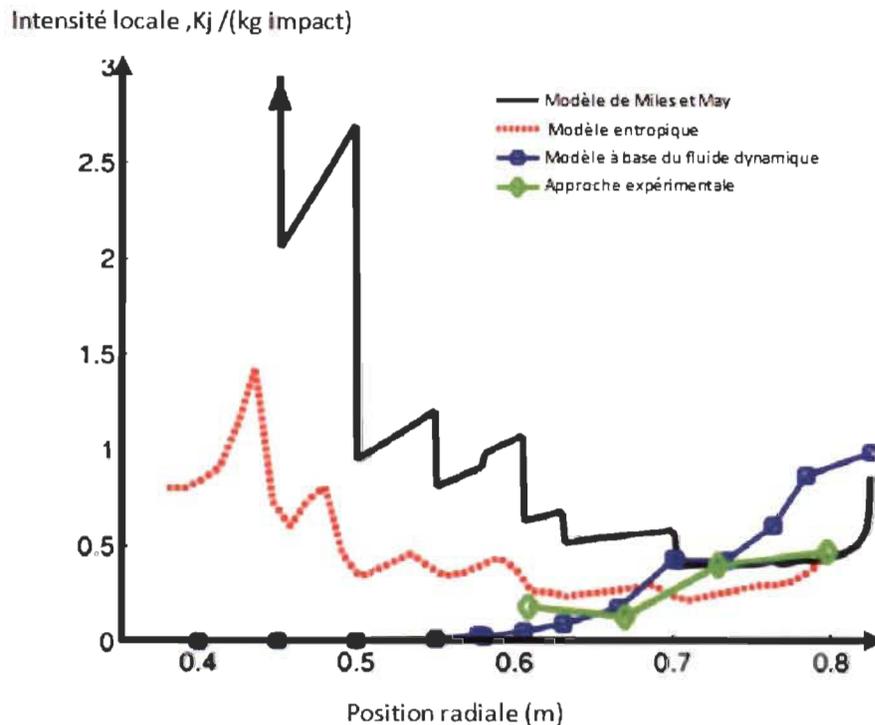


Figure 3.5 Représentation de l'intensité en fonction de la position radiale dans le raffineur (figure adaptée de [61]).

3.4.1 L'expérience de Senger et sa problématique

Senger [21] a mesuré les forces normale et tangentielle agissant localement sur les amas de fibres et les copeaux situés entre les lames d'un raffineur à l'aide d'un capteur de force piézoélectrique. Ce capteur a été modifié par rapport à la version décrite à la référence [62]. Il est composé d'une sonde (*Probe*) d'une longueur de 5 mm (dans la direction radiale), sa partie supérieure est usinée d'une manière correspondante au profil d'une barre du raffineur (Figure 3.6).

Le capteur est fixé sur un raffineur de lames de telle sorte que la surface du capteur est ajustée à la surface de la lame adjacente du raffineur (Figure 3.7).

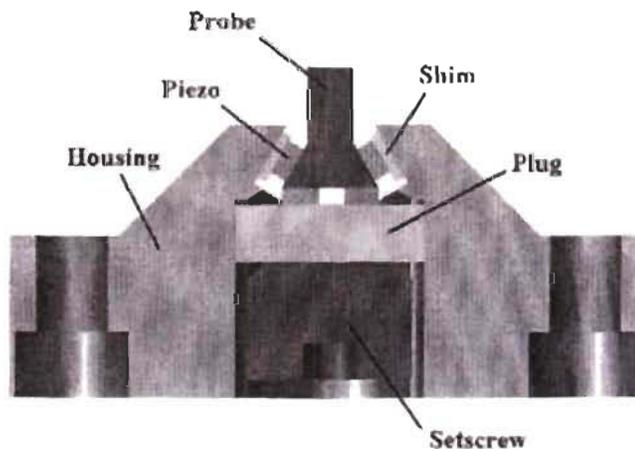


Figure 3.6 Section du capteur de force piézoélectrique [21]

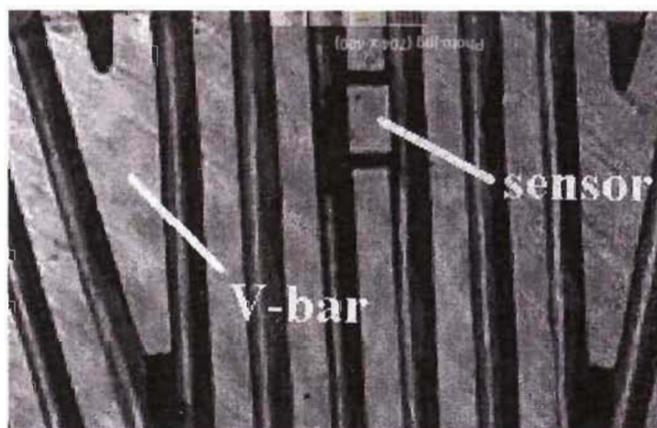


Figure 3.7 Capteur de force installé dans la lame du raffineur à disque plat [21].

La Figure 3.8 illustre les courbes obtenues et illustre la mesure de la force provoquée par la barre en forme-V (voir Figure 3.7) sur le floc des fibres. On observe un pic prononcé pour les deux courbes représentant la force normale et tangentielle. À partir d'une distance de 2 à 3 mm sur la lame, on aperçoit une région de faible force.

Le premier pic est causé par l'arête de la lame en mouvement sur le floc. On remarque ensuite l'existence d'une zone fixe de la force normale. Selon les auteurs [21], cette zone apparaît quand la largeur de la barre est plus grande que celle du floc. Par contre, si le floc envahit toute la lame, alors la zone en question disparaît et la force décroît à partir du pic initial jusqu'à la fin de l'impact [21] (voir la Figure 3.8).

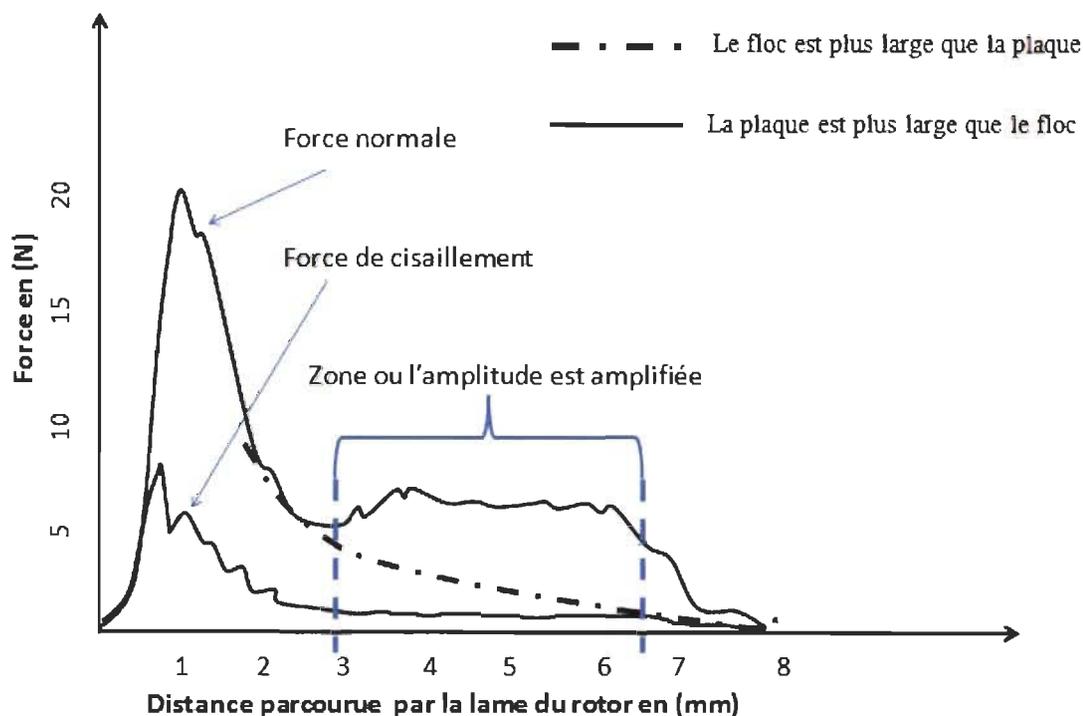


Figure 3.8 Visualisation de l'augmentation de l'amplitude de la force normale après atténuation de la force de cisaillement. (Figure adaptée de [21]).

3.5 Discussions des résultats expérimentaux scandinave et finlandais

Malgré qu'on ait pu filmer la circulation de la pâte [9], l'étude des flux de la suspension fibreuse dans les raffineurs demeure très complexe. Des chercheurs de l'université de technologie en Finlande ont étudié l'effet de la conception des plaques des raffineurs sur la consommation énergétique et la qualité des fibres. Leurs idées consistent à appliquer la théorie des pompes centrifuges sur les raffineurs. Leurs approches théoriques ont été vérifiées expérimentalement et ils ont observé une consommation énergétique, avec le nouveau design, nettement inférieure de 20% à celle consommée par la technologie traditionnelle [63] (Figure 3.9).

Une autre étude scandinave [64] a mis en relief l'effet de la géométrie des disques et la consommation électrique. Les résultats obtenus conduisent à la possibilité d'optimiser la géométrie des lames afin de réduire le temps de résidence et par conséquent de réduire l'énergie consommée. L'optimisation géométrique des lames obtenues s'appelle la technologie LE. Cette technologie consiste à réduire l'effet de turbulence à l'entrée du

raffineur et ainsi réduire de moitié le temps de résidence et réduire l'énergie spécifique simplement en ajoutant des pales à l'entrée de la zone de raffinage (voir Figure 3.9).



Figure 3.9 Comparaison géométrique et de constitution des zones d'entrée d'un raffineur RGP82CD de Metso Paper [63] à gauche et d'un raffineur traditionnel à droite [6].

Une investigation d'un raffineur à doubles disques, en 2008 [65], tournant en sens inverse au premier stade, a révélé que le contrôle de la température de raffinage conduit à une amélioration de l'efficacité énergétique. Dans cette étude, on conclut que l'augmentation de l'efficacité énergétique peut être expliquée par une diminution de l'entrefer, probablement causée par la souplesse du matelas fibreux et la diminution du volume de vapeur.

Notre recherche bibliographique minutieuse n'indique aucun modèle connu jusqu'à présent capable de répondre à nos interrogations basées sur ces résultats expérimentaux pertinents. On conclut donc que ces constatations expérimentales conduisent à l'existence de phénomènes physiques qui se produisent dans le processus de raffinage et l'absence, dans la littérature, d'un modèle apte à expliquer et justifier les résultats obtenus. Ce qui nous permet de conclure qu'il est encore possible de mettre au point une approche physique qui conduira à une quantification acceptable de l'intensité de raffinage et qui confirmerait ces résultats expérimentaux.

Malgré toutes les recherches, l'énergie reçue par les fibres à l'intérieur du raffineur est encore seulement exprimée par la puissance nette consommée divisée par la masse [34]. Aucune autre recherche fondamentale n'a été faite sur l'origine de cette énergie reçue par la fibre, c'est-à-dire celle que la fibre reçoit directement de la part des lames pendant

son séjour dans le raffineur. Comment varie-t-elle dépendamment des paramètres du raffinage (température ou pression, consistance, géométrie des lames, Etc.) ? En 2004, Senger [21] a mentionné, à la fin de son article, son souhait d'expliquer et d'éclaircir un jour cette incompréhension de l'effet des conditions de raffinage sur l'amplitude des forces par des mesures expérimentales réalisées avec un capteur piézoélectrique. Nous présentons ci-dessous les hypothèses et interrogations de Senger [21] :

- L'augmentation de la vitesse de rotation demande plus de puissance électrique, ce qui génère une force de cisaillement assez grande :
- La diminution du rayon (la position du capteur de force) augmente la force de cisaillement :
- Une diminution de l'entrefer consomme plus de puissance, ce qui génère une grande force de cisaillement :
- Comment l'effet des conditions de raffinage affecte-t-il l'amplitude des forces?

Les observations de Senger [21] à propos de l'effet significatif des paramètres de raffinage sur la force normale et de cisaillement ne peuvent être expliquées par les expressions théoriques existantes mentionnées dans la référence [21].

3.6 Objectifs

Malgré de nombreux travaux de recherche, le génie du procédé de raffinage demeure obscur. Notre objectif est d'étudier la transformation et l'évolution de l'énergie électrique vers sa destination, la fibre. Cette énergie électrique provient du générateur électrique et se transforme en énergie mécanique. Pour ce faire il est primordial de préciser les phénomènes qui se produisent entre les plaques du raffineur, le lieu des transformations majeures des fibres et de la consommation de l'énergie. Il est nécessaire de distinguer tous les phénomènes qui se produisent dans le raffineur et de les identifier aux domaines appropriés de la physique afin de les étudier rigoureusement. La méconnaissance de ces phénomènes a engendré différentes façons d'approcher le procédé de raffinage et le développement des modèles théoriques qui en résultent, et

conduit à des contradictions avec l'expérimentation comme nous l'avons mentionné. La compréhension et l'étude des mécanismes, qui se produisent dans le raffineur, par les théories de la physique permettront de comprendre la transformation de l'énergie dans ce procédé, plus particulièrement entre les plaques du raffineur. Notre projet d'étude consiste donc en une recherche phénoménologique axée sur l'évolution de l'énergie dans le raffineur, et qui a pour objectifs principaux la quantification de l'intensité de raffinage et la mise en équation des forces de raffinage et par conséquent en déduire un moyen de quantifier les propriétés des fibres et des papiers du procédé PTM. Dans ce travail il faut prendre en compte la notion introduite par Senger en 2010, qui vise à distinguer entre les grandeurs physiques (l'énergie et les forces) d'origine cinétique et celles reçues réellement par la fibre. Nous introduirons les outils et les théories qui permettront de modéliser l'évolution de l'énergie à l'intérieur de la fibre, de même que pour l'étude de l'effet des produits chimiques additifs sur l'énergie spécifique dans le procédé CTMP. Nous développerons, si cela est possible, de nouveaux outils et des connaissances supplémentaires dans ce domaine.

3.6.1 Quantification de l'intensité de raffinage

Le raffinage mécanique est un procédé qui consomme beaucoup d'énergie électrique. Il est donc primordial d'étudier les phénomènes qui se produisent entre les plaques du raffineur, afin de pouvoir optimiser l'énergie spécifique en fonction de la géométrie des plaques et sous la contrainte de la qualité de fibres que l'on souhaite obtenir. Notre objectif est de regrouper tous les paramètres de fonctionnement du raffineur dans un modèle exprimant l'intensité de raffinage. La mise en équation de ce modèle exige de quantifier les paramètres de raffinage d'une manière convenable qui respecte l'évolution de l'énergie dans le procédé de raffinage et d'introduire de nouveaux paramètres méconnus jusqu'à présent. Nous visons le temps de séjour, le moment d'inertie des plaques et les paramètres des phénomènes hydrodynamiques en jeu.

3.6.2 Temps de séjour

Ce paramètre représente le temps de résidence des fibres dans le raffineur. C'est une grandeur physique qui dépend (implicitement) du temps d'impact entre les fibres et les

lames du raffineur. Le temps de séjour et la masse sèche des fibres étant reliés par le débit, notre travail vise la quantification de la masse des fibres à base sèche à travers la zone de raffinage. Poirier et May ont mis au point une méthode d'analyse pour calculer numériquement la masse des fibres entre les plaques. Pour ce faire ils ont utilisé la mesure du jeu de plaques pour calculer la concentration massique en se basant sur une formule calculée empiriquement en laboratoire. En étudiant leurs travaux, nous espérons contourner la prise de mesures en laboratoire, cela sans avoir recours à une comparaison de courbes, ce qui nous permettrait de quantifier le temps de séjour et la masse en fonction des paramètres de raffinage afin d'atteindre notre objectif principal, à savoir la modélisation de l'intensité de raffinage.

3.6.3 Moment d'inertie des plaques

Pour chaque phénomène de choc (percussion) entre deux solides, leurs moments d'inertie et leurs vitesses sont les facteurs qui déterminent les conséquences du choc. Or, le phénomène physique principal qui se produit entre les plaques, pendant le raffinage, est celui de la percussion successive sur les fibres par les plaques. Par la suite, l'énergie reçue par les fibres ne peut que provenir de l'énergie cinétique des plaques. De ce fait, il est nécessaire de quantifier cette énergie cinétique, puis d'en extraire d'une manière convenable l'énergie transmise à la fibre. L'énergie cinétique de chaque plaque dépend explicitement de son moment d'inertie, qu'il faudra déterminer en fonction de la géométrie de la plaque et de sa position par rapport à l'axe de rotation du moteur électrique (arbre). De cette façon nous pourrons répondre au souhait de Senger visant à distinguer les grandeurs physiques d'origine cinétique de celles de la fibre.

3.6.4 Les phénomènes hydrodynamiques

Selon Leider et Nissan, une partie de l'énergie est absorbée par l'eau avoisinant les fibres. L'énergie absorbée par l'eau et celle reçue par les fibres correspondent exactement à l'énergie fournie par les plaques. La disparité entre ces deux énergies dépendra de phénomènes hydrodynamiques (nature de l'écoulement du fluide) et la quantité d'eau existante entre les plaques. Pour compléter l'étude énergétique entre les plaques, il faudra chercher la manière par laquelle on peut étudier le fluide composé par

la suspension fibreuse en écoulement entre les plaques et d'en extraire l'énergie transmise à la fibre et celle reçue par l'eau.

3.6.5 Mise en équation des forces de raffinage

Pendant le fonctionnement du raffineur, le moteur transforme l'énergie électrique en énergie mécanique et la transfère au raffineur via la rotation de l'arbre du moteur. Par la suite, le raffineur génère des forces qui se transmettent aux fibres suite aux contacts des plaques avec les floes, ces forces de contact ou de percussion transmettent de l'énergie aux fibres. Il est donc nécessaire de quantifier ces forces de percussion en fonction de la puissance électrique et les nouveaux paramètres de raffinage (inertie et hydrodynamique).

3.6.6 Coefficient de friction tangentiel

Ce coefficient relie la force normale à la force tangentielle, jusqu'à présent il n'a pas été quantifié (notons qu'il est mesurable par les capteurs de forces). Nous souhaitons trouver une méthode qui nous permettra de l'exprimer en fonction des paramètres de raffinage. Ce coefficient est d'une grande utilité pour déduire la force normale et la force tangentielle à partir de la force mécanique générée par le moteur électrique.

3.6.7 Quantification des propriétés des fibres et des papiers dans le procédé de raffinage

Mayade [57] a été le premier à tenter de modéliser la longueur des fibres traitées pendant le raffinage. A cet effet, il a représenté les fibres par des particules considérées aptes à être étudiées par la physique statistique de Boltzmann. Vu la grande disparité entre la nature réelle des fibres et les particules en physique statistique, on peut mettre en doute l'exactitude de son modèle avec les valeurs observées. L'optimisation de l'énergie sous la contrainte des propriétés des fibres exige de trouver une quantification la plus réaliste possible et sans donner des représentations aux fibres qui pourraient conduire à des valeurs trop loin de la réalité. Le résultat de la modélisation des propriétés des fibres (longueur de la fibre) en fonction des paramètres de raffinage jouera un rôle parfait pour la quantification de la contrainte d'optimisation de l'énergie consommée.

3.6.8 Nouvelles approches de recherche dans le procédé de raffinage

La compréhension des phénomènes d'échange d'énergie entre les plaques et les fibres, que l'on souhaite développer au cours de notre projet de thèse par une nouvelle modélisation des forces de percussions et d'intensité de raffinage, contribuera à comprendre comment l'énergie évolue à l'intérieur de la fibre. Nous présentons dans cette thèse, des moyens techniques et des méthodes qui permettront de quantifier la quantité d'énergie dissipée dans l'eau avoisinante et celle absorbée par la fibre comme l'ont mentionné Leider et Nissan. La mise en œuvre d'un modèle qui relie l'intensité de raffinage et la chaleur de la réaction (enthalpie des réactions) pourra nous aider, sans doute, à mieux expliquer comment les produits additifs chimiques dans le procédé de raffinage (CTMP) peuvent diminuer la consommation de l'énergie. L'étude thermique du raffineur et l'étude des fibres par un système masse-ressort seront la base de ces nouvelles approches de recherche. Ces nouvelles idées fourniront un outil efficace pour faire le bilan détaillé de l'énergie électrique et de sa transformation au cours du traitement des fibres pour en déduire une optimisation énergétique très avantageuse (Figure 3.11).

3.6.9 Simulation et étude des fibres par un système masse-ressort

Toute structure qui est soumise à une contrainte de force subit des variations sur ses structures intérieures. Cette variation structurale se traduit par une modification au niveau de l'énergie interne. Il est donc nécessaire de comprendre la manière par laquelle l'énergie mécanique évolue à l'intérieur de la fibre. La mécanique des structures permettra éventuellement à aider à éclaircir et à modéliser le phénomène d'évolution de l'énergie intrafibre. Nous pourrions alors quantifier l'énergie dissipée dans la fibre et qui sera reçue par la vibration de la structure interne de la fibre. De cette façon il pourrait être possible d'expliquer le phénomène imprévisible observé par l'expérience de Senger (voir Paragraphe 3.4.1).

3.6.10 Étude de l'effet des produits chimiques additifs, sur l'énergie spécifique dans le procédé CTMP.

Certains produits chimiques, additifs dans le procédé de raffinage (CTMP), diminuent la consommation d'énergie. Afin de compléter le bilan d'énergie dans le procédé CTMP, il est indispensable de mettre au point un modèle qui sera en mesure de déterminer l'enthalpie (R) des réactions produites lors de l'addition du sulfite sur les copeaux (R) souvent appelée la chaleur de réaction. Il est donc nécessaire de faire une étude thermique du raffineur, sans le considérer comme étant adiabatique. Nous expliquerons au cours de notre thèse comment on peut relier l'intensité de raffinage au bilan énergétique de ce procédé. Nous appliquerons les lois de la thermodynamique et les bilans thermiques selon le schéma illustré à la figure 3.10, lequel représente l'installation du procédé de raffinage avec toutes ses composantes. À partir de ce modèle, nous pourrions déduire les grandeurs chimiques recherchées, à savoir la chaleur de réaction et l'énergie d'activation globale de certaines réactions chimiques du bois. L'énergie d'activation est un paramètre très utile pour la modélisation moléculaire des réactions chimiques.

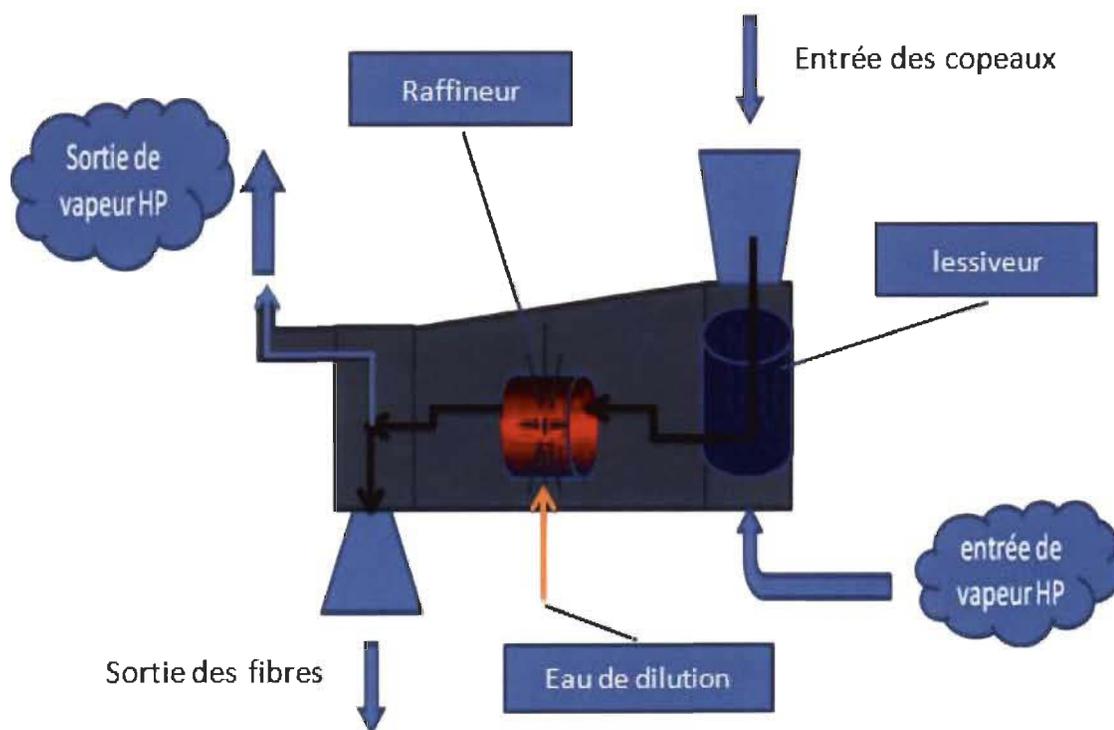


Figure 3.10 Illustration du procédé de raffinage.

La méthodologie de recherche dans le procédé de raffinage est illustrée à la Figure 3.11.

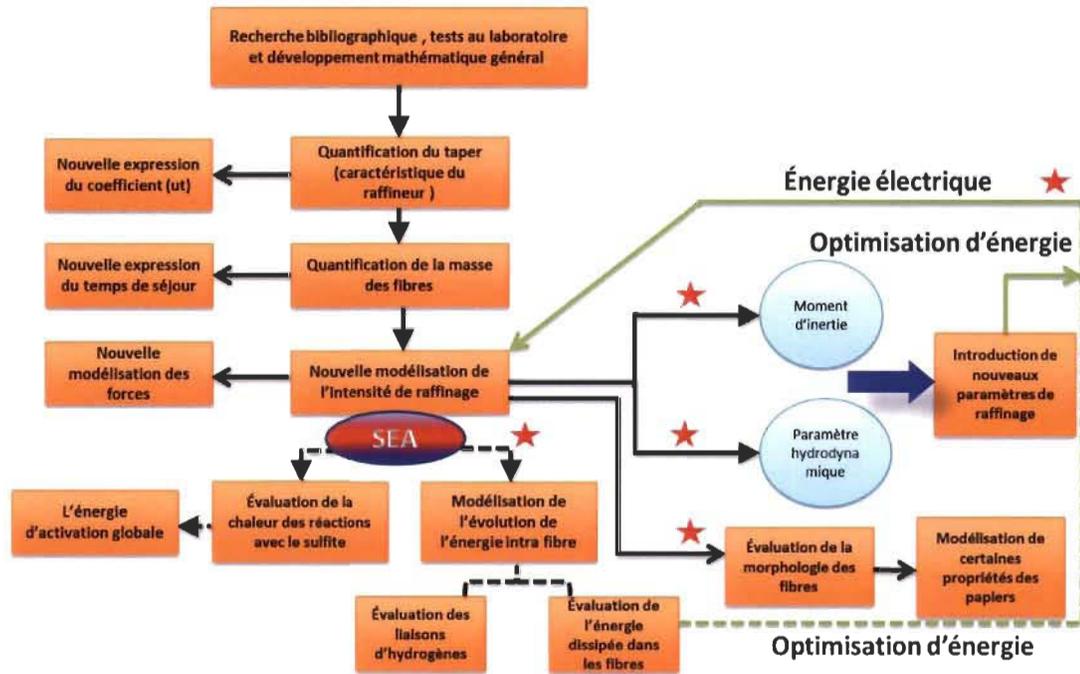


Figure 3.11 Schéma général représentant la méthodologie de recherche, incluant de nouvelles idées (flèches pointillées).

Chapitre 4 - Proposition de recherche et discussions préliminaires

4.1 Proposition de recherche

La base de notre étude consiste à quantifier l'énergie fournie aux fibres par chaque lame du rotor du raffineur à disques et par le couple de lames (rotor/stator) dans le cas du raffineur conique, cela sans faire appel à la puissance effective du raffineur, qui présente une lacune puisqu'il n'est pas possible de mesurer actuellement rigoureusement les pertes à vide [4]. On présentera par la suite les connaissances de base et les constats qui nous permettront d'établir la quantification de l'énergie fournie par chaque barre d'indice (k), ces connaissances sont basées sur les développements de Miles et la théorie de Nissan qui sont indispensables pour notre modélisation.

4.2 La force du couple du moteur électrique

Considérons un moteur électrique représenté à la figure 4.1, lequel développe une puissance totale P_t et qui tourne à N (tr/s).

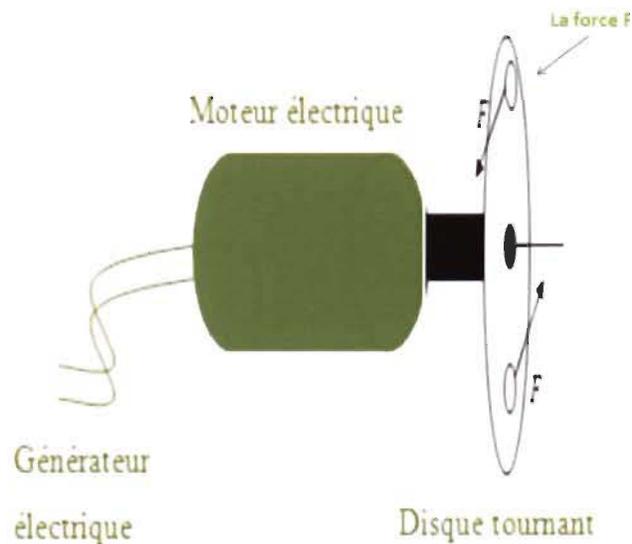


Figure 4.1 Accouplement d'un moteur électrique et d'un disque tournant afin de générer le couple de force F .

Le travail effectué par le moteur, chaque seconde, peut être considéré comme le travail de deux forces F appliquées aux deux extrémités d'un même rayon (r), ces deux forces forment un couple :

$$C_m = 2 F r \quad \text{Équation 4.1}$$

Si, de plus, le disque reçoit un couple de résistance mécanique noté C_r , alors F aura l'expression suivante :

$$F = \frac{C_m - C_r}{2r} \quad \text{Équation 4.2}$$

Où

C_m	Couple, de force mécanique, généré par le couple électromécanique du moteur.
C_r	Couple, de la résistance mécanique, généré par les turbulences de la pâte;
R	Rayon du disque (cm)

4.3 La théorie de choc

Tous les chercheurs caractérisent le procédé de raffinage par le mot impact pour décrire l'effet des barres sur les fibres. Nous allons traiter dans le cadre de notre projet de thèse ce phénomène bien connu dans le domaine de la physique par les mots, choc et percussion. L'idée fondamentale de la théorie de choc consiste à calculer l'énergie transmise par les disques du raffineur aux fibres sachant que, selon Smith [33], la source de cette énergie se localise seulement sur les lames en mouvement (objet de contact avec les fibres) et non pas sur toute la surface du raffineur.

Des hypothèses sur la géométrie des flocs dans chaque couronne (annulus) seront nécessaires pour une partie de notre développement. Ces hypothèses sont basées sur des observations expérimentales qui postulent que l'orientation des fibres n'a pas d'effet sur la concentration massique [37, 66]. Le nombre de flocs capturés, la surface et l'épaisseur ne dépendent pas de la consistance [66]. Ces données permettent de choisir pour l'étude cinématique des fibres, une surface rectangulaire de longueur et de largeur qui varient

linéairement avec le rayon r . Dans [66], Batchelor prend la surface des floes constante sur toute la zone du raffineur.

4.4 La théorie de NISSAN

En 1977, Leider et Nissan [34] ont exprimé l'énergie spécifique de la manière suivante.

Le bilan d'énergie, entre l'entrée et la sortie du raffineur, appliqué au volume de contrôle contenant la suspension fibreuse donne :

$$u_2 - u_1 + \frac{1}{\rho}(p_2 - p_1) + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + \phi_2 - \phi_1 = -Q + W \quad \text{Équation 4.3}$$

u_1, u_2 Énergie interne du fluide par unité de masse à l'entrée et à la sortie de la zone de raffinage;

p Pression;

v Vitesse moyenne;

ϕ Énergie potentielle par unité de masse;

Q Chaleur perdue par unité de masse;

W Travail transféré par unité de masse;

ρ Densité de la suspension fibreuse.

Après avoir négligé l'énergie potentielle et si nous exprimons la variation de la vitesse en termes de la vitesse périphérique $v_\theta = \pi D \Omega$,

D Diamètre du disque;

Ω Vitesse de rotation.

Alors

$$W = Q + u_2 - u_1 + \frac{1}{\rho}(p_2 - p_1) + \frac{\pi^2 D^2 \Omega^2}{2} \quad \text{Équation 4.4}$$

$$100 \% = 98,5 \% + 0,38 \% + 1,1 \% \quad \text{Équation 4.5}$$

L'équation 4.5 inclut le travail reçu par les fibres en chaleur, la différence de pression et l'augmentation de vitesse. Les pourcentages pour chaque partie de l'équation ont été obtenus pour un raffineur de 1,7 m de diamètre, qui opère avec une vitesse de rotation $\Omega = 500$ rpm et une énergie spécifique, $W=20$ kWh/t.

L'énergie nette du raffineur E_{net} est la mesure de l'énergie spécifique appliquée à la fibre et au fluide l'entourant. Elle est calculée par la soustraction de la puissance à vide (qui correspond à l'énergie perdue), de la puissance à charge, divisée par le débit de la masse sèche.

Des équations 4.4 et 4.5, on conclut que :

$$E_{net} = w = Q + u_2 - u_1 \quad \text{Équation 4.6}$$

L'énergie nette du raffineur se transforme en chaleur perdue dans la fibre et en énergie interne. Ce résultat est de très grande importance pour modéliser l'évolution de l'énergie à l'intérieur de la fibre.

Une visualisation de ce qui se passe pour une fibre individuelle lors de son déplacement à travers le raffineur (voir la figure 4.2), permet de constater que la fibre et le fluide avoisinant reçoivent de l'énergie par des contacts cycliques avec les barres du raffineur. Nous désignons par (N) la moyenne du nombre d'impacts de la fibre pendant son séjour dans le raffineur et par (E) l'énergie moyenne par impact transmise par les barres à la fibre et le fluide périphérique, et M la masse sèche moyenne des fibres. Alors :

$$E_{net} = \frac{E N}{M} \quad \text{Équation 4.7.}$$

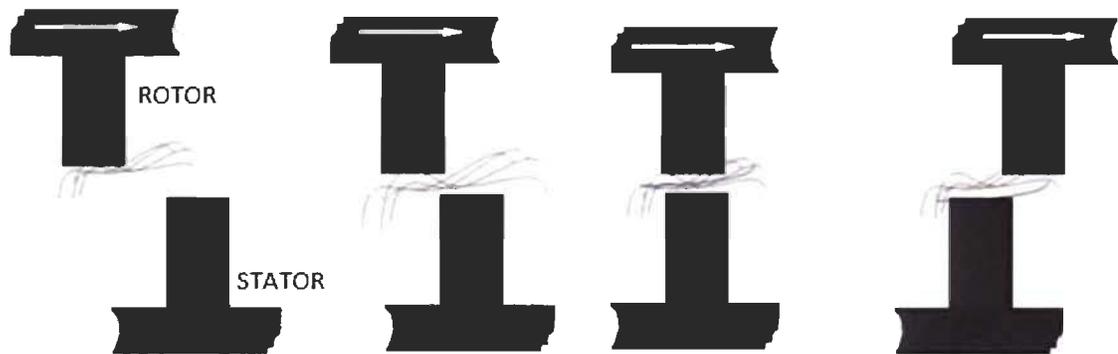


Figure 4.2 Visualisation de traitement des fibres entre les lames [3].

Leider et Nissan proposent de traiter la suspension fibreuse en la considérant comme continue et ils concluent qu'elle devra être soit un liquide, un solide, ou une combinaison des deux. Par la suite, ils ont quantifié l'énergie E en se basant sur la mécanique des fluides.

Nous proposons dans notre projet de thèse d'étudier le cas le plus réel qui combine les deux milieux; soit ceux du solide et du liquide.

4.5 Notions de temps de contact et de temps de séjour

Parmi les facteurs qui décrivent le phénomène de percussion de la force F générée par la rotation des lames et agissant sur le système composé par l'ensemble des fibres on cite le temps de contact qui n'est autre que le temps pour lequel les actions mécaniques agissant sur les floes (les fibres) sont mises en jeu tout en ayant une grande amplitude.

Le temps de contact ($t_2 - t_1$) est relié à la notion d'impulsion de la force F par la relation suivante :

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F dt \quad \text{Équation 4.8}$$

L'impulsion est l'intervalle de temps de courte durée pendant lequel la force agit, tandis que la force F est grande de telle sorte que l'intégrale I restera une quantité finie [67].

Si on considère l'action mécanique de la force de cisaillement mesurée expérimentalement par Senger [21], alors cette force aura la forme de la courbe suivante (voir la Figure 4.3).

À une échelle réelle, on constate que le contact entre les fibres et la plaque est ponctuel et donc on peut donc le modéliser comme un signal de durée théoriquement nulle et d'énergie finie. Cette hypothèse est démontrée expérimentalement par Senger [21] qui a pu mesurer les forces normales et de cisaillement en fonction du temps (voir la Figure 4.4). Cela nous permettra d'identifier la force mécanique par une distribution de Dirac.

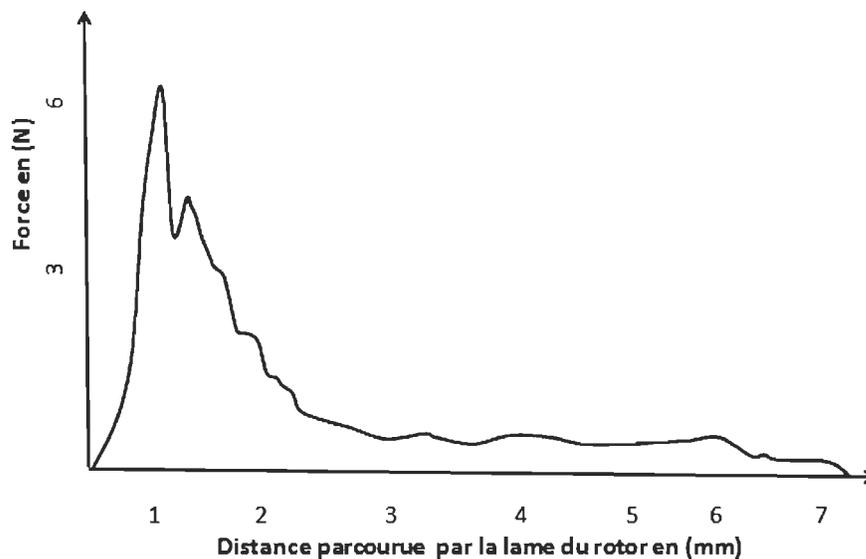


Figure 4.3 La force de cisaillement reçue par la fibre en fonction de la distance parcourue de la lame du rotor. Figure adaptée de [21].

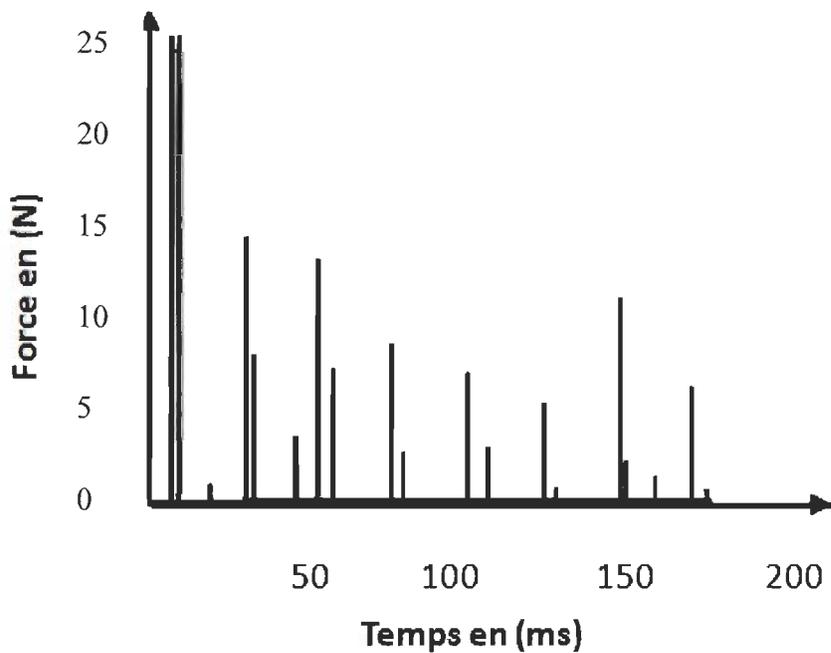


Figure 4.4 Visualisation des pics de Dirac de la force de cisaillement reçue par la fibre en fonction du temps de contact, figure adaptée de [21].

4.6 Quantification de l'énergie dissipée dans la fibre et celle reçue par la fibre dans le but d'expliquer la problématique des courbes de Senger.

4.6.1 Étude énergétique des fibres à un niveau d'une échelle nano

L'évaluation des propriétés physiques comme le module d'élasticité (module de Young), des liaisons interatomiques sous une traction et une compression est un véritable défi pour les chercheurs en nano mécanique [68]. Ces propriétés sont difficiles à obtenir expérimentalement, comme dans le cas des matériaux cellulosiques (fibre souple). D'où l'intérêt de concevoir une modélisation permettant à des expérimentateurs et des théoriciens d'améliorer la compréhension de ces phénomènes physiques.

Dans ce cadre de l'analyse mécanique des matériaux cellulosiques (fibres) sous l'effet du raffinage, on peut distinguer deux approches principales de modélisation :

1. Méthodes basées sur la dynamique moléculaire :
2. Méthodes continues basées sur la mécanique des solides et des structures.

La dynamique moléculaire donne une description des mouvements et des évolutions spatiales des molécules à l'échelle atomique. Chaque atome est assimilé à une masse ponctuelle qui vibre autour de sa position d'équilibre sous l'effet d'agitation thermique [68, 69]. Pour la caractérisation du comportement mécanique comme l'identification de la résistance mécanique il est préférable d'adopter une approche quasi statique dans laquelle la mécanique vibratoire n'est pas prise en compte et les forces d'interaction entre les atomes et ses plus proches voisins sont assimilées par des forces d'assemblage de type poutre, le système étudié est équivalent à une structure de treillis étudié en mécanique classique [68]. Concernant les méthodes continues, elles fournissent une description macroscopique de la matière. En spécifiant un volume caractéristique, la fibre sous l'effet de la contrainte normale de raffinage aura un comportement homogène défini par les lois reliant les déformations aux contraintes internes à l'échelle macroscopique. Ces déformations et contraintes peuvent dériver des lois élastoplastiques définies à partir de potentiels d'interaction entre les atomes par exemple dans le cas des liaisons hydrogène.

4.6.2 Morphologie de la fibre

Le bois est constitué de trois éléments principaux : la cellulose, les hémicelluloses et la lignine [70]. Le bois contient également de petites quantités d'acides résiniques et gras, des triglycérides, des stérols et des esters qu'on appelle les extractibles, car on peut les extraire par un solvant organique tel que l'acétone, l'éthanol ou le dichlorométhane [70, 71, 72].

4.6.3 La liaison d'hydrogène

Les liaisons hydrogènes sont des liens intermoléculaires dont les atomes qui la composent respectent une certaine orientation. Pour la fibre, les atomes de la liaison hydrogène sont principalement composés de groupements hydroxyles de la cellulose. Ces liens stabilisent l'ensemble en se plaçant d'une manière très ordonnée pour former des plans superposés constitués de chaînes (Figure 4.5) de cellulose parallèles.

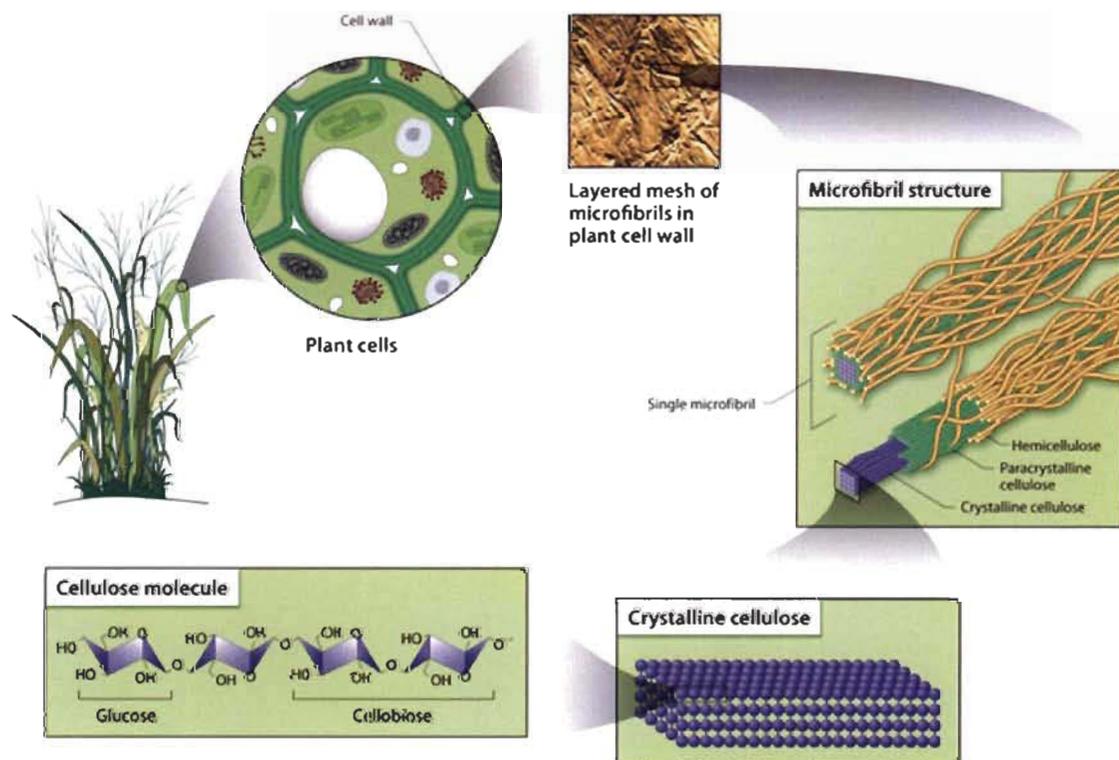


Figure 4.5 Micro fibrille de cellulose [73].

Ce sont les forces interatomiques qui leur confèrent cet arrangement spécifique. Ces forces jouent le même rôle que celles des ressorts dans un système classique masse-

ressort. Par conséquent, il y aura propagation d'une onde mécanique de déformation (vibration) dans la fibre lorsque les plans superposés subissent des contraintes mécaniques. L'origine de ces contraintes est due à la force normale excitatrice et à la force tangentielle du raffineur.

4.6.4 Quantification de la force reçue par les microfibrilles

La structure de la fibre est soumise à un choc, suite à la percussion de la fibre avec les barres qui lui confèrent une force excitatrice. Les caractéristiques d'amplitude et de fréquence de la force reçue par la fibre changent continuellement en fonction du temps, car les lames, qui sont sujettes à la percussion avec les fibres changent de caractéristiques géométriques et que la position radiale de percussion est variable aussi avec le temps. On peut en conclure que la force $F(t)$ reçue par la fibre est un signal aléatoire. Leur étude nécessite généralement un enregistrement qui permettra, par une répétition périodique, de les représenter par un signal aléatoire stationnaire.

Remarque - Une variable aléatoire est une quantité dont la valeur instantanée ne peut pas être prédite. La connaissance des valeurs de la variable avant l'instant (t) ne permet pas d'en déduire la valeur à l'instant (t) [74]. On désigne, par un signal, toute grandeur pouvant avoir un effet sur une structure pour modifier son équilibre ou son comportement [74].

4.7 Modélisation du réseau des microfibrilles

L'analyse simplifiée par schématisation masse-ressort dans une structure réelle exige une identification de la masse et de la raideur (ressort). Les éléments élastomères seront considérés comme ressort du système masse-ressort, et tout le reste comme masse.

Les éléments élastomères sont les liaisons d'hydrogènes qui stabilisent les chaînes cellulosiques (microfibrilles) contenues dans les plans superposés. Les masses sont composées par la structure cristalline et amorphe formée par les monomères de cellobiose. Le nombre de ressorts est égal au nombre de motifs de répétition constitutifs d'une chaîne cellullosique ($C_6H_{10}O_5$) et est noté DP_n (degré de polymérisation).

Sous l'effet de la contrainte normale, le cylindre subira une déformation qui entraîne une compression de tous les ressorts qui se trouvent dans la direction de la force de compression, c'est-à-dire les liaisons qui ont une direction perpendiculaire aux plans horizontaux. On peut schématiser ce phénomène par la Figure 4.6.

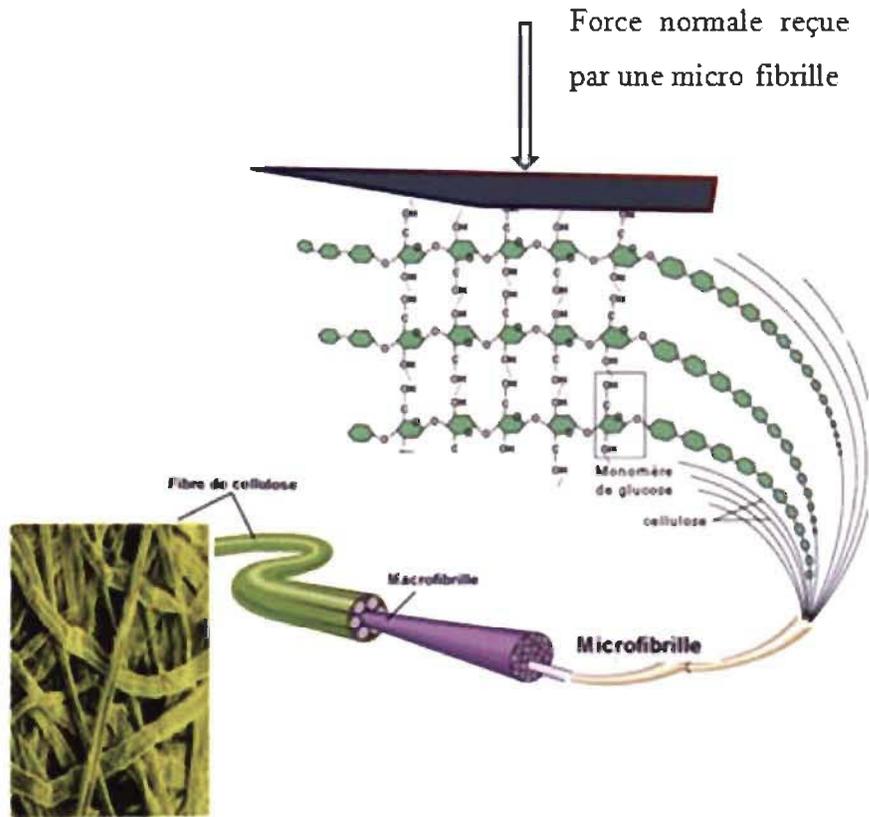


Figure 4.6 Représentation d'une macro fibrille sous une force $F(t)$ [7573].

L'oscillation des chaînes cellulosiques sous une contrainte normale fait intervenir trois grandeurs fondamentales [76] :

1. L'énergie cinétique du milieu (la fibre).
2. L'énergie potentielle ou énergie de rappel (liaison hydrogène).
3. La fréquence des oscillations qui est le nombre de déformations par seconde.

Remarque - L'énergie mécanique totale des oscillations (vibrations) de la structure interne des fibres est identique à l'énergie interne ($u_2 - u_1$) mise en exergue par Leider et Nissan (voir l'Équation 4.6).

4.7.1 La dissipation de l'énergie dans la fibre

En physique, la dissipation désigne le phénomène selon lequel un système dynamique (onde, oscillation...) perd de l'énergie au cours du temps. Cette perte est principalement due aux frottements et aux turbulences. L'énergie correspondante est alors dégradée en chaleur, une forme d'énergie qui ne pourra pas être intégralement retransformée en mécanique, comme l'affirme le second principe de la thermodynamique [77].

Sous l'action des lames du raffineur, l'eau pénètre dans la paroi et hydrate les fibres dans un premier temps. La fibre, du fait de l'organisation des microfibrilles, se déforme peu dans le sens de la longueur. Elle va gonfler latéralement, entraînant ainsi des tensions dans les parois de la fibre [78] et il y'aura dissipation d'une quantité d'énergie que nous proposons de quantifier.

Remarque - La quantité d'énergie dissipée dans la fibre est identique à la chaleur perdue Q mise en exergue, par Leider et Nissan (voir l'Équation 4.6).

4.7.2 Hypothèses fondamentales

Les éléments dissipatifs de l'énergie (les extractibles, les hémicelluloses et l'eau) peuvent être regroupés et modélisés dans le système masse-ressort par une composante dissipative (élément contribuant à l'amortissement du mouvement du ressort) la fibre sera donc représentée par un modèle dynamique tel qu'illustré à la Figure 4.7.

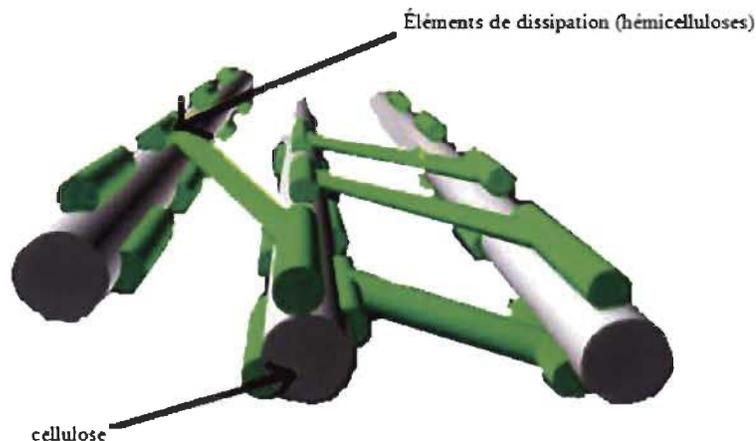


Figure 4.7 Modèle dynamique de la fibre, les liaisons représentent l'élément de dissipation de l'énergie.

L'équipartition de l'énergie a été confirmée par Woodhouse [50] même au sein des modes d'un sous-système. Ce résultat est d'une très grande importance pour la résolution de notre système composé par un nombre N d'oscillateurs couplés. Car il semble, en étudiant les courbes de Senger caractéristiques de la force reçue par les fibres (voir Figure 4.3), que toutes les conditions de Chandiramani (voir paragraphe 2.3.5) sont présentes dans les sous-systèmes constituant la fibre.

4.8 Simulation de la fibre ou un amas de fibres par un système masse ressort.

L'étude des oscillateurs à un seul degré de liberté (DDL), constitue la première étape de la théorie des vibrations. Elle permet de cerner les phénomènes de base : rôle de l'inertie, de la raideur, de l'amortissement d'une part et le comportement temporel et fréquentiel d'autre part. Un modèle à un seul degré de liberté (un seul ressort) peut être suffisant pour estimer la première fréquence de résonance de nombreuses structures [76].

Puisqu'il est possible de remplacer des systèmes masses-ressorts en parallèle et en série par un système masse-ressort équivalent [79], alors on peut dans ce cas représenter une fibre par un système masse-ressort équivalent (Figure 4.8). Le système en question doit être étudié par la théorie SEA, tel que présenté dans la partie bibliographie, afin de choisir le système masse-ressort le plus convenable au système étudié (la fibre). Le choix du système masse-ressort doit tenir en compte les résultats expérimentaux de Senger, illustrés sur les courbes des forces (Figure 3.8), qui se caractérisent par ce qu'on a appelé la zone d'amplification qui apparaît selon que le floc est plus large que les plaques ou l'inverse.

4.8.1 Fonction de réponse en fréquence expérimentale (FRF) de la structure de la fibre

Notre but est de déterminer la FRF (fonction de transfert) (voir Annexe) qui caractérise la fibre par une grandeur dynamique afin de prévoir la réponse à chaque excitation et

cela en faisant appel aux techniques d'analyse mécanique expérimentale possibles, à savoir l'expérience de Senger [21] et l'analyse mécanique dynamique (DMA).

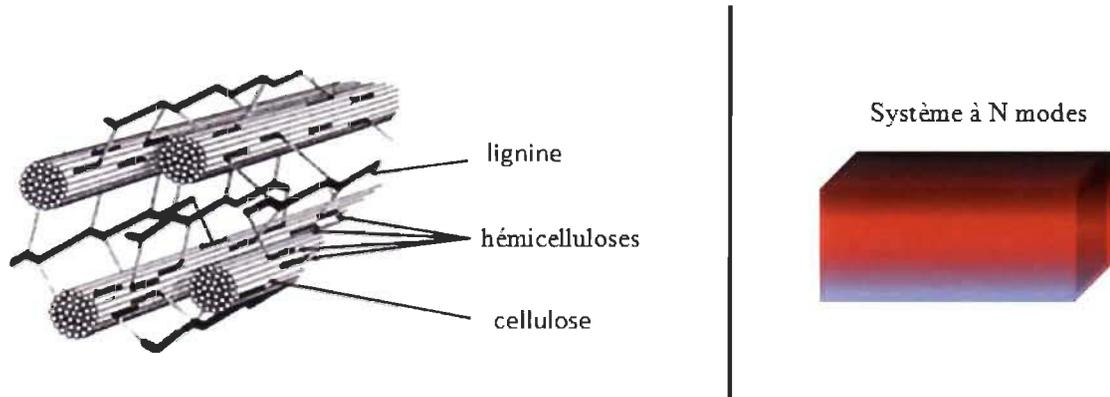


Figure 4.8 Représentation de la fibre par un système masse-ressort à N modes.

4.8.2 Discussion préliminaire sur l'expérience de Senger et de sa problématique

Si nous modélisons la fibre ou un amas de fibres par un oscillateur, doté d'une variable d'excitation $e(t)$ et d'une variable de réponse $r(t)$ (voir Figure 4.9), selon la théorie d'un oscillateur (DDL) à une excitation [76], la réponse d'un système linéaire à une entrée quelconque peut être calculée par un produit de convolution entre la réponse impulsionnelle et cette entrée selon l'équation 4.9 :

$$r(t) = h(t) * e(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(t - \tau) e(\tau) d\tau \quad \text{Équation 4.9}$$

$h(t)$ Réponse impulsionnelle, constituée par la réponse à une excitation en forme d'impulsion de Dirac à l'instant $t=0$.



Figure 4.9 Réponse temporelle $r(t)$ de la fibre modélisée par un oscillateur à une excitation $e(t)$.

C'est-à-dire :

$$e(t) = \delta(t) \text{ alors } r(t) = h(t)$$

On peut en conclure, pour les expériences effectuées à l'aide des capteurs de forces par Senger et les autres chercheurs afin de mesurer les forces reçues par les fibres, que la réponse $r(t)$ générée par la force $e(t)$ appliquée sur l'oscillateur. Ici $e(t)$ représente la force reçue par les fibres et fournie par les lames du raffineur.

Il est fort probable que la cause principale de l'augmentation en amplitude de la réponse à la force normale, à l'opposé de la force de cisaillement après son atténuation (voir paragraphe 3.4.1), est due à l'effet de couplage et d'atténuation de l'onde mécanique. C'est pour cette raison qu'il faudra modéliser la fibre, dans ce cas, par un modèle simple correspondant à un système masse-ressort convenable capable de prendre en compte l'effet de couplage (l'effet de l'atténuation de l'onde transversale) et l'étudier par la méthode de l'analyse statistique de l'énergie (SEA).

4.8.3 Étude de l'effet de sulfite sur le procédé de raffinage CTMP

Pour étudier, dans le procédé CTMP, les réactions qui se déroulent au sein du raffineur, il est nécessaire de faire appel à la théorie des réacteurs chimiques pour un mélange réactionnel. L'étude sera faite du point de vue cinétique, énergétique et d'un bilan thermique.

4.8.4 Bilan énergétique du raffineur

Le procédé de raffinage s'effectue selon les étapes principales suivantes : bris des copeaux, préchauffage des copeaux, raffinage des fibres. Les opérations de prétraitement des copeaux, le raffinage et le séchage des fibres consomment une large quantité d'énergie thermique et électrique [80] (Figure 4.10).

La quantification du bilan d'énergie thermique dans l'installation est une étape nécessaire puisqu'elle permettra la mesure des échanges énergétiques des réactions chimiques (du sulfite avec les fibres dans le raffineur) et le milieu extérieur ambiant. Une analyse détaillée de la distribution de l'énergie thermique dans l'installation est

l'objet d'une étude dans la littérature développée en 2007 par Pang [80]. Selon cet auteur, les modèles mathématiques des unités d'opération du procédé de raffinage sont déduits d'un bilan énergétique et massique sur les matériaux des copeaux, fibres, vapeur et humidité.

Notre travail consiste à développer une méthode apte à relier l'intensité de raffinage avec le bilan énergétique du procédé de raffinage, ce qui n'a pas été fait par Pang. Il sera basé sur la théorie des réacteurs chimiques appliquée aux différents réacteurs envisageables.

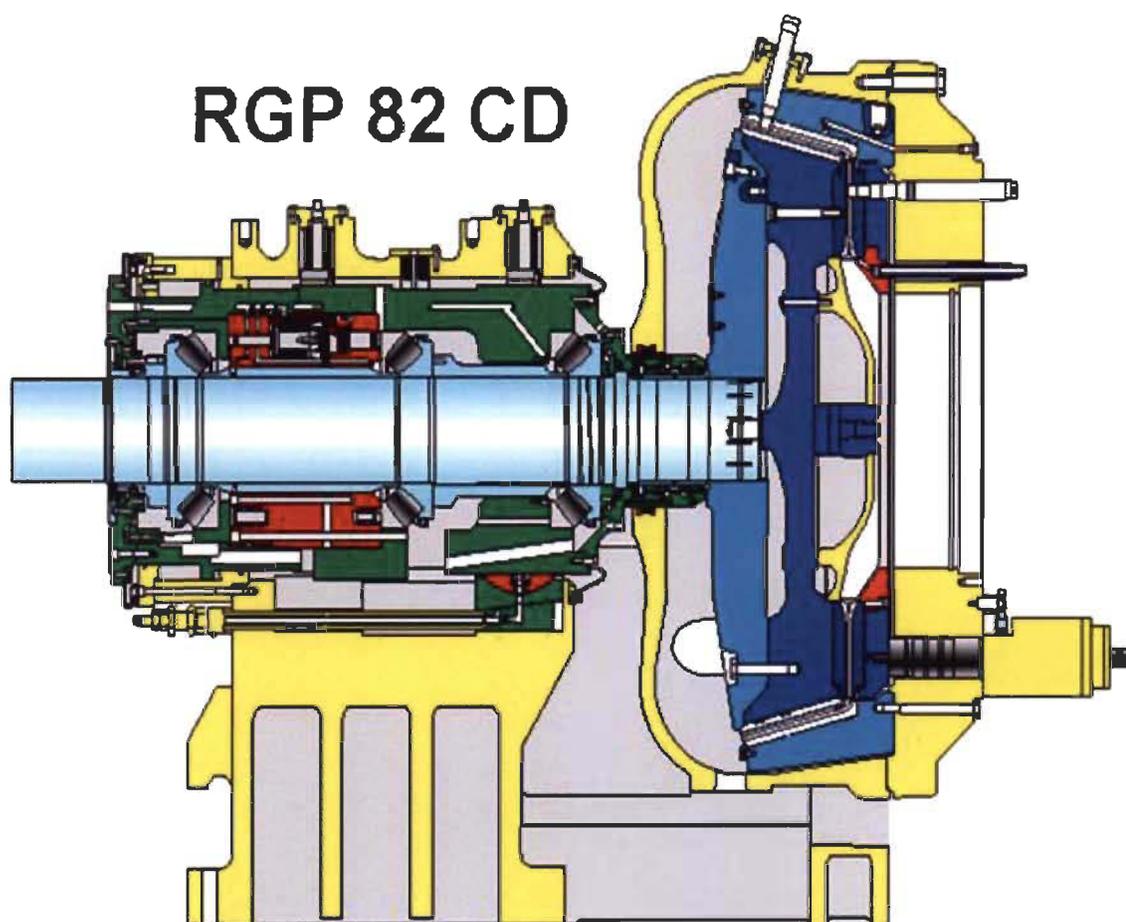


Figure 4.10 Raffineur à Metso, figure adaptée de [81].

Chapitre 5 - Objectifs de la thèse

Tous les phénomènes qui se déroulent dans le procédé de raffinage sont très complexes à cause de la nature mal comprise et de la diversité des paramètres qui interviennent. Notre démarche consiste à clarifier ces phénomènes en les reliant à des phénomènes physiques connus et à chercher l'approche mathématique pour quantifier ces phénomènes, c'est-à-dire regrouper tous les paramètres (variables, fixes et de constitution) dans une formule capable de mesurer l'intensité de raffinage. Par la suite on pourrait contrôler d'une manière rigoureuse les paramètres de raffinage selon la consommation énergétique et les contraintes souhaitées des propriétés des fibres qui seront elles aussi à modéliser.

L'évolution de l'énergie au sein d'une fibre est un phénomène inconnu et qui n'a jamais fait l'objet d'une étude auparavant. Notre but est d'expliquer l'évolution et la transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique et de calculer la quantité dissipée dans la fibre et le fluide avoisinant. Par conséquent nous serons capables d'apporter de nouvelles avenues ou perspectives de recherches qui permettront de quantifier l'évolution de l'énergie à l'intérieur des fibres en introduisant les outils théoriques et techniques adéquats.

Le travail entrepris dans cette thèse consiste à introduire une nouvelle approche des percussions et de comprendre le lien existant entre cette théorie et le temps de contact. Les contributions anticipées et principales de cette thèse se résument comme suit :

- ▣ Apporter de nouveaux éléments d'analyse du procédé de raffinage, dans le but d'offrir aux papetiers des techniques d'investigation scientifique assez développées et aussi de contourner les épineux problèmes des paradoxes industriels rencontrés avec les précédentes théories comme nous l'avons illustré dans la partie sur la recherche bibliographique :

- ▣ mieux saisir les phénomènes qui se produisent entre les plaques du raffineur, lieu de transformation majeure des fibres et de la consommation d'énergie :

- ▣ parfaire notre connaissance de l'énergie et des forces d'ordre cinétiques et celles reçues par la fibre :
- ▣ optimiser l'énergie consommée selon la géométrie des plaques :
- ▣ trouver de nouveaux modèles d'intensité de raffinage et des forces qui seront capables d'expliquer les zones moins connues de ce procédé et de compléter l'insuffisance des autres modèles :
- ▣ quantifier quelques propriétés des fibres en fonction des paramètres de raffinage.

Chapitre 6 - Nouveau précepte de l'intensité de raffinage

6.1 Introduction du nouveau précepte

La compréhension des mécanismes qui se produisent dans le raffineur origine dans l'étude des chocs qui se produisent lors du raffinage dans la zone située entre les lames du rotor sur les floes constitués de fibres. Le principe de la transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique, au cours de ce processus, sera développé dans ce chapitre. La quantification de ces mécanismes est de type phénoménologique, c'est-à-dire basé sur une étude fondamentale et rigoureuse permettant de modéliser le mécanisme de transfert de l'énergie à la fibre en reliant tous les paramètres de fonctionnement du raffinage responsable de ce transfert par l'intermédiaire des lames du raffineur. Notre travail met l'accent sur l'importance de la géométrie des lames et leurs positions sur les disques du raffineur et cela en introduisant le moment d'inertie. Il s'est avéré, expérimentalement, que la géométrie des lames influence la consommation de l'énergie [3, 14, 19, 33]. Nous terminerons ce travail par des expériences à une échelle industrielle pour valider les développements théoriques présentés.

6.2 Méthodologie de quantification du précepte

Nous allons étudier mécaniquement le système composé par les lames du rotor, à caractère mobile, en rotation autour de l'arbre du moteur, tandis que les autres lames du stator, à caractère immobile, sont des supports sur lesquels sont traitées les fibres (Figure 6.1).

Il est clair que les fibres situées sur les lames du stator reçoivent des percussions successives de la part des lames du rotor au cours du processus de raffinage.

Les floes contenant les fibres constituent les flux primaire, secondaire et tertiaire dans l'entrefer. Nous étudierons le système composé des lames du rotor. On note (k) l'indice d'une lame sur le rotor.

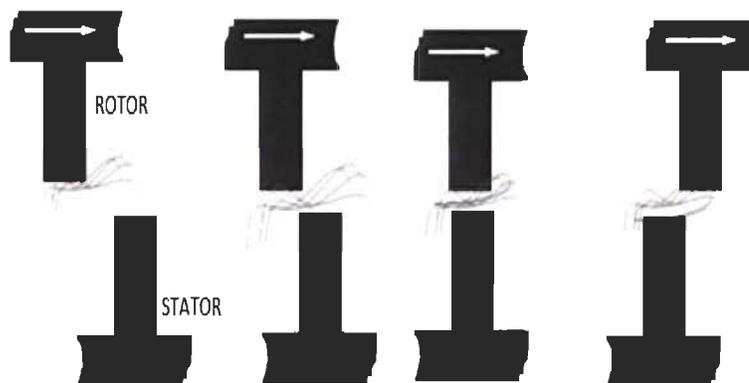


Figure 6.1 Mécanisme général de traitement des fibres entre les disques du raffineur [3].

Lorsque le raffineur fonctionne à vide, la puissance électrique fournie par le générateur électrique est P_{vide} . Cette puissance électrique correspond, dans le cas d'un raffinage à basse consistance, à l'énergie fournie pour contrer les forces de turbulence générées par la suspension fibreuse qui résistent au mouvement des lames du rotor et pour contrer aussi les forces de friction mécaniques sur la partie mobile du raffineur et du moteur électrique. Dans le cas d'un raffinage à haute consistance, la puissance P_{vide} ne tiendra pas en compte les forces de turbulence de la suspension fibreuse, puisque la suspension fibreuse est absente dans un fonctionnement à vide à haute consistance.

Déterminons les forces appliquées sur une barre d'indice (k), située sur le rotor, dans un état de marche en charge. Ces forces sont :

- La force due à son poids :
- la force de sa liaison avec le disque et l'ensemble des lames du rotor :
- la force de Coriolis générée par la rotation du raffineur (ou la force centrifuge) :
- la force hydrodynamique générée par la suspension fibreuse :
- la force générée par les percussions des fibres avec la lame pendant le raffinage.

Lors de l'ajout des fibres dans le raffineur, ce dernier fonctionnera en charge avec une consommation électrique P_{lor} . Selon le principe de l'action et de la réaction, la lame d'indice (k), subira des percussions de la part des fibres contenues dans la suspension fibreuse qui décrit les flux premier, secondaire et tertiaire (forces hydrodynamiques due à la suspension fibreuse en réponse au rétrécissement de l'entrefer). On peut distinguer deux classes de forces dans ce procédé à savoir : la force dite génératrice, composée par

la force de liaison des lames sur le disque rotor, les forces de la pesanteur de toutes les lames du rotor, les forces de turbulence provoquées par le transport de la suspension fibreuse sans effet de raffinage seulement dans le cas de la basse consistance (ces forces de turbulence sont absentes dans un raffinage à haute consistance) et la force centrifuge des lames du rotor.

La seconde force, dite de résistance, générée par les percussions des fibres avec toutes les lames du rotor pendant le raffinage et les forces hydrodynamiques générées par la suspension fibreuse provoquée par les flux primaire, secondaire et tertiaire.

L'ensemble des forces (j) appliquées sur une lame (k) du rotor est donnée par,

Force génératrice

1. Force de Coriolis de la lame (k) en mouvement $\overline{F_{ck}}$
2. Force de la pesanteur de lame (k) en mouvement $\overline{p_k}$
3. Force de liaison de la lame (k) avec le disque rotor $\overline{f_{lk}}$
4. Force de la turbulence à basse consistance sur la lame (k), $\overline{T_k}$

Force de résistance

5. Force de percussion de la lame (k) du rotor par les fibres, $\overline{F_{pk}}$
6. Force hydrodynamique générée par la suspension fibreuse contenue dans les flux primaire, secondaire et tertiaire, $\overline{F_{hk}}$

La résultante $\overline{R_k}$ de ces deux forces sera notée :

$$\overline{R_k} = \overline{F_{pk}} + \overline{F_{hk}}$$

Au moment de la transformation de l'état de marche du fonctionnement à vide au fonctionnement en charge, et d'après le principe de l'action et de la réaction, les lames du rotor seront percutées par les fibres, ce qui tend à décélérer leur mouvement. Les forces exercées sur la lame au moment de la percussion sont illustrées sur la Figure 6.2.

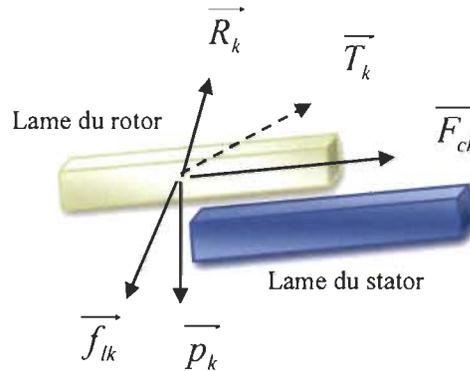


Figure 6.2 Forces générées dans un entrecroisement à un instant donné.

Au moment de l'entrecroisement des lames du rotor et de celles du stator, l'énergie cinétique des lames du rotor décroît. Le principe de l'énergie cinétique appliqué aux lames du rotor pendant l'entrecroisement permet d'écrire :

$$\sum_{j=1}^6 \sum_{k=1}^{N_r} P(\overline{f_{j,k}}) = \sum_{k=1}^{N_r} \frac{dT_k}{dt} \quad \text{Équation 6.1}$$

Avec;

N_r Nombre total de lames du rotor;

$\sum_{k=1}^{N_r} dT_k$ Variation de l'énergie cinétique des lames du rotor pendant une durée de temps (dt);

$\overline{f_{j,k}}$ Force mécanique (j) appliquée sur une lame du rotor (k);

$P(\overline{f_j})$ Puissance de la force $\overline{f_j}$ donnée par la relation : $P(\overline{f_j}) = \overline{f_j} \cdot \overline{v_i}$

$\overline{v_i}$ Vitesse, dans un repère galiléen, du point d'application (i) de la force $\overline{f_j}$ sur la lame (k).

De l'équation 6.1, si on développe l'équation, alors :

$$\sum_1^{N_r} P(\overline{F_{ck}}) + \sum_1^{N_r} P(\overline{p_k}) + \sum_1^{N_r} P(\overline{f_{lk}}) + \sum_1^{N_r} P(\overline{T_k}) + \sum_1^{N_r} P(\overline{F_{pk}}) + \sum_1^{N_r} P(\overline{F_{hk}}) = \sum_{k=1}^{N_r} \frac{dT_k}{dt} \quad \text{Équation 6.2}$$

En regroupant les forces de résistance, on obtient :

$$\sum_1^{Nr} P(\overline{F}_{ck}) + \sum_1^{Nr} P(\overline{p}_k) + \sum_1^{Nr} P(\overline{f}_{lk}) + \sum_1^{Nr} P(\overline{T}_k) + \sum_1^{Nr} [P(\overline{F}_{pk}) + P(\overline{F}_{hk})] = \sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt}$$

Or la résultante \overline{R}_k des forces de résistance appliquée sur la lame du rotor k est donnée par :

$$\overline{R}_k = \overline{F}_{pk} + \overline{F}_{hk} \quad \text{Équation 6.3}$$

D'autre part :

$$P(\overline{F}_{pk}) = \overline{F}_{pk} \cdot \overline{v}_{Gk} \quad \text{et} \quad P(\overline{F}_{hk}) = \overline{F}_{hk} \cdot \overline{v}_{Gk}$$

Donc :

$$P(\overline{F}_{pk}) + P(\overline{F}_{hk}) = (\overline{F}_{pk} + \overline{F}_{hk}) \cdot \overline{v}_{Gk} \quad \text{Équation 6.4}$$

Des équations 6.3 et 6.4, on obtient :

$$P(\overline{F}_{pk}) + P(\overline{F}_{hk}) = \overline{R}_k \cdot \overline{v}_{Gk}$$

De l'expression de la puissance de la force de résistance on déduit que :

$$P(\overline{F}_{pk}) + P(\overline{F}_{hk}) = P(\overline{R}_k)$$

L'équation 6.2 devient :

$$\sum_1^{Nr} P(\overline{F}_{ck}) + \sum_1^{Nr} P(\overline{p}_k) + \sum_1^{Nr} P(\overline{f}_{lk}) + \sum_1^{Nr} P(\overline{T}_k) + \sum_1^{Nr} [P(\overline{R}_k)] = \sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt} \quad \text{Équation 6.5}$$

Notons qu'en absence de raffinage (fonctionnement à vide) la force de résistance \overline{R}_k , de chaque lame k , est nulle de même que sa puissance $P(\overline{R}_k) = \vec{0}$. Notons aussi que pendant le fonctionnement à vide, la variation de l'énergie cinétique des lames n'a pas lieu d'où :

$$\sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt} = 0 \quad \text{Équation 6.6}$$

D'après l'équation 6.4 et 6.5, l'équation 6.2 peut s'écrire :

$$\sum_1^{Nr} P(\overline{F}_{ck}) + \sum_1^{Nr} P(\overline{p}_k) + \sum_1^{Nr} P(\overline{f}_{lk}) + \sum_1^{Nr} P(\overline{T}_k) = \overline{0} \quad \text{Équation 6.7}$$

Cette équation exprime que, pendant le fonctionnement à vide, la somme des forces génératrices est nulle, ceci est en concordance avec le principe fondamental de la dynamique, à savoir :

$$\overline{F}_{ck} + \overline{p}_k + \overline{f}_{lk} + \overline{T}_k = m_k \frac{d\overline{v}_{Gk}}{dt} \quad \text{Équation 6.8}$$

Or, pendant le fonctionnement à vide, chaque lame (k) ne décélère pas, donc :

$$\frac{d\overline{v}_{Gk}}{dt} = \overline{0}$$

D'où,

$$\overline{F}_{ck} + \overline{p}_k + \overline{f}_{lk} + \overline{T}_k = \overline{0} \quad \text{Équation 6.9}$$

En multipliant l'équation 6.9 par la vitesse \overline{v}_{Gk} , au centre de masse de chaque plaque k , on retrouve l'équation 6.7. On peut conclure d'après les équations 6.5 et 6.7 que, pendant les entrecroisements des lames du rotor et du stator, les percussions qui se produisent sont régies par l'équation suivante :

$$\sum_1^{Nr} [P(\overline{R}_k)] = \sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt} \quad \text{Équation 6.10}$$

Pendant l'entrecroisement, l'énergie cinétique des lames diminuera sous l'effet de la force de résistance, en même temps le moteur électrique répondra à cette diminution par une augmentation de la puissance consommée afin de générer un couple de force électrique pour s'opposer à la force de résistance pendant chaque entrecroisement.

Étudions le système composé par la partie mobile du raffineur (disque du rotor et ses lames) et l'arbre du moteur électrique. Ce dernier est lié au raffineur via des liaisons mécaniques (voir Figure 6.3). Pendant le fonctionnement à vide, le nouveau système étudié (voir Figure 6.3) est soumis à la force de friction mécanique sur l'arbre du moteur

électrique, et les forces de turbulence de la suspension fibreuse qui sont générées dans les gorges du rotor (espace vide entre les lames du rotor) pour un fonctionnement en basse consistance. Notons que les forces de turbulence sont absentes dans un fonctionnement à haute consistance.

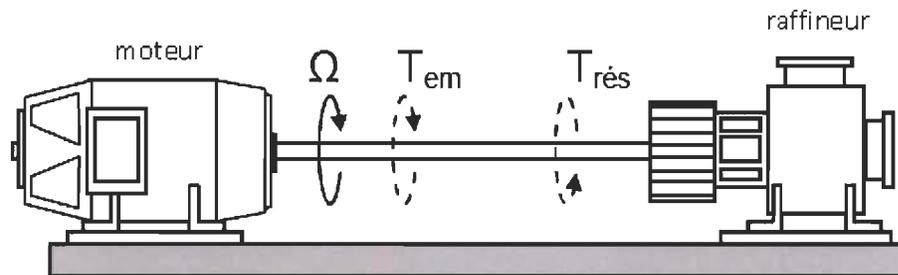


Figure 6.3 Schéma du couplage mécanique entre le raffineur et le moteur électrique.

La consommation électrique pendant le démarrage du système étudié à vide est illustrée sur la courbe de la Figure 6.4. Cette courbe montre une consommation constante de la puissance électrique dans la zone à vide en régime permanent, cette zone correspond à la stabilisation de la vitesse de rotation du raffineur à vide après son démarrage. La zone en charge représente la période de traitement des fibres par le procédé de raffinage.

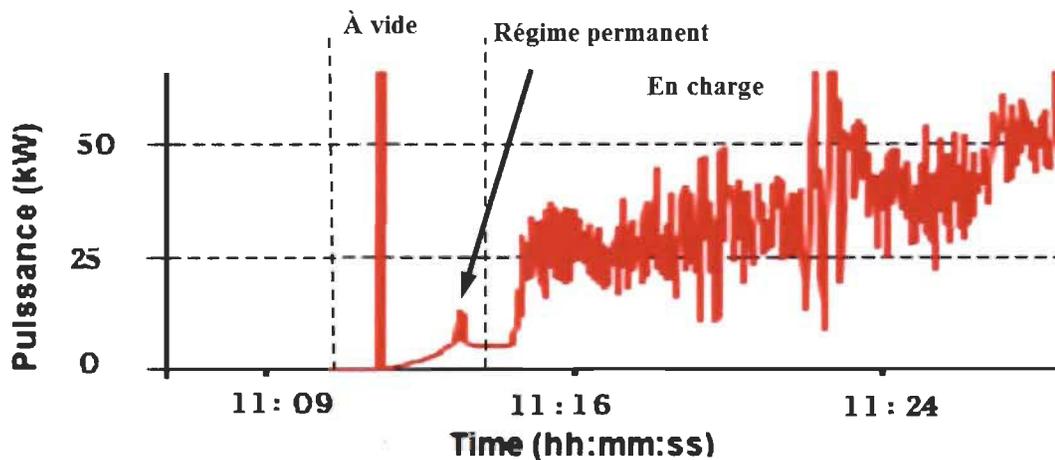


Figure 6.4 Stabilisation de la consommation électrique après le démarrage du raffineur, mesure effectuée au CRML à haute consistance.

Si on applique le théorème de l'énergie cinétique sur le système étudié :

$$P_{vide} + \sum_j P(\overline{f_j}) = \frac{dE_c}{dt} \quad \text{Équation 6.11}$$

Avec;

P_{vide}	La puissance électrique consommée qui est équivalente à la puissance du couple de la force électrique générée par le moteur électrique;
$\overline{f_j}$	La force de frottement mécanique appliquée sur le système étudié incluant la force de turbulence pour la basse consistance;
E_c	L'énergie cinétique du système étudiée.

Au moment de la stabilisation de la vitesse de rotation, le système étudié tourne avec une énergie cinétique constante dont l'expression est :

$$E_c = \frac{1}{2} I_s \omega^2 \quad \text{Équation 6.12}$$

Où;

E_c	Énergie cinétique du système étudiée;
I_s	Moment d'inertie du système étudié.

La stabilisation de l'énergie cinétique du système en régime permanent permet d'écrire :

$$\frac{dE_c}{dt} = 0 \quad \text{Équation 6.13}$$

Des équations 6.11 et 6.13 on trouve l'équation :

$$P_{vide} = -\sum_j P(\overline{f_j}) \quad \text{Équation 6.14}$$

Étudions désormais le même système (voir Figure 6.3) pendant un fonctionnement en charge. La consommation électrique pendant ce fonctionnement est illustrée par la courbe de la Figure 6.4 (voir la zone indiquée « en charge »).

Les oscillations présentes sur la courbe sont générées par la force de résistance $\overline{R_k}$ relative à chaque lame (k) du rotor pendant ses entrecroisements avec les lames du stator. Le théorème de l'énergie cinétique appliqué sur le système étudié pendant les entrecroisements des lames (voir Figure 6.1) permet d'écrire :

$$P(t) + \sum_j P(\bar{f}_j) + \sum_1^{Nr} [P(\bar{R}_k)] = \frac{dE_c}{dt} \quad \text{Équation 6.15}$$

Avec;

$P(t)$ Puissance électrique instantanée pendant le fonctionnement en charge du système étudié. Elle correspond à la puissance de la force du couple électrique du moteur électrique.

Avant d'étudier l'équation 6.15, nous allons donner un aperçu du principe de fonctionnement d'un moteur électrique synchrone tel que nous utilisons au CRML avec un raffineur à haute consistance.

Composante d'une machine synchrone

Le moteur synchrone est une machine qui transforme l'énergie électrique en énergie mécanique via une énergie électromécanique. Ici la machine synchrone est composée de deux éléments, un stator et un rotor (Figure 6.5).

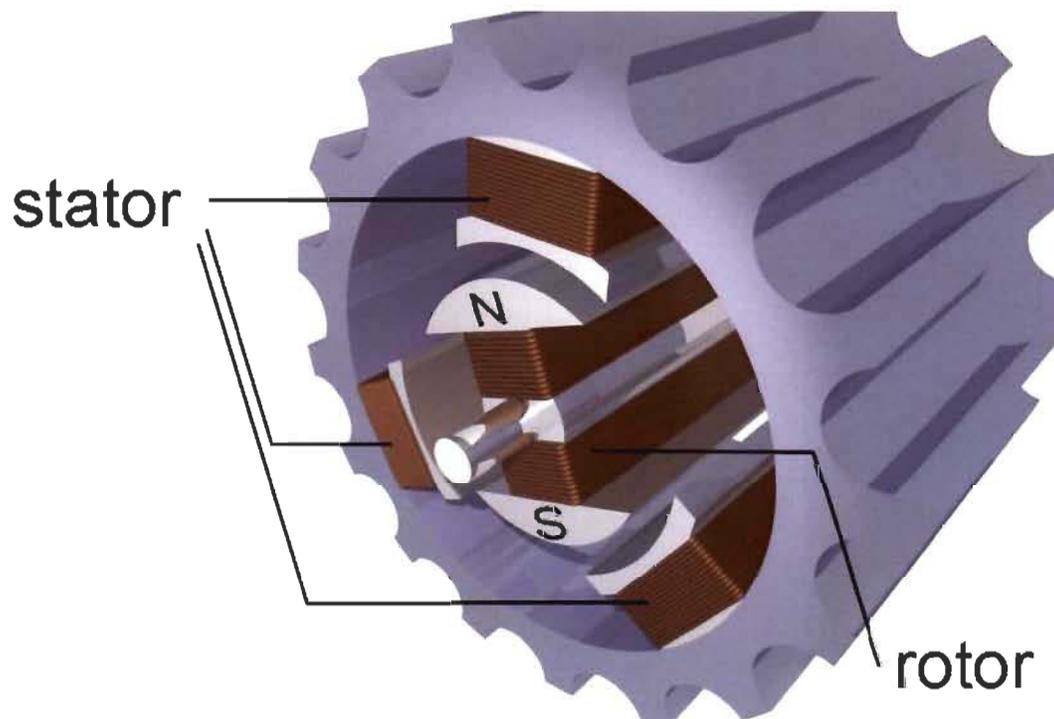


Figure 6.5 Représentation schématique de la machine synchrone dotée d'un rotor à pôles constitués d'électroaimants alimentés en courant continu [82].

Le rotor est la partie mobile de la machine qui est composée d'un électroaimant ou d'un aimant permanent. Le stator est la partie fixe de la machine qui est constituée d'enroulements reliés à une source alternative. Après le démarrage, le rotor, qui est doté d'un aimant permanent ou d'un électroaimant branché à une source de courant continu, tourne à la même vitesse que le champ tournant induit par les enroulements du stator (les bobines du stator sont alimentées à une source alternative voir Figure 6.6). On obtient un synchronisme de vitesse du rotor et du champ tournant. Ce dernier étant couplé mécaniquement au raffineur, il créera un couple moteur capable de fournir un travail mécanique au raffineur.

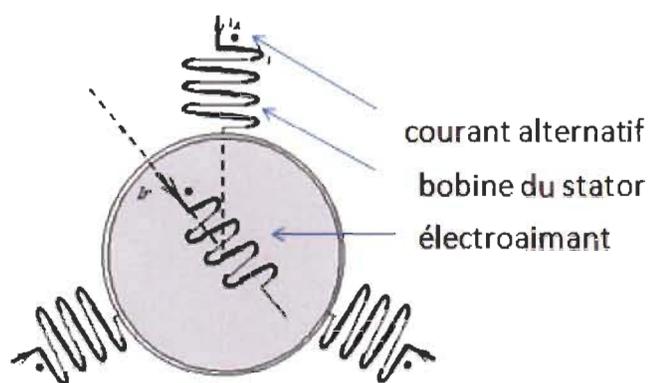


Figure 6.6 Bobines du stator alimentées par un courant alternatif. L'électroaimant du rotor est alimenté par un courant continu [83].

Au cours du fonctionnement en charge du raffineur, il y aura génération de la force de résistance à chaque entrecroisement des lames. Par conséquent une charge supplémentaire est générée sur le rotor de la machine synchrone qui tend à diminuer la vitesse de rotation. Pour garder la même vitesse de la machine synchrone choisie pour l'opération de raffinage, on doit, à tout instant, ajuster la vitesse pour que le raffineur tourne avec la même vitesse. Cette action est généralement assurée automatiquement au moyen d'un régulateur de vitesse.

La régulation de vitesse, ou la consigne de la vitesse du rotor, qui a tendance à diminuer sous l'action de la force de résistance, est corrigée en fonction d'une mesure réelle de la vitesse à l'arbre du moteur introduite dans un comparateur. La consigne et la valeur réelle de la vitesse sont comparées, la différence est corrigée et le moteur est stabilisé à

une vitesse choisie par l'opérateur selon les contraintes du résultat de raffinage escomptées (voir Figure 6.7).

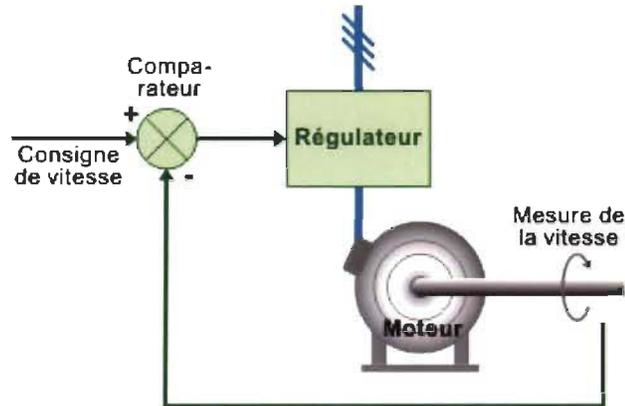


Figure 6.7 Asservissement de vitesse en boucle fermée.

Dans l'hypothèse où la caractéristique dynamique réelle du moteur électrique suit exactement la caractéristique dynamique idéale (moteur synchrone idéal), on peut dire que le moteur garde sa vitesse constante, quelle que soit la charge techniquement tolérable sur le rotor. Par conséquent, le raffineur est doté d'un moteur qui garde l'énergie cinétique constante tout au long du procédé de raffinage, autrement dit, dans l'hypothèse que le moteur synchrone atteigne régime permanent on aura :

$$\frac{dE_c}{dt} = 0 \quad \text{Équation 6.16}$$

En substituant l'équation 6.16 dans l'équation 6.15 on a :

$$-\sum_1^{Nr} [P(\bar{R}_k)] = P(t) + \sum_j P(\bar{f}_j) \quad \text{Équation 6.17}$$

Finalement, en combinant les équations 6.14 et 6.17 on a :

$$-\sum_1^{Nr} [P(\bar{R}_k)] = P(t) - P_{vide} \quad \text{Équation 6.18}$$

A partir des équations 6.10 et 6.18, on détermine l'équation qui régit le phénomène qui se produit dans l'entrecroisement :

$$P(t) - P_{vide} = -\sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt} \quad \text{Équation 6.19}$$

Avec;

T_k L'énergie cinétique de chaque plaque d'indice k , à l'instant (t) donnée par :

$$T_k = \frac{1}{2} \int_{p \in \text{lame}} v_p^2 dm(p) \quad \text{Équation 6.20}$$

Interprétation de l'équation des entrecroisements des lames.

Soit les principales étapes gérant les entrecroisements des lames des rotors et des stators tels qu'illustrés sur la Figure 6.8.

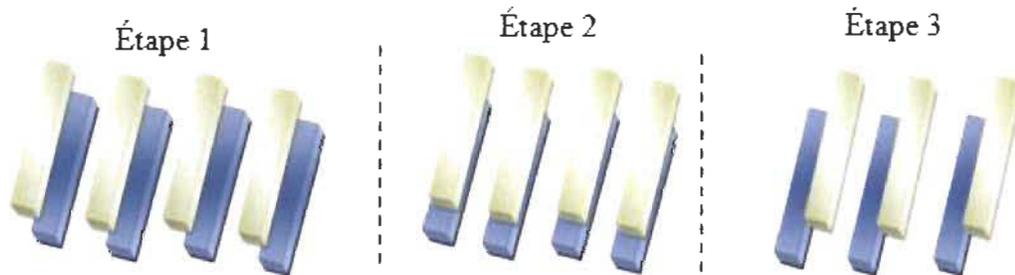


Figure 6.8 Évolution de l'entrecroisement des lames du rotor sur le stator.

À partir de la première étape de l'entrecroisement, l'énergie cinétique de la lame est absorbée par les floes qui subissent des compressions et des cisaillements mécaniques au fur et à mesure du déplacement de la lame du rotor sur le stator. Par conséquent, la lame subit une brusque variation de sa vitesse. Au moment des entrecroisements, l'énergie cinétique des lames est en décroissance en réponse aux percussions avec les fibres et poursuit le raffinage avec une vitesse de rotation constante. Le moteur électrique synchrone intervient, via la régulation de sa vitesse, de telle sorte que l'énergie cinétique

des lames du rotor $\left(\sum_{k=1}^{N_r} dT_k \right)$ soit, à partir d'un instant donné, une fonction croissante par

rapport au temps, permettant ainsi d'éviter l'arrêt du raffineur. La réponse du moteur électrique à la variation de l'énergie cinétique des lames, et par conséquent à la variation de l'énergie cinétique de toute la partie mobile du raffineur et du moteur, ne se fait qu'après que les capteurs de position puissent détecter la diminution de la vitesse de rotation. À ce moment, les lames du rotor recevront, du moteur électrique, une force de couple supplémentaire afin de stabiliser leur énergie cinétique avec une vitesse de

rotation constante. C'est pour cette raison que la courbe de la puissance du moteur électrique affiche des oscillations en cours de raffinage (voir Figure 6.9).

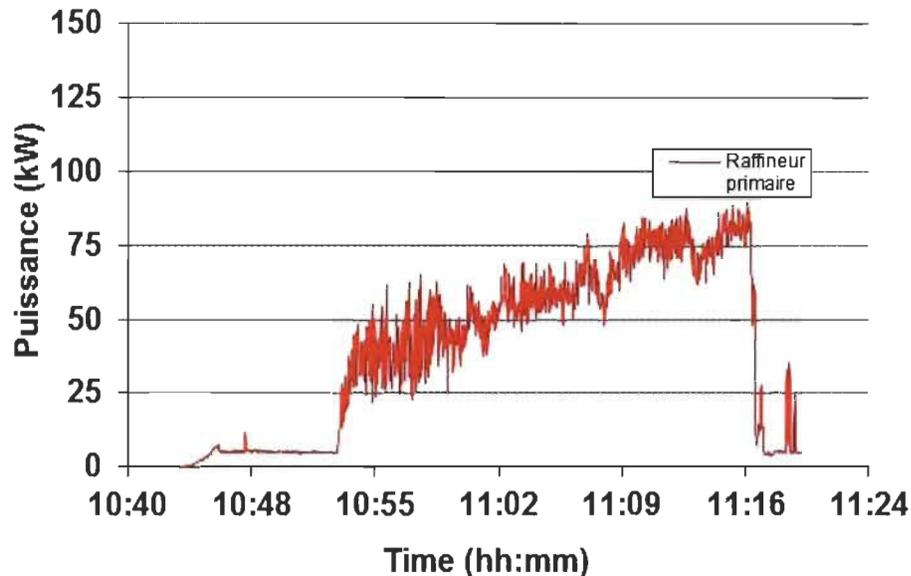


Figure 6.9 Variation de la puissance consommée au cours du raffinage (mesures effectuées au CRML).

Vu la grande vitesse de rotation du rotor, le temps nécessaire pour compléter un entrecroisement est minime, de sorte que la variation de l'énergie cinétique des lames est brusque. La proportionnalité entre la vitesse de chaque lame (k) du rotor et leur énergie cinétique, exprimée par l'équation 6.20, permet de déduire que la vitesse aura une variation brusque sur un temps très minime (suite aux percussions). Néanmoins, si on suppose que le processus de diminution de l'énergie cinétique des lames se produit selon la Figure 6.10, sur une échelle agrandie, on peut supposer que :

Pendant l'entrecroisement, la vitesse de la lame diminue jusqu'à une valeur minimale puis commence à augmenter après que le moteur varie sa vitesse (par le variateur de vitesse). La valeur minimale de la vitesse coïncide avec un entrecroisement dit complet (l'étape 2 de la Figure 6.10 et 6.8). La force de résistance est maximale dans cette position des lames du rotor et du stator. Juste après l'entrecroisement complet, la force de résistance diminue (étape 2 à l'étape 3, voir Figures 6.10 et 6.8); en même temps la puissance électrique diminue tout en gardant sa capacité à générer un couple mécanique capable d'augmenter la vitesse du rotor de sa valeur minimale à sa valeur nominale.

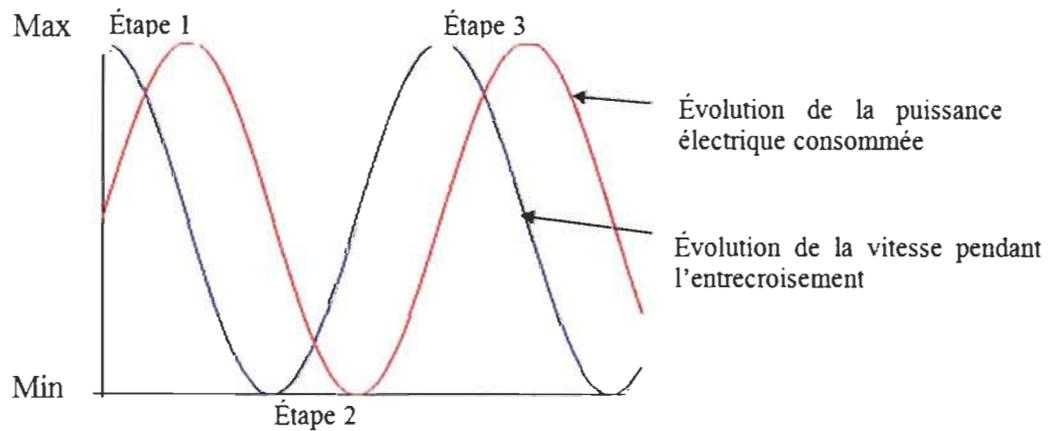


Figure 6.10 Simulation approximative de la variation de la vitesse des lames et de la consommation électrique pendant un entrecroisement.

Par conséquent, à partir de l'entrecroisement complet, la vitesse de la lame du rotor augmente, autrement dit, à partir de la fin de l'étape 2 (voir Figure 6.10) c'est-à-dire, à la fin de l'entrecroisement complet qu'on suppose produira à l'instant t_2 , l'énergie cinétique des lames du rotor augmente. Ainsi, l'équation 6.19 devient :

$$P(t) - P_{vide} = -\sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt} \quad t \leq t_2$$

$$P(t) - P_{vide} = \sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt} \quad t > t_2$$

Avec;

t_2 Temps auquel l'entrecroisement est complété

Pendant un entrecroisement, l'évolution de l'énergie cinétique des lames du rotor est décrite par l'équation suivante :

$$P(t) - P_{vide} = \left| \sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt} \right| \quad \text{Équation 6.21}$$

Avec;

T_k L'énergie cinétique de chaque plaque d'indice k , à l'instant (t) , son expression est donnée par la formule suivante :

$$T_k = \frac{1}{2} \int_{P \in \text{lame}} (v_p)^2 dm (P)$$

Notons :

$$P^*_{nette}(t) = P(t) - P_{vide} \quad \text{Équation 6.22}$$

L'équation 6.21 devient:

$$P^*_{nette}(t) = \left| \sum_{k=1}^{Nr} \frac{dT_k}{dt} \right| \quad \text{Équation 6.23}$$

Avec :

Remarque - Le lecteur doit distinguer entre la puissance nette relative consommée $P^*_{nette}(t)$ (voir l'équation 6.75) et la puissance nette consommée P_{nette} (voir l'équation 6.28).

En introduisant le débit massique, de la pâte sur une base sèche (m^*), l'équation 6.3, peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{\left| \sum_{k=1}^{Nr} dT_k \right|}{dm} = \frac{P^*_{nette}(t)}{m^*} \quad \text{Équation 6.24}$$

La puissance électrique $P_{nette}(t)$ consommée pendant le raffinage varie en fonction du temps de la façon illustrée sur la courbe de la Figure 6.9.

En intégrant l'équation 6.4, entre les instants 0 et $t = \tau$, on obtient la variation de l'énergie cinétique DT des lames pendant un temps égal au temps de séjour \square ,

$$DT = \int_0^{\tau} P^*_{nette}(t) dt \quad \text{Équation 6.25}$$

Avec :

$$DT = \int_0^{\tau} \left| \sum_{k=1}^{N_f} dT_k \right| \quad \text{Équation 6.26}$$

Leider et Nissan [34] définissent l'intensité d'impact par la relation suivante :

$$e = \frac{P_{nette}}{N m \bullet} \quad \text{Équation 6.27}$$

Avec;

- e Intensité de raffinage;
- P_{nette} Puissance nette consommée donnée par l'équation 6.29;
- N Nombre moyen d'impacts que subit la fibre lors de son traitement au raffineur.

$$P_{nette} = P_{totale} - P_{vide} \quad \text{Équation 6.28}$$

Remarque - La mesure de la puissance P_{totale} s'effectue en faisant la moyenne de la consommation électrique pendant le raffinage à partir de la Figure 6.9.

En prenant, la moyenne de la puissance nette relative consommée $P_{nette}(t)$, sur l'intervalle $[0, \tau]$, on déduit à partir de l'intégrale de l'équation 6.25, que :

$$DT = \overline{P_{nette}(t)} \int_0^{\tau} dt \quad \text{Équation 6.29}$$

Avec;

- $\overline{P_{nette}(t)}$ Moyenne, de la puissance nette relative consommée $P_{nette}^*(t)$, pendant un temps de séjour.

La moyenne de la puissance nette relative consommée $\overline{P_{nette}(t)}$, pendant un temps de séjour n'est autre que la puissance nette consommée, d'où :

$$\overline{P_{nette}^*(t)} = P_{nette} \quad \text{Équation 6.30}$$

Donc, l'équation 6.29, devient alors :

$$DT = P_{nette} \int_0^{\tau} dt \quad \text{Équation 6.31}$$

En tenant compte de la formule de Leider et Nissan (voir l'équation 6.27) et à partir de l'équation 6.31, on trouve que :

$$DT = e N m^{\bullet} \int_0^{\tau} dt \quad \text{Équation 6.32}$$

Dès lors, la variation de l'énergie cinétique des lames du rotor (DT), pendant un temps égal au temps de séjour, est donnée par la formule suivante :

$$DT = e N m^{\bullet} \tau \quad \text{Équation 6.33}$$

Cette formule permettra de quantifier l'intensité de raffinage (e), connaissant la variation de l'énergie cinétique de toutes les lames du rotor (DT). Pendant le temps de séjour, en isolant e de 6.33, on a :

$$e = \frac{DT}{N m^{\bullet}} \quad \text{Équation 6.34}$$

6.2.1 Expression de la variation de l'énergie cinétique de toutes les lames du rotor (DT) lors du raffinage.

Chaque fois qu'une lame d'indice (k) du rotor se mettra en percussion avec les fibres pendant un entrecroisement, elle perdra une énergie cinétique égale à $\overline{dT_k}$, le moteur électrique a pour rôle de compenser cette perte d'énergie cinétique par l'énergie électrique pour que le raffineur puisse garder sa vitesse de rotation sensiblement constante.

Nous avons vu que la variation de l'énergie cinétique des lames du rotor pendant un temps de séjour s'écrit sous la forme suivante (voir équation 6.26) :

$$DT = \int_0^{\tau} \left| \sum_{k=1}^{N_p} dT_k \right|$$

Pendant un temps de séjour, la lame aura en moyenne N_p impacts avec les floes. Ce nombre dépend du nombre de lames du stator puisque ces derniers représentent les

supports de percussion. En plus, la barre du rotor opère avec les mêmes paramètres de fonctionnement pendant chaque entrecroisement. De ce fait, la perte d'énergie cinétique est la même pour chaque impact de la barre d'indice k , et donc :

$$\int_0^{\tau} \left| \sum_{k=1}^{N_r} dT_k \right| = N_p \left| \sum_{k=1}^{N_r} dT_k \right| \quad \text{Équation 6.35}$$

Avec;

N_p Le nombre moyen de percussions, pendant le temps de séjour, que reçoit chaque barre du rotor avec les fibres distribuées sur les lames du stator.

Des équations 6.26 et 6.35, la variation de l'énergie cinétique de toutes les lames du rotor pendant un temps de séjour est :

$$DT = N_p \left| \sum_{k=1}^{N_r} dT_k \right| \quad \text{Équation 6.36}$$

6.2.2 Variation de l'énergie cinétique $\overline{dT_k}$ de la barre d'indice k .

Le moteur électrique résiste à la diminution de l'énergie cinétique des lames du rotor suite aux percussions (voir Figure 6.11), générées sous l'effet de raffinage, entre les floes des fibres et les lames du rotor. Pour garder la même vitesse de rotation des lames, le moteur électrique doit fournir plus d'énergie électrique pour que l'énergie cinétique après le choc soit supérieure ou égale à son énergie avant le choc. Si on avait un supplément d'énergie électrique faible ou absente après les percussions des lames, l'énergie cinétique diminuerait indéfiniment jusqu'à ce que le raffineur s'arrête.

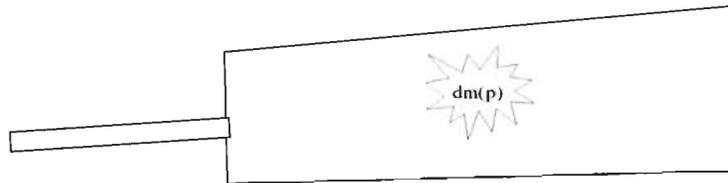


Figure 6.11 Visualisation du choc d'un point (P) de masse $dm(P)$ de la lame du rotor par un floe de fibres.

La variation de l'énergie cinétique de la lame de la position (1) vers la position (2) pendant une percussion est donnée par :

$$\overline{dT_k} = \frac{1}{2} \left[\int_{P \in \text{lame}} \langle [V_p]_2 \rangle^2 dm(P) - \int_{P \in \text{lame}} \langle [V_p]_1 \rangle^2 dm(P) \right] \quad \text{Équation 6.37}$$

Avec,

$[V_p]_1$ Vitesse d'un point (P) de masse $dm(P)$ de la lame à l'état (1);

$[V_p]_2$ Vitesse d'un point (P) de masse $dm(P)$ de la lame à l'état (2).

On note :

$$[V_p]_{\text{moy}} = \frac{[V_p]_1 + [V_p]_2}{2} \quad \text{Équation 6.38}$$

La position du point (P) ne change pratiquement pas lors d'une brusque variation de la vitesse due au choc pendant un temps de percussion très court [67].

Nous allons introduire un paramètre (\mathfrak{R}) de sorte que l'équation 6.37 s'écrive de la façon suivante :

$$dT_k = \frac{(1-\mathfrak{R})}{2} \int_{P \in \text{lame}} \langle [V_p]_{\text{moy}} \rangle^2 dm(P) \quad \text{Équation 6.39}$$

Où $(1-\mathfrak{R})$ correspond à la moyenne pondérée de $(1-\mathfrak{R})_p$ et a comme expression :

$$(1-\mathfrak{R}) = \frac{1}{m_k} \int_{P \in \text{lame}} (1-\mathfrak{R})_p dm(P) \quad \text{Équation 6.40}$$

Avec;

m_k La masse de la lame d'indice (k),

Des équations 6.37, 6.38, 6.39 et 6.40, on déduit que :

$$(1-\mathfrak{R})_p = \frac{4([V_p]_2^2 - [V_p]_1^2)}{[V_p]_1^2 + [V_p]_2^2 + 2[V_p]_1[V_p]_2} \quad \text{Équation 6.41}$$

6.2.3 Expression du moment d'inertie des lames du rotor sans effet de la poussée axiale sur le taper des lames

Considérons une lame du rotor d'indice (k) , d'un raffineur à disque plat, en mouvement de rotation par rapport à l'axe (O, \vec{z}) dans un repère absolu ou d'observation $R(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ et soit (P) un point de la lame (k) et $R_G(G_k, \vec{x}_G, \vec{y}_G, \vec{z}_G)$ un repère relatif lié au centre de masse (G_k) de la lame (k) (voir Figure 6.12).

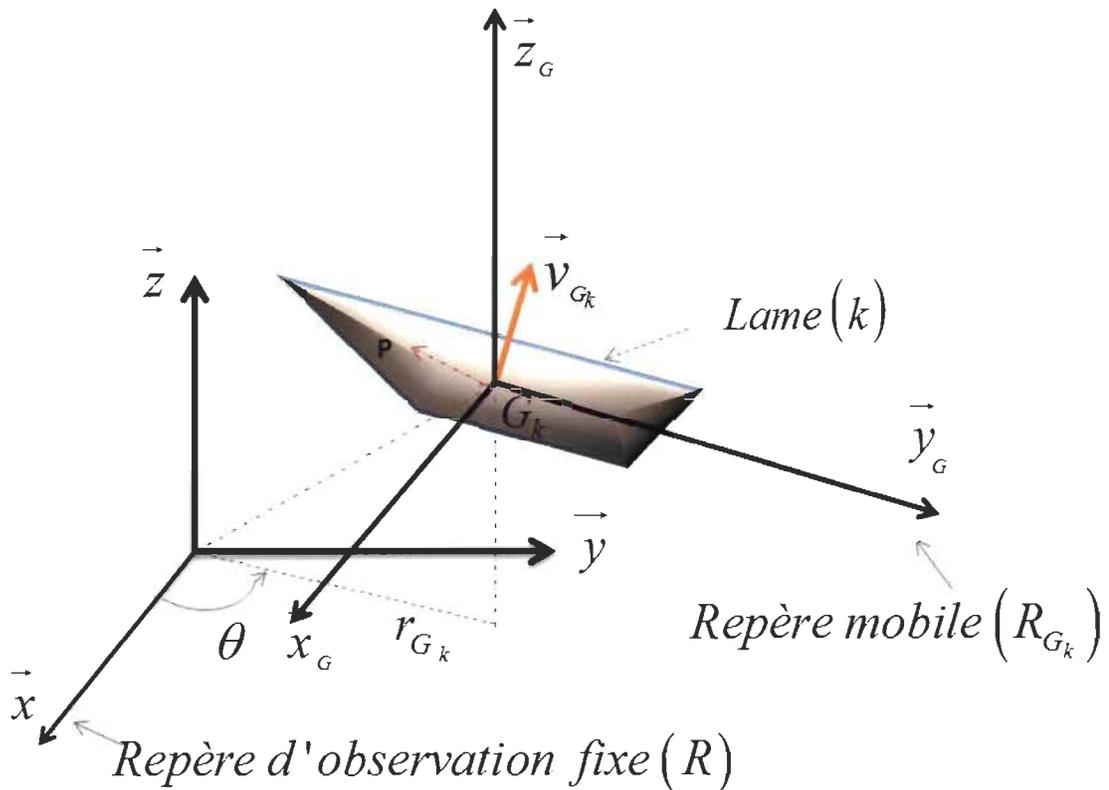


Figure 6.12 Repérage d'une lame (k) dans un repère relatif R_{G_k} . La lame (k) est fixe dans le repère R_{G_k} et mobile dans le repère d'observation R .

L'énergie cinétique de la lame (k) dans son mouvement par rapport au repère absolu (R) (repère d'observation) est exprimée par la formule suivante :

$$E_c = \frac{1}{2} \iiint_{\text{lame}(k)} \vec{v}_{P|R}^2 dm(P)$$

Équation 6.42

Avec;

$\vec{v}_{P/R}$ La vitesse du point (P) de la lame (k) dans le repère (R);

$dm(P)$ La masse élémentaire entourant le point (P) de la lame du rotor d'indice k .

Si on exprime l'expression de la vitesse du point (P) de la lame (k) $\vec{v}_{P/R}$ en fonction d'un autre point, ici le centre de masse (G_k) de la lame (k), on obtient :

$$\begin{aligned}\vec{v}_{P/R} &= \left. \frac{d\overline{OP}}{dt} \right]_R = \left. \frac{d(\overline{OG_k} + \overline{G_kP})}{dt} \right]_R \\ &= \left. \frac{d\overline{OG_k}}{dt} \right]_R + \left. \frac{d\overline{G_kP}}{dt} \right]_R \\ &= \vec{v}_{G_k/R} + \left. \frac{d\overline{G_kP}}{dt} \right]_R\end{aligned}\quad \text{Équation 6.43}$$

Soient x_1, y_1 et z_1 les coordonnées du vecteur $\overline{G_kP}$ dans le repère (R_G). Dérivons $\overline{G_kP}$ par rapport au temps dans le repère (R) :

$$\begin{aligned}\left. \frac{d\overline{G_kP}}{dt} \right]_R &= \left. \frac{d(x_1\vec{x}_G + y_1\vec{y}_G + z_1\vec{z}_G)}{dt} \right]_R \\ \left. \frac{d\overline{G_kP}}{dt} \right]_R &= \frac{dx_1}{dt}\vec{x}_G + \frac{dy_1}{dt}\vec{y}_G + \frac{dz_1}{dt}\vec{z}_G + x_1\frac{d\vec{x}_G}{dt} + y_1\frac{d\vec{y}_G}{dt} + z_1\frac{d\vec{z}_G}{dt}\end{aligned}$$

Le point (P) étant fixe dans le repère R_G (lié à la lame k), alors :

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{dy_1}{dt} = \frac{dz_1}{dt} = 0$$

Donc :

$$\left. \frac{d\overline{G_kP}}{dt} \right]_R = x_1\frac{d\vec{x}_G}{dt} + y_1\frac{d\vec{y}_G}{dt} + z_1\frac{d\vec{z}_G}{dt}\quad \text{Équation 6.44}$$

En exprimant les vecteurs \vec{x}_G, \vec{y}_G et \vec{z}_G en fonction de $\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$ et θ (voir la figure 6.12)

on trouve :

$$\begin{cases} \bar{x}_G = \sin(\theta)\bar{x} + \cos(\theta)\bar{y} \\ \bar{y}_G = \cos(\theta)\bar{x} + \sin(\theta)\bar{y} \\ \bar{z}_G = \bar{z} \end{cases} \quad \text{Équation 6.45}$$

En remplaçant les expressions de \bar{x}_G, \bar{y}_G et \bar{z}_G de l'équation 6.45 dans l'équation 6.44, et sachant que les vecteurs \bar{x}, \bar{y} et \bar{z} sont fixes dans le repère (R) , alors après simplification, on obtient :

$$\begin{aligned} \left. \frac{d\overline{G_k P}}{dt} \right]_R &= x_1 \frac{d\bar{x}_G}{dt} + y_1 \frac{d\bar{y}_G}{dt} + z_1 \frac{d\bar{z}_G}{dt} \\ &= x_1 \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \bar{y}_G - y_1 \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \bar{x}_G + \bar{0} \\ &= \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \left[x_1 (\bar{z} \wedge \bar{x}_G) + y_1 (\bar{z} \wedge \bar{y}_G) + z_1 (\bar{z} \wedge \bar{z}_G) \right] \\ &= \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \bar{z} \wedge \left[x_1 \bar{x}_G + y_1 \bar{y}_G + z_1 \bar{z}_G \right] \end{aligned} \quad \text{Équation 6.46}$$

On note $\bar{\Omega}(R_G / R)$ le vecteur vitesse de la rotation (rad/s) du repère (R_G) par rapport à (R) , et il s'exprime comme suit :

$$\bar{\Omega}(R_G / R) = \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \bar{z} = \omega \bar{z} \quad \text{Équation 6.47}$$

Où :

ω Vitesse de rotation du raffineur.

À partir des équations 6.46 et 6.47, la dérivée par rapport au temps du vecteur $\overline{G_k P}$ dans le repère (R) est donnée par :

$$\left. \frac{d\overline{G_k P}}{dt} \right]_R = \bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} \quad \text{Équation 6.48}$$

Des équations 6.43 et 6.48 on déduit que :

$$\bar{v}_{P/R} = \bar{v}_{G_k/R} + \bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} \quad \text{Équation 6.49}$$

En introduisant l'équation 6.49 dans l'équation de l'énergie cinétique (équation 6.42), on obtient :

$$\begin{aligned} E_c &= \frac{1}{2} \iiint_{lame(k)} \bar{v}_{G_k/R}^{-2} dm + \frac{1}{2} \iiint_{lame(k)} \left(\bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} \right)^2 dm + \frac{1}{2} \iiint_{lame(k)} 2 \left(\bar{v}_{G_k/R} \left[\bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} \right] \right) dm \\ &= \frac{1}{2} m_k \bar{v}_{G_k/R}^{-2} + \frac{1}{2} \iiint_{lame(k)} \left(\bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} \right)^2 dm + \bar{v}_{G_k/R} \left[\bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \iiint_{lame(k)} \overline{G_k P} dm \right] \end{aligned}$$

Or par définition du centre de gravité (ou de masse) [84] on a :

$$\iiint_{lame(k)} \overline{G_k P} dm = \vec{0} \quad \text{Équation 6.50}$$

D'où :

$$E_c = \frac{1}{2} m_k \bar{v}_{G_k/R}^{-2} + \frac{1}{2} \iiint_{lame(k)} \left(\bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} \right)^2 dm \quad \text{Équation 6.51}$$

Considérons un élément de masse $dm(P)$ autour du point (P) appartenant à la lame (k) tel qu'illustrée à la Figure 6.13 :

Si on exprime le vecteur $\overline{G_k P}$ dans le repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\vartheta, \vec{e}_z)$, alors :

$$\overline{G_k P} = r_\rho \vec{e}_r + z_1 \vec{e}_z \quad \text{Équation 6.52}$$

Donc :

$$\bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} = (\omega \vec{z}) \wedge (r_\rho \vec{e}_r + z_1 \vec{e}_z) = \omega \left[(\vec{z} \wedge \vec{e}_r) r_\rho + z_1 (\vec{z} \wedge \vec{e}_z) \right]$$

Dans le repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\vartheta, \vec{e}_z)$ on a $(\vec{e}_z = \vec{z}_G = \vec{z})$ et $(\vec{z}_G \wedge \vec{e}_r = \vec{e}_\vartheta)$. D'où :

$$\bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} = \omega (r_\rho \vec{e}_\vartheta + z_1 \vec{0})$$

On conclut donc que :

$$\left(\bar{\Omega}(R_G / R) \wedge \overline{G_k P} \right)^2 = (r_\rho \omega)^2 \quad \text{Équation 6.53}$$

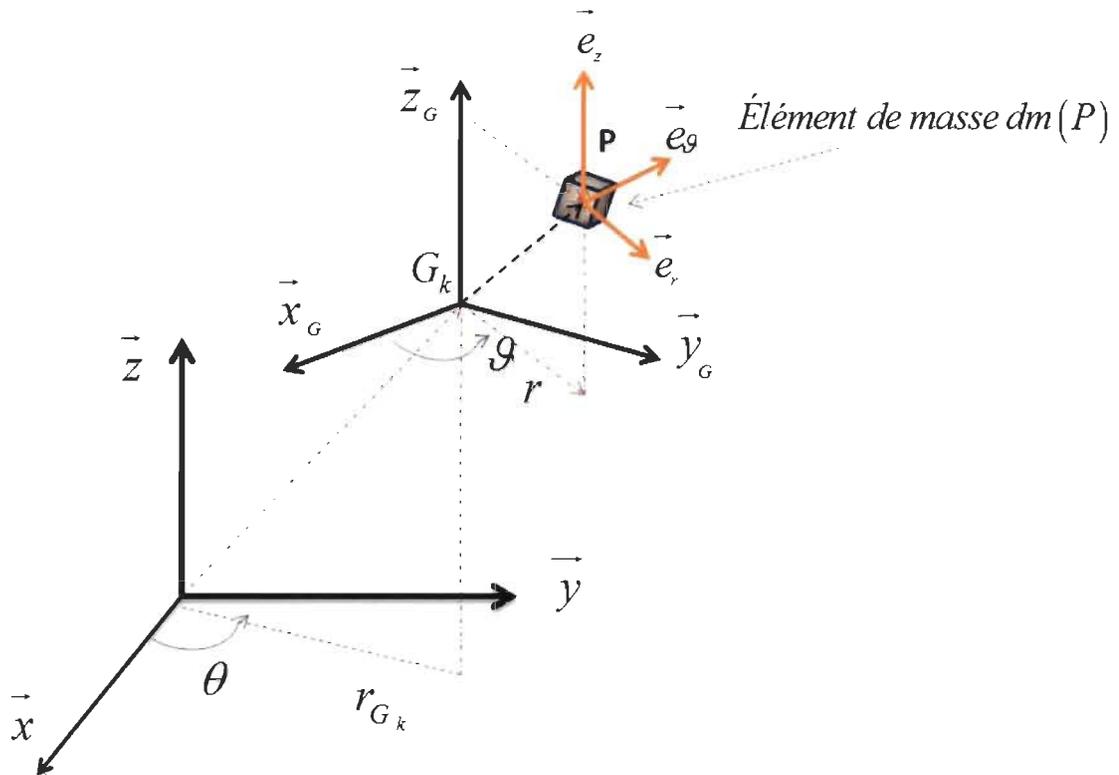


Figure 6.13 Repérage d'un point (P) dans un repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_g, \vec{e}_z)$.

Des équations 6.53 et 6.51, l'énergie cinétique de la lame s'exprime comme suit :

$$E_c = \frac{1}{2} m_k \vec{v}_{G_k/R}^2 + \frac{1}{2} \omega^2 \iiint_{\text{lame}(k)} r_p^2 dm \quad \text{Équation 6.54}$$

Calculons maintenant la vitesse $\vec{v}_{G_k/R}$ du centre de masse G_k de la lame (k) par rapport au repère (R). Le mouvement du point G_k est circulaire autour de l'axe de rotation du moteur (du raffineur) (voir figure 6.14) :

Dans le nouveau repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z)$ on peut écrire :

$$\overrightarrow{OG_k} = r_{G_k} \vec{e}_r + z \vec{e}_z \quad \text{Équation 6.55}$$

Trajectoire du centre de masse G_k

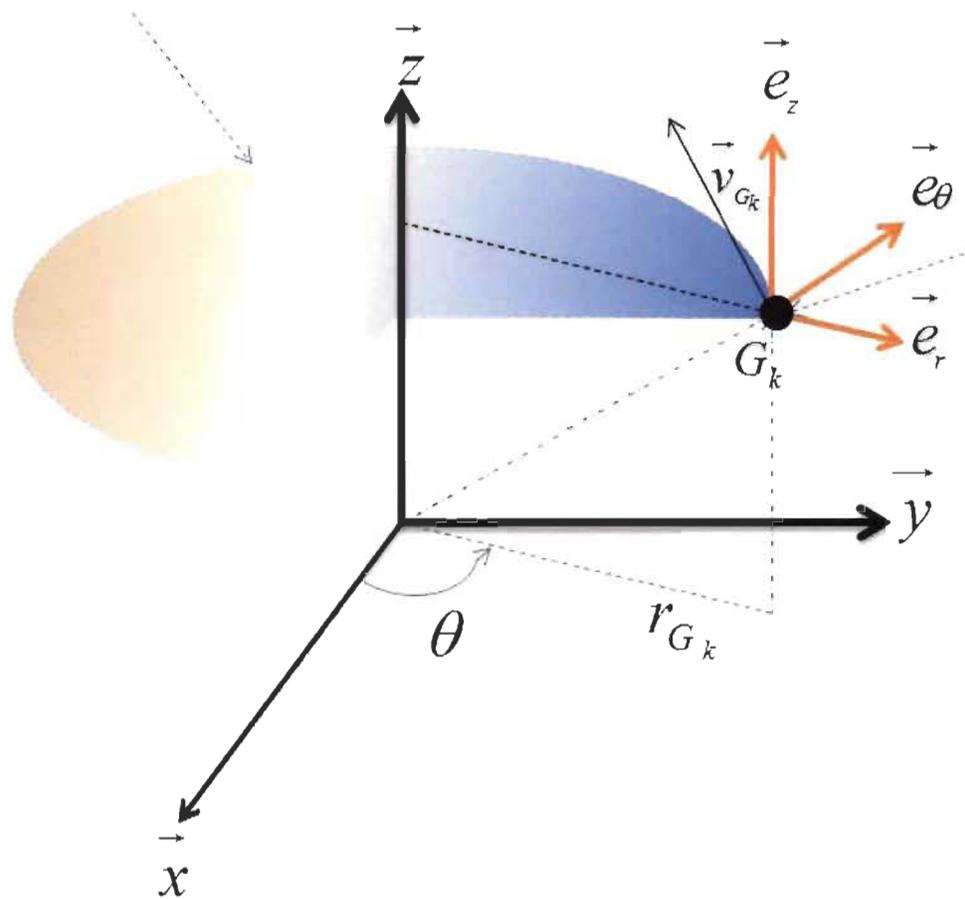


Figure 6.14 Repérage du centre de masse G_k de la lame (k) dans le repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z)$.

On a :

$$\begin{aligned}
 \vec{v}_{G_k/R} &= \left. \frac{d\overline{OG_k/R}}{dt} \right]_R \\
 &= \frac{d(r_{G_k} \vec{e}_r + z \vec{e}_z)}{dt} \\
 &= r_{G_k} \frac{d\vec{e}_r}{dt} \\
 &= r_{G_k} \frac{d\vec{e}_r}{d\theta} \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \\
 &= r_{G_k} \omega \vec{e}_\theta
 \end{aligned}$$

D'où :

$$\vec{v}_{G_k} = r_{G_k} \omega \vec{e}_\theta \quad \text{Équation 6.56}$$

L'énergie cinétique, de la lame (k) du rotor, est donnée par :

$$E_c = \frac{1}{2} m_k (r_{G_k})^2 \omega^2 + \frac{1}{2} \omega^2 \iiint_{\text{lame}(k)} r_p^2 dm \quad \text{Équation 6.57}$$

Le terme donné par l'équation 6.58 dans l'expression de l'énergie cinétique de la lame s'appelle le moment d'inertie, c'est une grandeur physique qui caractérise la géométrie des masses d'un solide, c'est-à-dire la répartition de la matière en son sein [86]. Il quantifie également la résistance à une mise en rotation de ce solide (ou plus généralement à une accélération angulaire), et a pour dimension $M \cdot L^2$ (le produit d'une masse et du carré d'une longueur, qui s'exprime en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ dans le S.I.) [85] :

$$I_\Delta = \iiint_{\text{lame}(k)} r_p^2 dm \quad \text{Équation 6.58}$$

Ce moment d'inertie (voir équation 6.58) désigne le moment d'inertie de la lame (k) par rapport à son axe de symétrie qui passe par son centre de masse (G_k) et dirigé par le vecteur (\vec{z}). Des méthodes de calculs de l'intégrale de l'équation 6.58 sont connues pour des géométries des solides usuels comme un parallélépipède. Nous nous identifions la lame du rotor à un tel parallélépipède.

On montre que l'énergie cinétique de la lame (k) peut s'exprimer, directement, en fonction du moment d'inertie par rapport à l'axe de rotation du raffineur selon l'expression suivante [86] :

$$I_k = \frac{1}{2} \int_{p \in \text{lame}} \langle [V_p]_{\text{moy}} \rangle^2 dm(P) = \frac{1}{2} I_k \omega^2 \quad \text{Équation 6.59}$$

Avec;

ω Vitesse de rotation de la lame autour de l'arbre du moteur;
 I_k Moment d'inertie de la lame d'indice k par rapport à l'axe de rotation du rotor. Il est donné par la formule suivante :

$$I_k = \int_{P \in \text{lame}} r^2 dm(P) \quad \text{Équation 6.60}$$

Où;

r Distance qui sépare le point (P) de la lame et l'axe de rotation du rotor.

Pour calculer, dans le cas complexe du raffineur conique, le moment d'inertie de la lame (k) par rapport à l'axe de rotation du moteur à partir de l'équation 6.60, on doit faire appel au théorème de Huygens qui nous permettra de simplifier le calcul.

Théorème de Huygens

Le moment d'inertie du solide (S) de masse (m) par rapport à un axe de rotation (Δ) est égal à la somme du moment d'inertie (I_D) de ce solide par rapport à l'axe de rotation (D) parallèle à (Δ) passant par le centre de masse (G) et du moment d'inertie du point (G) affecté de la masse totale (m) par rapport à l'axe (Δ). Ce qui s'exprime par la formule suivante :

$$I_{\Delta} = I_D + md^2, \quad \text{Équation 6.61}$$

Avec;

d La distance qui sépare le centre de gravité de la lame et l'axe de rotation du raffineur;
 m La masse de la lame;
 I_D Le moment d'inertie par rapport à un axe de symétrie D parallèle à l'axe Δ , c'est une grandeur cinétique propre à la lame.

Le moment d'inertie I_{Δ_k} , de la lame d'indice (k), par rapport à son axe de symétrie Δ_k parallèle à l'axe de rotation du raffineur s'écrit [87] :

$$I_{\Delta_k} = \frac{m_k (l_k^2 + \delta_k^2)}{12} \quad \text{Équation 6.62}$$

Avec;

l_k La longueur de la lame k ;
 δ_k La largeur de la lame k .

Pour calculer le moment d'inertie des lames d'un raffineur à disque plat, par rapport à l'axe de rotation (Δ), nous devons exprimer, pour une lame k , la distance (d_k) qui sépare

le centre de gravité de la barre k et l'axe de rotation (Δ) du raffineur de la façon illustrée à la Figure 6.15.

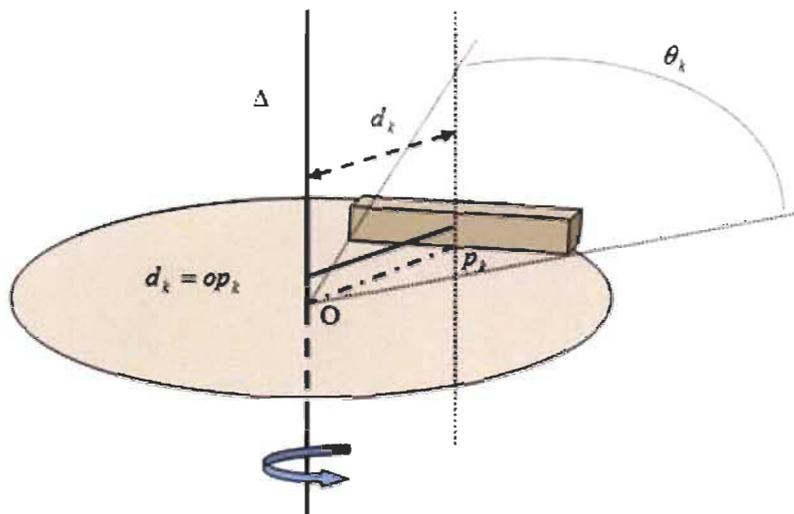


Figure 6.15 Position d'une barre par rapport à l'axe de rotation Δ , sur la surface d'un raffineur.

À partir de la Figure 6.15 on peut déduire que $d_k = OP_k$ et si on fait la projection de toutes les lames du rotor sur le plan des disques du stator on obtient la représentation à la Figure 6.16.

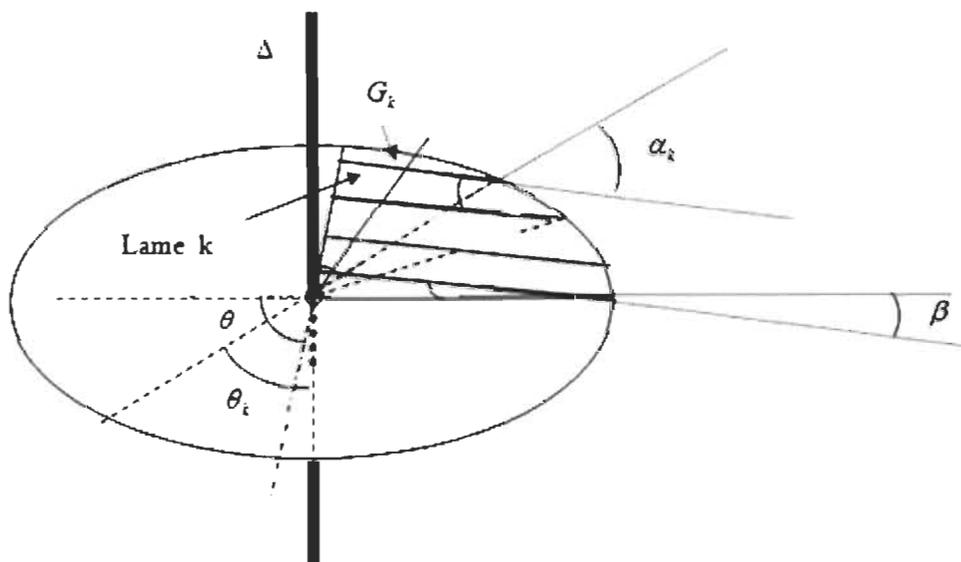


Figure 6.16 Motif pseudo sectoriel, à 4 barres parallèles d'indice k , de centre de gravité G_k , de longueur l_k et d'épaisseur δ_k .

Pour faciliter le calcul fastidieux à caractère géométrique, nous étudierons une seule lame. La Figure 6.17 illustre la position de la lame par rapport à l'axe de rotation du rotor en fonction des paramètres géométriques.

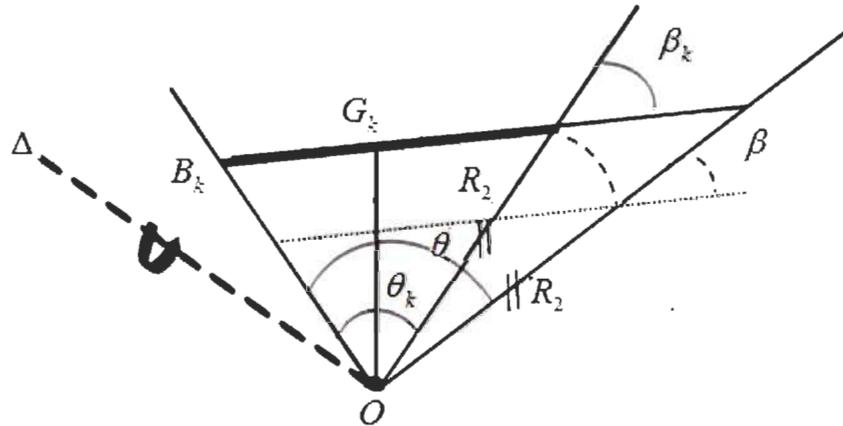


Figure 6.17 Position de la lame (représentée par un trait en gras), par rapport à l'axe de rotation du rotor Δ , en fonction des paramètres géométriques associés à la lame.

Notre but est d'exprimer $d_k = OG_k$ en fonction des paramètres géométriques du raffineur.

Le triangle constitué par le sommet O et dont la base coïncide avec la barre (k), vérifie les lois classiques présentées ci-dessous.

La loi d'al-Kashi, dite loi des cosinus, appliquée à ce triangle, stipule que :

$$OG_k^2 = [R_2^2 + OB_k^2 - 2R_2OB_k \cos(\theta_k)] \quad \text{Équation 6.63}$$

Avec;

R_2	Rayon extérieur du raffineur;
β_k et θ_k	Angles caractéristiques de la position de la lame sur le raffineur (voir les Figures 6.16 et 6.17);
θ	Angle de sectorisation;
β	Angle de taillage;
OG_k	Distance séparant le centre de masse de la lame et l'axe de rotation du raffineur.

En référence à la Figure 6.17, on a les identités trigonométriques suivantes qui sont vérifiées :

$$\frac{\sin(\theta_k)}{l_k} = \frac{\sin(\theta + \beta)}{R_2} = \frac{\sin(\beta_k)}{OB_k} \quad \text{Équation 6.64}$$

Où :

l_k Longueur de la barre d'indice k ;

$$\beta_k + \theta_k = \theta + \beta \quad \text{Équation 6.65}$$

De l'équation 6.64 et 6.65, on trouve le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} OB_k = R_2 \frac{\sin(\beta_k)}{\sin(\theta + \beta)} \\ \sin(\theta_k) = \frac{l_k}{R_2} \sin(\theta + \beta) \\ \beta_k + \theta_k = \theta + \beta \end{cases} \quad \text{Équation 6.66}$$

On peut résoudre le système 6.66 afin de déterminer la distance OB_k et θ_k puis calculer, à partir de l'équation 6.63, la distance recherchée OG_k en fonction des paramètres géométriques du raffineur.

Or on sait que le moment d'inertie de la lame par rapport à son axe de symétrie Δ_k parallèle à l'axe de rotation du rotor est donné par (voir l'équation 6.62) :

$$I_{\Delta_k} = \frac{m_k (l_k^2 + \delta_k^2)}{12}$$

Du théorème de Huygens (voir équation 6.61) et après avoir calculé ou mesuré directement la distance ($d=OG_k$) (voir équation 6.63), qui sépare la lame (k) et l'axe de rotation du rotor on déduit que le moment d'inertie I_k de la lame (k) par rapport à l'axe de rotation du raffineur est :

$$I_k = \frac{m_k (l_k^2 + \delta_k^2)}{12} + m_k OG_k^2 \quad \text{Équation 6.67}$$

En remplaçant OG_k par son expression (voir équation 6.63), on trouve :

$$I_k = \frac{m_k (l_k^2 + \delta_k^2)}{12} + m_k [R_k^2 + OB_k^2 - 2R_2 OB_k \cos(\theta_k)] \quad \text{Équation 6.68}$$

Le moment d'inertie de la lame (k) peut donc être calculé en résolvant le système d'équations 6.66.

Remarque - Sur la Figure 6.18, on constate qu'elle est constituée de quatre zones S₁, S₂, S₃ et S₄, chacune contenant des géométries de lames différentes.

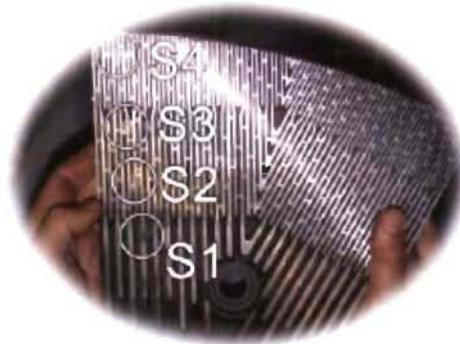


Figure 6.18 Configuration géométrique des lames, distinguée par quatre zones, S₁, S₂, S₃ et S₄ [21].

Pour le calcul du moment d'inertie des lames du rotor de la Figure 6.18, ou pour toute autre configuration géométrique de lame, il suffit de prendre directement la mesure de la distance séparant le centre de masse de la lame et l'axe de rotation du raffineur OG_k .

On a vu que la variation de l'énergie cinétique d'une lame s'exprime par l'équation 6.39 :

$$dT_k = \frac{(1-\mathfrak{R})}{2} \int_{l \in \text{lame}} \langle [V_P]_{\text{moy}} \rangle^2 dm(P)$$

Selon les équations 6.39 et 6.59, la variation de l'énergie cinétique de la lame (k) s'écrit de la façon suivante :

$$|dT_k| = \frac{(1-\mathfrak{R})}{2} I_k \omega^2 \quad \text{Équation 6.69}$$

Étant donné la géométrie des lames du rotor, les entrecroisements s'effectuent au même instant, et, par conséquent, la variation du signe de l'expression dT_k , se produit au même instant t_2 (voir la figure 6.10) pour chaque lame (k) du rotor. D'où :

$$\left| \sum_{k=1}^{N_r} dT_k \right| = \sum_{k=1}^{N_r} |dT_k| \quad \text{Équation 6.70}$$

Des équations 6.36, 6.69 et 6.70, on conclut que la variation de l'énergie cinétique de toutes les lames du rotor, pendant un temps égal au temps de séjour, est donnée par l'expression :

$$ST = \frac{(1 - \mathfrak{R})}{2} \omega^2 N_p \left(\sum_{k=1}^{N_r} I_k \right) \quad \text{Équation 6.71}$$

Avec;

- N_r Nombre de lames du rotor;
- N_p Nombre de percussions que subit une lame pendant le temps de séjour des fibres;
- I_k Moment d'inertie de la lame (k) par rapport à l'axe de rotation du raffineur.

6.2.4 Moment d'inertie des lames du rotor avec un effet de poussée axiale sur le taper des lames

Dans les raffineurs commerciaux, la puissance appliquée est élevée et peut atteindre 7000 kW.m⁻². La contrainte mécanique axiale est de l'ordre de 60,000 N, et si on ajoute la contrainte de la vapeur, elle peut atteindre 220,000 N, ce qui peut réduire le *taper* de sa valeur nominale [37]. Quelques constructeurs mentionnent que la contrainte est suffisante pour redresser complètement la valeur nominale du *taper* [37]. La valeur de redressement est liée bien sûr à la charge du moteur, au raffineur thermomécanique et à la pression de la vapeur à l'entrée et dans la garniture du raffineur [37]. Le redressement de la valeur nominale entraînera un effet tangible sur le moment d'inertie des lames du rotor. Dans cette partie, nous examinons l'effet de la déformation des disques sur le moment d'inertie des lames du rotor. Nous allons mettre en évidence cet effet dans la partie expérimentale (voir section « Résultats et validation expérimentale du modèle »).

Selon le théorème de Huygens (voir l'équation 6.61), le moment d'inertie d'une lame de masse m_k caractérisée par sa position radiale (r) (voir Figure 6.19), est donné par :

$$I_k = I_{\Delta_k} + m_k r^2 \quad \text{Équation 6.72}$$

Avec;

- I_k Moment d'inertie d'une lame du rotor par rapport à l'axe principal de rotation du raffineur Δ ;
- I_{Δ_k} Moment d'inertie d'une lame (k) du rotor par rapport à son axe de symétrie Δ_k parallèle à l'axe du rotor (voir équation 6.63);
- R Distance séparant l'axe de symétrie Δ_k de la lame et l'axe de rotation du raffineur $r=OG_k$.

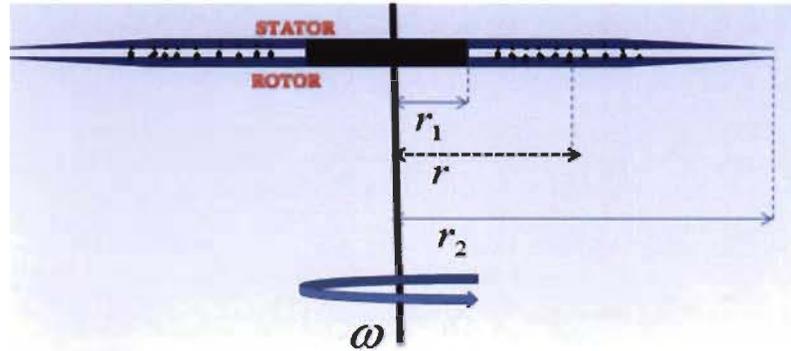


Figure 6.19 Schéma d'un raffineur montrant la position radiale des lames par rapport à l'axe de rotation du raffineur Δ .

Poirier et May [37] et Roux [88] ont évalué l'effet des matelas fibreux sur la déformation des lames. Cette déformation entraîne une variation sur la distance r séparant les deux axes de symétrie de la lame Δ_k et l'axe de rotation du raffineur Δ . Or selon Poirier et May, l'entrefer peut être estimé par un paramètre (t) pour décrire la déformation selon la formule suivante [37] :

$$S_{2,r} = S_{2,0} + (r_2 - r)t \quad \text{Équation 6.73}$$

Avec

- $S_{2,r}$ L'entrefer à la distance (r) pendant le raffinage;
- $S_{2,0}$ L'entrefer à la sortie du raffineur pendant le raffinage;
- r_2 Le rayon extérieur du raffineur;
- t Le *taper*, paramètre dépendant de la déformation des lames.

En remplaçant la distance r (équation 6.73) dans l'équation 6.67 on trouve :

$$I_k = \frac{m_k (l_k^2 + \delta_k^2)}{12} + m_k \left(\frac{S_{2,0} - S_{2,r}}{t} + r_2 \right)^2 \quad \text{Équation 6.74}$$

L'équation 6.74, quantifie l'effet de la déformation des lames et la variation de l'entrefer sur le moment d'inertie des lames. L'effet de l'entrefer sera discuté dans la partie expérimentale, évalué sur des raffineurs du Canada à l'échelle industrielle.

6.2.5 Détermination du nombre de percussions N_p .

Le fonctionnement d'un raffineur dit idéal se distingue par l'absence de phénomène de colmatage, autrement dit, au cours du traitement des fibres pendant le raffinage elles ne seront pas collées ni sur les lames du raffineur ni dans les gorges du raffineur. De ce fait, toutes les fibres raffinées auront en moyenne une même valeur de temps de résidence dans le raffineur. Notons que l'effet négligeable de la vapeur qui fait retourner les fibres de la zone de raffinage à l'entrée de raffinage n'affectera pas la valeur moyenne du temps de résidence.

On a observé que le raffinage à haute consistance des pâtes CTMP se caractérise par une décélération de la vitesse des fibres dans la zone de raffinage accompagné par une accélération spontanée à partir d'une position radiale donnée [38]. Selon la même référence, ce phénomène est causé par l'équilibre entre la force de cisaillement sur les fibres (provoquée par les lames) et la force centrifuge des fibres dans cette position radiale. Les fibres s'immobilisent momentanément avant d'accélérer. Ce phénomène sera toujours observé même si le raffineur est supposé idéal.

La présentation qui suit concerne uniquement les raffineurs à disques avec un stator immobile fonctionnant à haute ou à basse consistance, les lames du rotor étant parallèles aux lames du stator. Dans l'hypothèse où ce raffineur est considéré idéal, nous estimons le nombre d'entrecroisements que fera une lame du rotor avec le reste des lames du stator immobile et pendant une durée de temps égale au temps de séjour.

Dans un raffineur idéal, désignons par n_s le nombre de lames du stator par unité d'arc (voir Figure 6.22). Le nombre de lames du stator (D), de géométrie circulaire, est :

$$N_s(D) = n_s D \quad \text{Équation 6.75}$$

Avec :

$N_s(D)$ Le nombre de lames du stator dans une distance circulaire (D).

L'entrecroisement se produira chaque fois que la lame du rotor croise une lame du stator (voir Figure 6.20). Dans ce qui suit on tiendra compte que les entrecroisements sont complets (voir l'étape 2 des Figures 6.10 et 6.8).

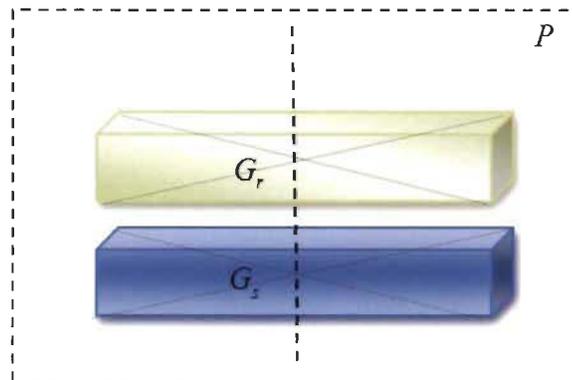


Figure 6.20 Illustration d'un entrecroisement complet entre la lame du rotor et celle du stator, dans ce cas les centres de masse des deux lames sont dans un même plan (P).

Lorsque le centre de masse G_k de la lame (k) du rotor parcourt une distance circulaire D dans un repère Galiléen, il va parcourir la même distance dans le repère du stator, car ce dernier est immobile dans le repère Galiléen. On déduit que la lame (k) aura fait $N_s(D)$ entrecroisements avec les lames du stator. Notons qu'on n'obtiendra pas la même expression d'entrecroisements sur la même distance D parcourue par la lame (k) dans le repère galiléen lorsque les lames du stator seront aussi en rotation, car le temps séparant un entrecroisement d'un autre pour un stator immobile est différent de celui du cas où le stator est en mouvement. Cette disparité temporelle est causée par la vitesse des lames du stator mobile dans un repère galiléen (voir Figures 7.18 et 6.21). Une étude sera faite spécialement pour ce cas afin d'étudier l'effet de la configuration entrante-sortante sur l'intensité de raffinage. Il est à noter qu'on voit déjà l'effet du sens de la vitesse de rotation du stator sur le temps séparant un entrecroisement d'un autre et donc sur le nombre de percussions de la lame du rotor. Nous sommes en mesure de comprendre, et même de quantifier, l'effet du sens de rotation des lames du stator par rapport au rotor sur l'intensité de raffinage. Cet effet est nommé par l'effet de la configuration entrante

ou sortante dans le domaine de raffinage, il a été observé expérimentalement par Roux [8].

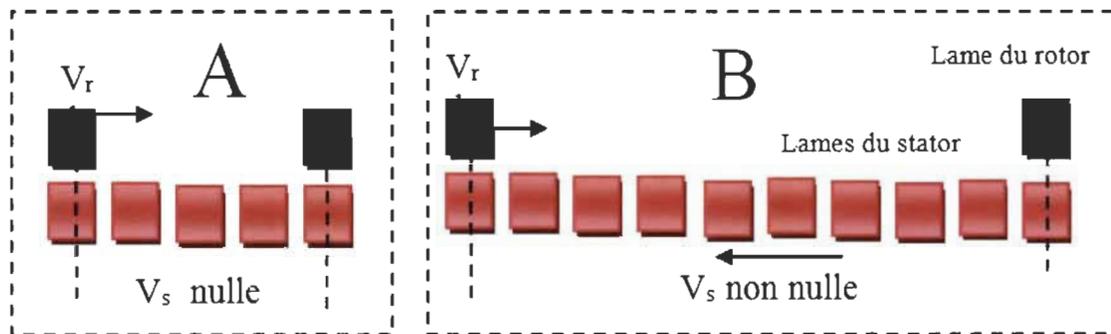


Figure 6.21 Pour une même durée de temps, le nombre d'entrecroisements dans le cas (A) est de 5 alors que dans le cas (B) il est de 10. La vitesse du stator (v_s) est non nulle dans le cas (B). Le rotor a la même vitesse (v_r) dans les deux cas.

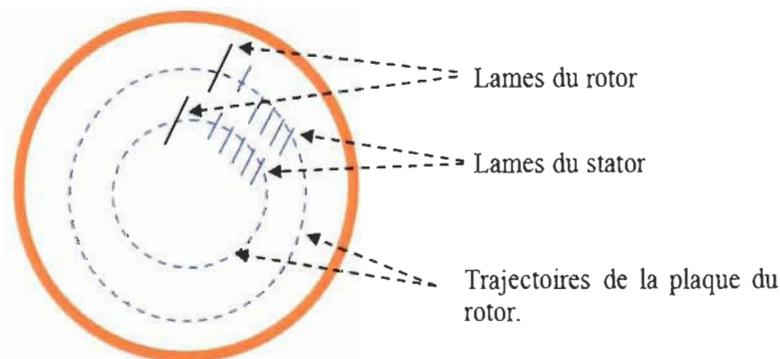


Figure 6.22 Deux trajectoires de deux lames du rotor sur lesquelles sont situées les lames du stator. Les lames du rotor et du stator sont parallèles.

Selon Banks [14] l'opération de l'entrecroisement se passe en 5 étapes :

- Consolidation des floccs par la libération d'eau et de quelques fibres, conduisant à une augmentation de la concentration massique, pendant la phase d'approche des lames;
- au début de la superposition des lames, la pression mécanique sur le flocc devient supérieure à la limite élastique des fibres, le flocc se déforme plastiquement et poursuit sa consolidation;

- les mouvements des lames induisent un cisaillement du floc en subissant une forte compression conduisant à sa rupture;
- en fin de superposition des lames, la pression mécanique diminue et de l'eau est absorbée par les fibres traitées;
- les turbulences présentes dans les gorges dispersent et mélangent les fibres traitées.

La lame du rotor perdra son énergie cinétique en la transmettant au floc des fibres selon les cinq étapes de transformations susmentionnées. La diminution de l'énergie cinétique de la lame du rotor, au cours de l'entrecroisement, traduit sa percussioin contre les floccs contenus dans les flux primaire, secondaire et tertiaire. Pour déterminer le nombre de percussions reçu par une lame du rotor en mouvement, pendant une durée de temps égale au temps de séjour, il suffira donc de calculer le nombre d'entrecroisements que fera cette lame pendant la même durée temporelle.

Notons aussi qu'une lame du stator immobile ne génère pas d'énergie cinétique, les fibres ne recevront pas d'énergie cinétique de la part des lames du stator immobiles. Par contre ces derniers vont contribuer au nombre d'entrecroisements d'une lame (k) du rotor qui parcourt une distance (D) dans un repère galiléen, tant qu'elles sont immobiles. Les lames du stator ne contribueront pas directement à l'énergie reçue par les fibres, de la même façon que les lames du rotor mobile. Au cours de son mouvement, une lame du rotor, d'indice k , subira une percussioin qui provoque une variation d'énergie cinétique dT_k chaque fois qu'elle entrecroisera une lame du stator. On en déduit que, si en moyenne, une lame du rotor subira N_D percussions sur une distance D , alors on aura forcément :

$$N_S(D) = N_D \quad \text{Équation 6.76}$$

Selon les équations 6.75 et 6.76, le nombre de percussions N_D , que subit une lame du rotor en mouvement, sur une distance D du stator est :

$$N_D = n_S D \quad \text{Équation 6.77}$$

Pour savoir combien de percussions, a reçu une lame du rotor d'indice (k), provoquées par les entrecroisements qu'elle effectue avec les lames du stator et pendant une durée de temps égale au temps de séjour, il faudra calculer, d'après ce qui précède, la distance parcourue, pendant ce temps, par cette lame (k) sur sa trajectoire circulaire caractérisée par son rayon, qui coïncide avec la distance qui sépare le centre de masse de la barre (k) et l'axe de rotation principal du raffineur. Le point du centre de masse de la lame (k) du rotor, parcourt, pendant le temps de séjour, une distance circulaire D_k , sur un cercle de rayon r_{G_k} donné par la relation suivante :

$$D_k = r_{G_k} \omega \tau \quad \text{Équation 6.78}$$

Avec;

- r_{G_k} Rayon du cercle, parcouru par la lame (k) de centre de gravité G_k ;
- τ Temps de séjour;
- ω vitesse de rotation.

Lors de sa rotation, la lame (k) du rotor, subira N_{D_k} percussions, pendant son temps de séjour. On déduit, à partir des équations 6.77 et 6.78 que l'expression de N_{D_k} , est donnée par :

$$N_{D_k} = n_s r_{G_k} \omega \tau \quad \text{Équation 6.79}$$

Remarque - Dans un raffineur conventionnel, les barres du stator sont généralement disposées sur des zones circulaires avec une valeur de n_s constante. Sur ces zones, un petit espacement entre les lames apparaît dans la direction du périphérique [17].

En prenant la valeur $r_{moy} = \frac{(r_1 + r_2)}{2}$ comme moyenne des positions de tous les centres de gravité des lames du rotor (on peut calculer la valeur exacte de cette moyenne connaissant les positions des lames du rotor et la comparer avec la moyenne r_{moy}) alors la distance moyenne parcourue, pendant un temps de séjour, par chaque lame du rotor est :

$$D = \omega \tau \frac{r_1 + r_2}{2} \quad \text{Équation 6.80}$$

Si on fait la moyenne de n_s , le nombre de lames du stator par unité d'arc sur les zones de raffinage, on déduit, selon l'équation 6.79, que chaque lame du rotor subira en moyenne N_p percussions avec :

$$N_p = \overline{n_s} \omega \tau \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right) \quad \text{Équation 6.81}$$

Avec :

$\overline{n_s}$ la moyenne de n_s du nombre de lames du stator par unité d'arc, sur les zones de raffinage.

En examinant ce terme, on remarque qu'il correspond exactement à l'expression du nombre d'impacts des fibres calculé par Miles et May [16].

Conclusion

Pendant un temps égal au temps de résidence et au cours de son entrecroisement avec les lames immobiles du stator, une lame du rotor d'un raffineur supposé idéal, subira un nombre de percussions qui est identique au nombre d'impacts des fibres défini par Miles, d'où :

$$N_p = N \quad \text{Équation 6.82}$$

Avec;

N_p Nombre de percussions d'une lame du rotor pendant un temps de séjour;

N Nombre d'impact des fibres, défini par Miles et May [16].

6.3 Quantification de l'intensité de raffinage en fonction des propriétés des lames.

L'approche théorique développée jusqu'à présent nous permet de donner une nouvelle expression de l'intensité de raffinage.

En effet, en combinant les équations 6.34 et 6.71, on montre que l'intensité de raffinage peut s'écrire sous la forme suivante :

$$e = \frac{(1-\mathfrak{R})}{2} \omega N_p \left(\sum_{k=1}^{N_r} I_k \right) \quad \text{Équation 6.83}$$

D'autre part, on a montré que le nombre d'impacts N , que subit une fibre pendant son temps de résidence est égal au nombre de percussions Np que subit une lame du rotor pendant un temps égal au temps de résidence (voir équation 6.63). On déduit que l'expression de l'intensité de raffinage s'écrit de la façon suivante :

$$e = \frac{(1-\mathfrak{R})}{2} \omega^2 \left(\sum_{k=1}^{N_r} I_k \right) \quad \text{Équation 6.84}$$

Où :

I_k Moment d'inertie d'une lame d'indice k , d'un raffineur à disque plat, son expression est donnée par (voir équation 6.68) :

$$I_k = \frac{m_k (l_k^2 + \delta_k^2)}{12} + m_k [R_2^2 + OB_k^2 - 2R_2 OB_k \cos(\theta_k)]$$

Avec;

- R_2 Le rayon extérieur du raffineur;
- l_k La longueur de la lame;
- d_k La largeur de la lame.

L'angle θ_k vérifie les relations suivantes (voir l'équation 6.66) :

$$\sin(\theta_k) = \frac{l_k}{R_2} \sin(\theta + \beta)$$

$$OB_k = \frac{R_2}{\sin(\alpha_k)} \sin(\theta + \beta)$$

$$\beta_k + \theta_k = \theta + \beta$$

Pour tenir compte de l'effet de la déformation de la lame provoquée par le matelas fibreux [37], on doit prendre en compte l'expression du moment d'inertie développée à l'équation 6.74 suivante :

$$I_k = \frac{m_k (l_k^2 + \delta_k^2)}{12} + m_k \left(\frac{S_{2,0} - S_{2,r}}{t} + r_2^2 \right)$$

Le facteur hydrodynamique \mathfrak{R} est donné par les équations 6.40 et 6.41 :

$$\begin{cases} (1 - \mathfrak{R})_p = \left(\frac{4 \left[(V_p^2)_1 - (V_p^2)_2 \right]}{(V_p^2)_1 + (V_p^2)_2 + 2(V_p^2)_1 (V_p^2)_2} \right) \\ (1 - \mathfrak{R}) = \frac{1}{m_k} \int_{p \in \text{lame}} (1 - \mathfrak{R})_p dm(p) \end{cases}$$

6.4 Analyse expérimentale du facteur hydrodynamique \mathfrak{R}

6.4.1 Évaluation du facteur (\mathfrak{R}) et comparaison avec les résultats de Miles

La variation de l'énergie cinétique des lames en percussion avec les fibres est reliée au temps de séjour par la formule, obtenue à partir de l'équation 6.31, suivante :

$$DT = P_{nette} \tau \quad \text{Équation 6.85}$$

Or on a montré que la variation de l'énergie cinétique de toutes les lames sur une durée égale au temps de séjour au cours du raffinage, est donnée selon l'équation 6.71 suivante :

$$DT = \frac{(1 - \mathfrak{R})}{2} \omega^2 N_p \left(\sum_{k=1}^{N_r} I_k \right)$$

À partir des équations 6.66 et 6.71, on déduit l'expression du temps de séjour :

$$\tau = \frac{\frac{(1 - \mathfrak{R})}{2} \omega^2 \left(\sum_{k=1}^{N_r} I_k \right)}{P_{nette}} N_p \quad \text{Équation 6.86}$$

En posant égaux le nombre d'impacts des fibres et celui de percussions des lames (voir équation 6.63) on déduit une relation entre le nombre d'impacts des fibres (N) et le temps de résidence (τ) :

$$\tau = \frac{(1-\mathfrak{R})}{2} \omega^2 \left(\sum_{k=1}^{N_r} I_k \right) N_p \quad \text{Équation 6.87}$$

Miles et May ont montré que, pour la haute consistance, le temps de séjour est relié au nombre d'impacts par la formule suivante [16] :

$$N = n h \omega \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right) \tau \quad \text{Équation 6.88}$$

Avec;

- n Nombre de lames du stator par unité de mesure d'arc;
- h 1 pour un simple disque, 2 pour un double disque.

De ces deux relations (6.87 et 6.88) on déduit une expression du facteur hydrodynamique (\mathfrak{R}) pour un simple disque à haute consistance :

$$\mathfrak{R} = 1 - \frac{4P_{nette}}{n\omega^3 (r_1 + r) \left(\sum_{k=1}^{N_r} I_k \right)} \quad \text{Équation 6.89}$$

6.4.2 Méthode de calcul du facteur hydrodynamique

On a vu que ce facteur est donné par (voir équations 6.40 et 6.41) :

$$(1-\mathfrak{R}) = \frac{1}{m_k} \int_{p \in plaque} (1-\mathfrak{R})_p dm(p)$$

$$(1-\mathfrak{R}) = 4 \left(\frac{[V_\rho]_1 - [V_\rho]_2}{[V_\rho]_1 + [V_\rho]_2} \right)$$

Avec;

- $[V_\rho]_1$ Vitesse du point (P), appartenant à la lame, avant le choc avec les floes;
- $[V_\rho]_2$ Vitesse du point (P), de la lame après le choc avec les fibres.

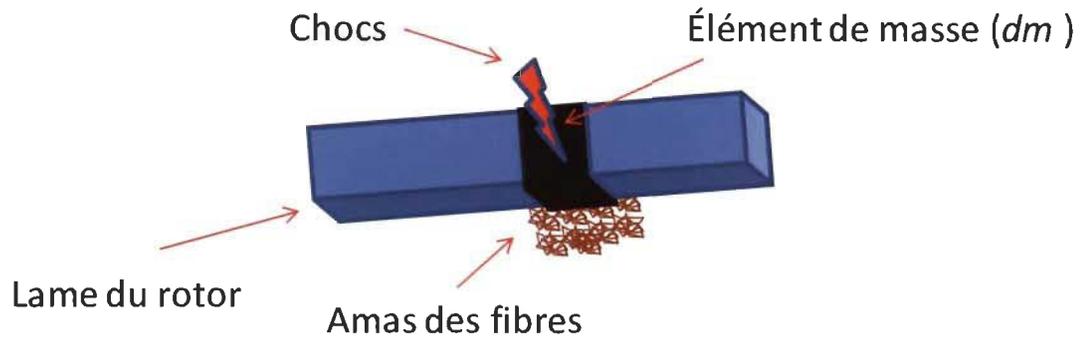


Figure 6.23 Visualisation du choc d'une masse (dm) de la lame du rotor par un floc de fibres (amas des fibres).

Nous allons donner un sens physique à ce facteur, qui portera dorénavant le nom du facteur hydrodynamique, comme conséquence de la remarque suivante :

Si $[V_p]_1 = [V_p]_2$ alors $\mathfrak{R} = 1$

Lorsque la vitesse du point (P) ne change pas, cela signifie physiquement que le choc avec la fibre n'a pas eu lieu, si $\mathfrak{R} = 1$, la percussion de la lame et la fibre n'a pas eu lieu (l'entrefer est suffisamment large à basse consistance) et si $[V_p]_1 = \frac{5}{3}[V_p]_2$, alors $\mathfrak{R} = 0$.

Autrement dit, en théorie, toute l'eau avoisinante est disparue (absorbée par les fibres), ce qui est impossible à réaliser pratiquement pour un raffinage à basse consistance. Par contre, cette évaporation d'eau est réalisable expérimentalement pour un raffinage à haute consistance. Dans ce cas, et selon l'expression de l'intensité de raffinage qu'on a développée (voir équation 6.84),

$$e = \frac{\omega^2}{2m} \left(\sum_{k=1}^{N_r} I_k \right) \quad \text{Équation 6.90}$$

Ceci exprime que toute l'énergie cinétique des lames est reçue par les fibres.

La valeur du facteur hydrodynamique \mathfrak{R} se situe donc dans l'intervalle suivant :

$$\mathfrak{R} \in [0, 1] \quad \text{Équation 6.91}$$

Ce facteur dépend explicitement de la quantité d'eau qui avoisine les floes entre les lames du rotor et du stator qui s'est formé par un flux tertiaire [10]. On peut poser

l'hypothèse que ce facteur n'est que le taux de remplissage du volume entre les lames où se distribuent les fibres. Chaque fois qu'il y a beaucoup de fibres, elles vont absorber beaucoup plus d'eau à cause de leur compression par les lames du rotor [14], une grande quantité de fibres dans le raffineur tend à bloquer le fonctionnement du raffineur (\mathcal{R} tends vers 0). Leider et Nissan [34] ont déjà mentionné qu'une portion de l'énergie fournie par les disques est absorbée par l'eau avoisinant les fibres.

La Figure 6.24, illustre un volume de contrôle entre les lames du rotor. Nous devons exprimer le volume moyen d'eau qui circule dans cet espace en fonction du temps.

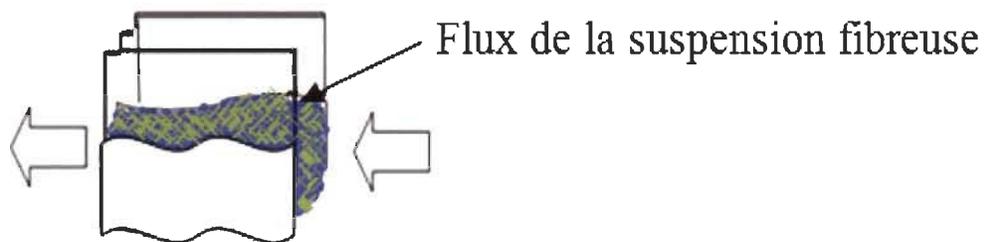


Figure 6.24 Espace entre les lames du rotor parcouru par un flux tertiaire.

Il faut tenir compte l'effet d'absorption d'eau par les fibres comprimées [14], et le modéliser, à l'instant où les fibres commencent à pénétrer dans ce volume de contrôle. Elles absorberont de l'eau à une consistance (c_0) à la fin de la superposition des lames, la pression mécanique se relâche et l'eau est absorbée par des fibres traitées [14]. Ce processus va diminuer la quantité d'eau dans le volume de contrôle.

Pour modéliser l'effet d'absorption d'eau par les fibres comprimées mécaniquement, il suffit de remplacer l'effet d'absorption d'eau par les fibres, par celui appelé en mécanique des fluides, puis dans un volume de contrôle.

Appliquons le théorème de transport de Reynolds sur un volume de contrôle délimité par les lames du raffineur (voir Figure 6.24) on a alors :

$$\frac{dm_{\text{sys}}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{CV} \rho m \, dv + \int_{SC} \rho m (\bar{V} \bar{n}) \, dA \quad \text{Équation 6.92}$$

Avec :

m	Masse du fluide d'eau :
$\frac{dm_{sys}}{dt}$	Taux de variation de la masse dans le système :
$\frac{d}{dt} \int_{CV} \rho m dv$	Taux de variation de la masse dans le volume de contrôle :
$\int_{SC} \rho m (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA$	Flux de la masse à travers la surface de contrôle :
Cv	Désigne le volume de contrôle (suspension fibreuse) :
SC	Désigne la surface de contrôle (la surface de sortie et d'entrée de la suspension fibreuse) :
Sys	Désigne le système étudié (le raffineur) :
ρ	Masse volumique de l'eau.

Des considérations sur le volume et la surface de contrôle ainsi que la phase du fluide permettent de transformer l'équation 6.73 en une équation de bilan massique :

$$\frac{dm_{sys}}{dt} = \frac{dm_{VC}}{dt} + \dot{m}_{out} - \dot{m}_{int} \quad \text{Équation 6.93}$$

Avec :

$\frac{dm_{sys}}{dt}$	Taux de variation de la masse dans le système raffineur :
$\frac{dm_{VC}}{dt}$	Taux de variation de la masse dans le volume de contrôle :
\dot{m}_{int}	Débit de la masse d'eau à l'entrée du raffineur :
\dot{m}_{out}	Débit de la masse d'eau à la sortie du raffineur.

Le taux de variation de la masse d'eau dans le volume de contrôle constitué par l'espace entre les lames peut être provoqué par plusieurs facteurs. On cite par exemple la vaporisation d'eau à cause de la température élevée du raffineur, l'ajout d'eau supplémentaire ou une fuite d'eau imprévisible, l'absorption d'eau par les fibres, etc. c'est ce qui constitue le puits du volume de contrôle.

On ne peut jamais obtenir un régime permanent pour le flux tertiaire dans le volume de contrôle étant donné les mouvements périodiques et continus des lames qui perturbent l'espace entre les lames, ce qui en réalité n'annulera jamais $\frac{dm_{VC}}{dt}$ le taux de variation de la masse d'eau dans cet espace. Il y'aura toujours des turbulences dans cet espace (régime turbulent).

Le taux de variation de la masse d'eau dans le système raffineur $\frac{dm_{syst}}{dt}$ peut être considéré comme nul puisque la circulation d'eau dans le raffineur atteindra le régime permanent après la stabilisation du fonctionnement du raffineur.

L'équation 6.93, implique dans ces conditions la relation suivante :

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = m_{int}^{\bullet} - m_{out}^{\bullet} \quad \text{Équation 6.94}$$

Le taux de remplissage de l'espace entre lames (\mathfrak{R}) est fonction du débit d'eau qui circule entre les lames du raffineur en présence des fibres. Il peut être calculé par la relation suivante :

$$\mathfrak{R} = \frac{m_{int}^{\bullet} - \frac{dm_{VC}}{dt}}{m_{int}^{\bullet}} = \frac{\text{entrée} - \text{disparue}(\text{puits})}{\text{entrée}} \quad \text{Équation 6.95}$$

Ou encore :

$$\mathfrak{R} = 1 - \left(\frac{\frac{dm_{VC}}{dt}}{m_{int}^{\bullet}} \right) \quad \text{Équation 6.96}$$

La quantité d'eau absorbée par les fibres, et celle vaporisée ou de dilution est difficile à mesurer. On doit introduire l'effet des fibres pour trouver son expression. Pour cela, exprimons les consistances d'entrée et de sortie des fibres :

Une étude de Qian et Tessier montre que [89] :

$$\frac{\dot{m}_f}{c_i} = \dot{m}_f + \dot{m}_{int} \quad \text{Équation 6.97}$$

$$\frac{\dot{m}_f}{c_e} = \dot{m}_f + \dot{m}_{out} \quad \text{Équation 6.98}$$

Avec :

\dot{m}_f Débit massique sur une base sèche des fibres (kg.s^{-1}) :

\dot{m}_{int} Débit de la masse d'eau à l'entrée du raffineur (kg.s^{-1}) :

\dot{m}_{out} Débit de la masse d'eau à la sortie du raffineur (kg.s^{-1}) :

c_i Consistance à l'entrée du raffineur (%) :

c_e Consistance à la sortie du raffineur (%).

À partir des équations 6.94, 6.96, et 6.98, on déduit que le facteur hydrodynamique peut s'exprimer par la formule suivante :

$$\mathfrak{R} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{int}} \left(\frac{1 - c_e}{c_e} \right) \quad \text{Équation 6.99}$$

Le débit volumique de la masse d'eau à l'entrée du raffineur F_{wo} peut s'exprimer par :

$$F_{wo} = \frac{\dot{m}_{int}}{\rho} \quad \text{Équation 6.100}$$

Avec;

ρ La masse volumique de l'eau (kg.m^{-3}).

Finalement, le facteur hydrodynamique s'exprime en fonction du débit massique des fibres \dot{m}_f par :

$$\mathfrak{R} = \frac{\dot{m}_f}{\rho F_{wo}} \left(\frac{1-c_e}{c_e} \right) \quad \text{Équation 6.101}$$

À partir des équations 6.94, 6.96, 6.97 et 6.98, on peut trouver une autre expression de ce facteur en fonction seulement de la consistance d'entrée et de la sortie :

$$\mathfrak{R} = \frac{c_i}{c_e} \left(\frac{1-c_e}{1-c_i} \right) \quad \text{Équation 6.102}$$

6.5 Résultats et validation expérimentale du modèle

La formule de l'intensité de raffinage que nous avons développé doit être validée expérimentalement. Pour ce faire, il faut faire des mesures adéquates, plus particulièrement, au niveau de la détermination du moment d'inertie.

Par la suite nous exposerons la méthode expérimentale suivie pour expérimenter notre modèle.

La vérification de ce modèle sur le raffineur du centre de recherche en matériaux lignocellulosiques (CRML) est assujettie à certaines difficultés. Plus spécifiquement :

- Le raffineur du CRML n'est pas doté d'appareil capable de mesurer le temps de résidence pour déduire la masse sèche de la pâte dans le raffineur. Le calcul de la masse sèche au laboratoire n'est pas évident par la théorie actuelle, car nous manquons d'informations précises sur le coefficient de friction tangentiel des fibres.
- La mesure de l'effet de la contrainte mécanique axiale, qui réduit le *taper* de sa valeur nominale [37], est très délicate et n'est pas accessible par les moyens technologiques disponibles au CRML. La technique usuelle pour mesurer le *taper* par les capteurs est expliquée dans la référence [37].

- Des mesures de l'intensité de raffinage à l'échelle industrielle [81], nous permettront de faire un diagnostic pour notre modèle. Ces dernières ont été obtenues à l'aide des équations simplifiées de Miles [36]. Les tableaux suivants illustrent les mesures faites sur le même type du raffineur **HOLMEN HALLSTAVIK**, pour les deux niveaux de raffinage. Les mesures du premier stade sont présentées au Tableau 6.1 et celles du deuxième stade sont présentées dans le Tableau 6.2.

6.5.1 Détermination expérimentale du paramètre hydrodynamique \mathfrak{R} .

Dans cette section, nous calculons le paramètre hydrodynamique pour les deux niveaux, premier stade (Tableau 6.3) et celui du deuxième stade (Tableau 6.4) en appliquant l'équation 6.102.

Tableau 6.1 Intensité d'impact, d'un raffineur premier stade, calculée selon Miles.

HOLMEN HALLSTAVIK/PRIMAIRE/HXD64/66HC003/ 004						
Opération	Valeur de l'expérience : N					
	N1	N2	N3	N4	N5	N6
Vitesse (rpm)	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Énergie spécifique (kWH/BDMT)	569	569	569	812	812	812
Taux de production (BDMT/D)	156	156	156	168	168	168
Puissance calculée(MW)	3,7	3,7	3,7	5,7	5,7	5,7
Consistance d'entrée (%)	32	32	32	26	26	26
Consistance de sortie (%)	46	46	46	42	42	42
Pression dans la zone de raffinage (kPa)	583	583	583	654	654	654
Pression dans l'alimenteur (kPa)	360	360	360	380	380	380
Pression dans le boîtier raffineur (kPa)	410	410	410	420	420	420
Poussée axiale mesurée (kN)	843	843	843	932	932	932
Résultat	Calcul					
Temps de résidence (S)	0,3	0,47	0,19	0,36	0,48	0,19
Nombre d'impact	6100	9734	3877	7509	9967	4023
Énergie spécifique/impact (MJ/kg)	0,00034	0,00021	0,00053	0,00039	0,00029	0,00073
Coefficient de friction tangentiel	0,75	0,47	1,18	0,75	0,57	1,4
Masse sèche (kg)	0,54	0,85	0,34	0,7	0,93	0,37

Tableau 6.2 Intensité d'impact, calculée selon Miles, d'un raffineur deuxième stade.

HOLMEN HALLSTAVIK/SECONDAIRE/HXD64/66HC003/ 004

Opération	Valeur de l'expérience : N					
	N1	N2	N3	N4	N5	N6
Vitesse (rpm)	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Énergie spécifique (kWH/BDMT)	892	892	892	1007	1007	1007
Taux de production (BDMT/D)	156	156	156	168	168	168
Puissance calculée (MW)	5,8	5,8	5,8	7	7	7
Consistance d'entrée (%)	30	30	30	24	24	24
Consistance de sortie (%)	55	55	55	42	42	42
Pression dans la zone de raffinage (kPa)	771	771	771	973	973	973
Pression dans l'alimenteur (kPa)	100	100	100	100	100	100
Pression dans le boîtier raffineur (kPa)	390	390	390	420	420	420
Poussée axiale mesurée (kN)	1080	1080	1080	1352	1352	1352
Résultat	Calcul					
Temps de résidence (S)	0,48	2,28	1,2	0,43	2,25	1,19
Nombre d'impact	9406	45386	23759	8376	44241	23354
Énergie spécifique/impact (MJ/kg)	0,00034	0,000711	0,00014	0,00043	0,00082	0,00016
Coefficient de friction tangentiel	0,75	0,16	0,3	0,75	0,14	0,27
Masse sèche (kg)	0,87	4,11	2,17	0,84	4,38	2,31

Tableau 6.3 Calcul du paramètre hydrodynamique, \mathfrak{R} , pour un raffineur premier stade.

HOLMEN HALLSTAVIK/PRIMAIRE/HXD64/66HC003/004						
Opération	Valeur de l'expérience : N					
	N1	N2	N3	N4	N5	N6
Débit d'entrée d'eau (kg/sec)	4,21	4,21	4,21	6,16	6,16	6,16
Taux de production (kg/sec)	1,80	1,80	1,80	1,94	1,94	1,94
Consistance d'entrée	0,3	0,3	0,3	0,24	0,24	0,24
Consistance de sortie	0,55	0,55	0,55	0,42	0,42	0,42
Pression dans la zone de raffinage (kPa)	771	771	771	973	973	973
Masse volumique de l'eau dans la zone de raffinage (kg.m ⁻³)	893	893	893	885	885	885
Pression dans l'alimenteur (kPa)	100	100	100	100	100	100
Pression dans le boîtier raffineur (kPa)	390	390	390	420	420	420
Masse volumique de l'eau à l'entrée dans la zone de raffinage (kg.m ⁻³)	923	923	923	923,38	923,38	923,38
Poussée axiale mesure (kN)	1080	1080	1080	1352	1352	1352
Paramètre hydrodynamique \mathfrak{R}	0.65	0.65	0.65	0.56	0,56	0,56

Tableau 6.4 Calcul du paramètre hydrodynamique \mathfrak{R} pour un raffineur deuxième stade.

Opération	HOLMEN HALLSTAVIK/SECONDAIRE/HXD64/66HC003/					
	Valeur de l'expérience : N					
	N1	N2	N3	N4	N5	N6
Débit d'entrée d'eau (kg/sec)	3,83	3,83	3,83	5,53	5,53	5,53
Taux de production (kg/sec)	1,80	1,80	1,80	1,94	1,94	1,94
Consistance d'entrée	0,32	0,32	0,32	0,26	0,26	0,26
Consistance de sortie	0,46	0,46	0,46	0,42	0,42	0,42
Pression dans la zone de raffinage (kPa)	583	583	583	654	654	654
Masse volumique de l'eau dans la zone de raffinage (kg.m ⁻²)	909,1	909,1	909,1	905,21	905,21	905,21
Pression dans l'alimenteur (kPa)	360	360	360	380	380	680
Pression dans le boîtier raffineur (kPa)	410	410	410	420	420	420
Masse volumique de l'eau à l'entrée dans la zone de raffinage (kg.m ⁻²)	921,21	921,21	921,21	920,38	920,38	920,38
Poussée axiale mesurée (kN)	843	843	843	932	932	932
Paramètre hydrodynamique \mathfrak{R}	0,44	0,44	0,44	0,51	0,51	0,51

6.5.2 Estimation expérimentale du moment d'inertie de toutes les lames du raffineur.

Le moment d'inertie des lames peut se calculer directement en fonction de la distribution géométrique de la masse par rapport à l'axe de rotation du raffineur par une analyse de la géométrie du raffineur à l'aide de croquis et l'application de l'équation 6.60).

Nous n'avons pas la possibilité de faire un calcul direct sur les croquis des raffineurs d'usines utilisés pour ces tests. Pour contourner ce problème, nous devons réaliser une expérience pour extraire un calcul du moment d'inertie.

À partir de l'équation 6.87, nous avons montré que le moment d'inertie des lames mobiles peut être déterminé par la formule suivante :

$$\left(\sum_{k=1}^{N_c} I_k \right) = \frac{\tau P_{nette}}{(1-\mathfrak{R})} N \omega^2 \quad \text{Équation 6.103}$$

Pour évaluer le moment d'inertie, à partir de l'équation 6.103, on devra mesurer, par les outils technologiques disponibles, ou bien calculer les grandeurs qui lui sont associées en employant la théorie actuelle [36] sur les données de la base de données des Tableaux 6.1 et 6.2. La méthode de calcul est détaillée dans la référence [81].

Remarque - Les valeurs obtenues pour les paramètres (τ, N) associées à l'équation 6.103 sont illustrées aux Tableau 6.1 et 6.2. Le paramètre hydrodynamique \mathfrak{R} est calculé à partir des données des Tableaux 6.3 et 6.4.

De la même manière, nous avons calculé le moment d'inertie des lames du rotor pour les trois types des raffineurs (voir la Figure 6.25).

Les résultats obtenus montrent que le moment d'inertie a changé subitement de valeurs aux mesures (1, 2, 3) et (4, 5, 6) et ce pour le même raffineur *HXD64/66HC003*. Pour expliquer la disparité inattendue obtenue sur ces résultats, considérons la Figure 6.26.

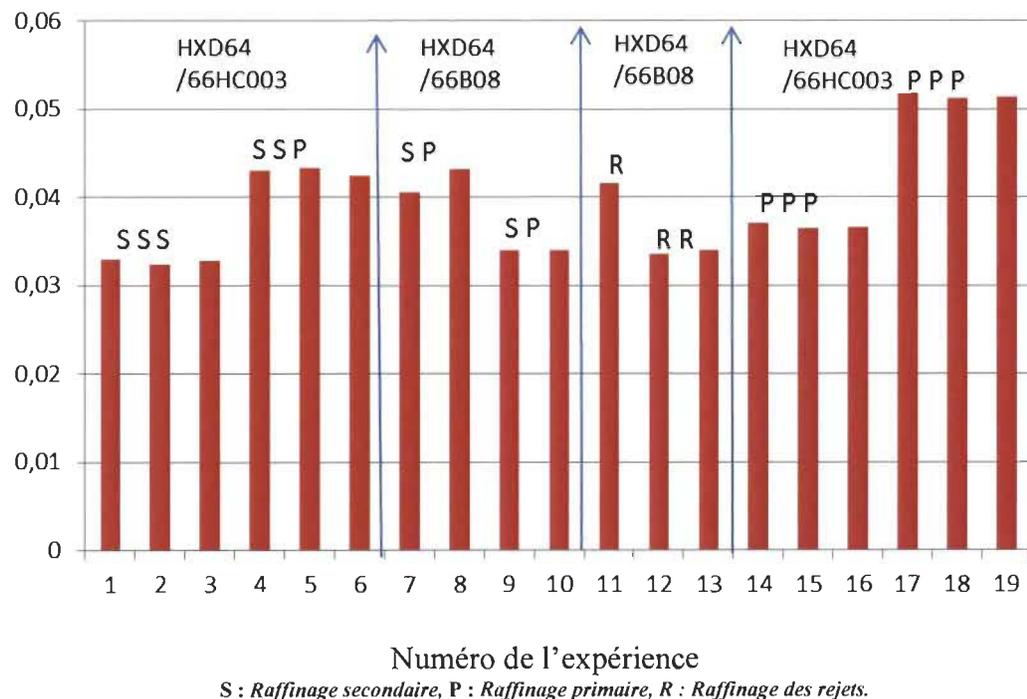


Figure 6.25 Valeur du moment d'inertie des lames du rotor évaluée pour les quatre types du raffineur, pour les premier et deuxième stades.

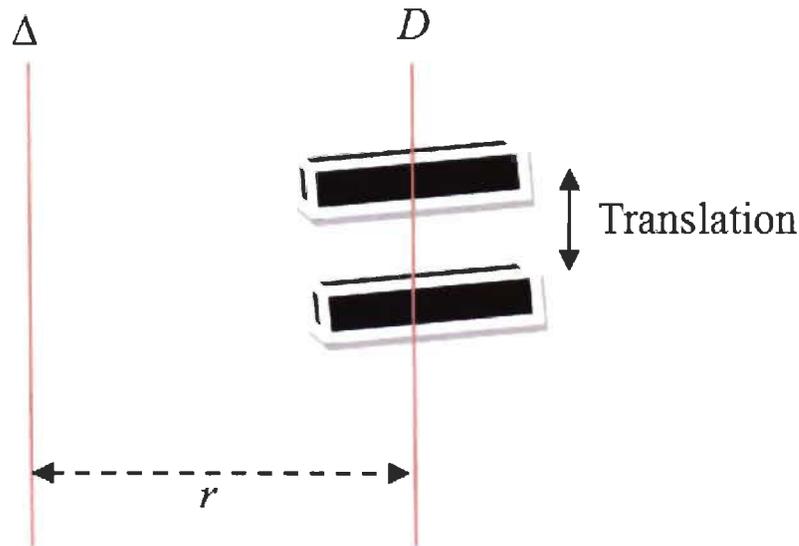


Figure 6.26 Translation d'une lame du rotor lorsqu'on modifie l'entrefer.

Sur la Figure 6.26, le moment d'inertie de la lame par rapport à l'axe de rotation devra être le même, même si on change l'entrefer.

En effet, le moment d'inertie, selon le théorème de Huygens, dépend de la distance (r) entre l'axe de symétrie choisi D et l'axe de rotation Δ , or un changement de l'entrefer entraîne une translation des lames sur son axe de symétrie D , aucun changement ne s'effectue le long de la distance séparant les deux axes (voir équation 6.72).

Comment peut-on expliquer la disparité obtenue entre les valeurs de l'inertie des mêmes lames pour le même raffineur et comment peut-on quantifier ce phénomène ?

Les travaux de Poirier, May [37] et Roux [8] montrent que les lames du raffineur connaissent des déformations causées par les matelas fibreux. Poirier et May [37] ont étudié l'effet de cette déformation sur les distributions de la masse dans le raffineur.

Ce phénomène a été traité dans la partie théorique et nous avons montré qu'effectivement le moment d'inertie subit un changement sous l'effet de la poussée axiale causée par les matelas fibreux et la vapeur [37], laquelle a pu être exprimée par la formule suivante (voir équation 6.72) :

$$I_{\Delta k} = \frac{m_k (l_k^2 + \delta_k^2)}{12} + m_k \left(\frac{S_{2,r} - S_{2,0}}{t} + r_2 \right)^2$$

Nous avons pu calculer le moment d'inertie de ces raffineurs industriels pour les deux stades du raffineur HOLMEN HALLSTAVIK, suivant les valeurs de la poussée axiale exercée sur les disques du raffineur (voir Tableau 6.5 et 6.6).

Tableau 6.5 Moment d'inertie des lames du rotor en fonction de la poussée axiale (premier stade).

HOLMEN HALLSTAVIK/PRIMAIRE/HXD64/66HC003/004						
Expériences	Numéro de l'expérience : n					
	N1	N2	N3	N4	N5	N6
Poussée axiale mesurée (kN)	1080			1352		
Moment d'inertie (kg.m ²)	0.068	0.067	0.068	0.067	0.066	0.066

Tableau 6.6 Moment d'inertie des lames du rotor en fonction de la poussée axiale (deuxième stade).

HOLMEN HALLSTAVIK/SECONDAIRE/HXD64/66HC003						
Expériences	Numéro de l'expérience : n					
	N1	N2	N3	N4	N5	N6
Poussée axiale mesurée (kN)	843			932		
Moment d'inertie (kg.m ²)	0,026	0,026	0,026	0,046	0,046	0,045

6.5.3 Calcul de l'intensité de raffinage et comparaison avec le modèle de Miles

Après avoir évalué le moment d'inertie des lames du rotor d'une manière indirecte en utilisant l'équation 6.103, nous pouvons calculer, d'après notre approche, la valeur de l'intensité de raffinage de ces raffineurs et analyser son évolution par rapport aux variations des paramètres de fonctionnement de ces derniers.

Les tableaux 6.7 et 6.8, comparent les valeurs de l'intensité de raffinage obtenues par notre modèle (équation 6.84) et celles obtenues par la méthode de Miles [36].

Tableau 6.7 Intensité de raffinage au premier stade.

		HOLMEN HALLSTAVIK/PRIMAIRE/HXD64/66HC003/004					
		Valeur de l'expérience : N					
Opération		N1	N2	N3	N4	N5	N6
Poussée axiale mesurée (kN)		1080			1352		
Moment d'inertie moyen (kg.m ²)		0.068			0.067		
Paramètre hydrodynamique		0.649			0.564		
Intensité calculée (kJ/kg)		0,3386	0,0713	0,1354	0,4274	0,0817	0,1544
Intensité selon MILES (kJ/kg)		0,34	0,0711	0,14	0,43	0,082	0,16

Tableau 6.8 Intensité de raffinage au deuxième stade.

		HOLMEN HALLSTAVIK/SECONDAIRE/HXD64/66HC003/					
		Valeur de l'expérience : N					
Opération		N1	N2	N3	N4	N5	N6 (primaire)
Poussée axiale mesurée (kN)		843			932		
Moment d'inertie moyen (kg.m ²)		0.0265			0.0455		
Paramètre hydrodynamique		0,546			0,476		
Intensité calculée (kJ/kg)		0,333	0,212	0,526	0,389	0,291	0,737
Intensité selon Miles (kJ/kg)		0,34	0,21	0,53	0,39	0,29	0,73

Discussions

Nous avons répété l'expérience pour quatre autres raffineurs industriels et nous avons obtenu des valeurs de l'intensité de raffinage, par notre modèle et celui de Miles, présentées à la Figure 6.27. On voit, sur la Figure 6.27, que le modèle est précis et qu'il est en conformité avec les résultats de Miles [36]. Néanmoins, il faut noter qu'on a calculé, selon la méthode de Miles [36], le temps de résidence et le nombre d'impacts afin d'en déduire le moment d'inertie des lames du rotor par notre formule (voir l'équation 6.103). Il est préférable que le calcul de la masse sèche ne soit pas obtenu par une méthode déduite par un calcul du temps de séjour à partir de la théorie de Miles [36], qui tombe en défaut pour les hautes consistances [38].

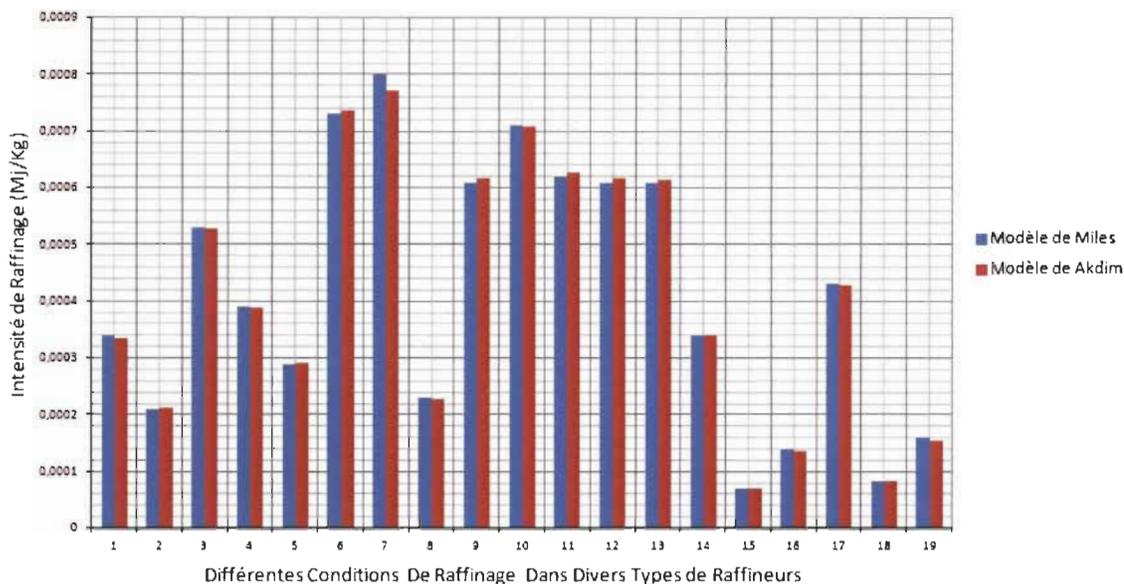


Figure 6.27 Comparaison de l'intensité de raffinage obtenue selon notre modèle et celui de Miles.

Pour mieux déterminer la valeur réelle de l'intensité de raffinage par notre modèle on est obligé de faire un calcul direct du moment d'inertie des lames du rotor et puis mesurer la masse (temps de séjour) par un moyen technologique très précis ou bien par une nouvelle méthode physique et mathématique qui tient compte de la haute et de la basse consistance en se basant sur les résultats expérimentaux qui ont été observés par Senger, Ouellet et Bennington [38] lorsqu'ils ont tenté d'améliorer le modèle de Miles [36] en ce qui a trait au temps de séjour pour les hautes consistances. Notons aussi que le facteur hydrodynamique \mathfrak{R} , qui mesure la quantité d'énergie mécanique fournie par les lames puis reçue par les floes et par l'eau a une valeur proche de 50% pour les deux stades (voir Tableaux 6.3 et 6.4). On en déduit que l'énergie mécanique, dans le procédé de raffinage, a tendance à se diviser en deux parties égales pour l'énergie reçue par les fibres et celle reçue par l'eau.

6.6 Conclusions

Nous avons développé une nouvelle expression de l'intensité de raffinage qui est fonction de deux nouveaux paramètres inconnus à ce jour dans ce procédé :

- Le premier quantifie le moment d'inertie qui décrit la distribution, autour de l'axe de rotation, de la masse de toutes les lames et de la position radiale de leur centre de gravité. C'est une grandeur cinétique propre aux lames du rotor.
- Le deuxième paramètre décrit l'effet hydrodynamique du procédé est quantifié par le paramètre \mathfrak{R} .

Pour le paramètre de la masse sèche nécessaire pour calculer l'intensité de raffinage par notre modèle, il peut être déterminé par les travaux de Miles [36] ou bien celles de Poirier et May [37], pour la basse consistance. Dans un prochain travail nous allons montrer comment on peut calculer numériquement la valeur du *taper* qui est un paramètre très utile pour calculer le moment d'inertie des lames et aussi très utile pour mesurer la distribution des fibres et le temps de résidence par les travaux de Poirier et May [37]. Néanmoins, pour compléter notre modèle, on peut se restreindre pour l'instant, à la mesure du temps de séjour par la technique de traçage des éléments radioactifs puis en déduire la masse de la pâte afin de calculer l'intensité de raffinage par notre modèle.

Notre nouveau modèle a comme avantage de mieux cerner et de quantifier tous les paramètres qui ont un effet tangible sur le procédé de raffinage. Cet effet est mis en exergue expérimentalement dans le passé sans être quantifié précisément. À titre d'exemple, la charge spécifique d'arête qui a été développée par Lumiainen [13] afin de quantifier l'effet de l'arête de la barre qui a été mise en évidence expérimentalement par Smith [33]. Or, on s'est rendu compte par les travaux de Roux [8], que le modèle conduit à des contradictions. Le nouveau modèle est susceptible de parfaire le contrôle du procédé de raffinage et par conséquent offrir de meilleures méthodes théoriques puis technologiques aptes à construire des raffineurs de haut rendement pour économiser une grande consommation d'énergie électrique.

Chapitre 7 - Nouvelle approche théorique du procédé de raffinage des fibres: approche Akdim-Lanouette-Robert (ALR)

7.1 Avant-propos

Après avoir introduit la notion de moment d'inertie et de la théorie du choc dans le procédé de raffinage, nous allons développer, dans le présent travail, une équation différentielle caractéristique de ce procédé et plus particulièrement de l'entrecroisement des lames. Cette équation différentielle met en relation l'énergie électrique et les couples des forces présentes lors de ce procédé. La solution de cette équation différentielle a permis de déterminer la viscosité dynamique du fluide en circulation dans la zone de raffinage. La validité de l'équation a été vérifiée sur l'eau en circulation dans la zone de raffinage. Après avoir mesuré la viscosité dynamique à partir de l'équation différentielle, on a obtenu une concordance avec la valeur réelle dans de mêmes conditions de températures. Par conséquent, il est possible de considérer le raffineur comme un viscosimètre industriel fonctionnant sur une large bande de valeurs de viscosité, à l'instar des viscosimètres connus sur le marché qui sont spécifiques pour chaque fluide.

Après avoir calculé la valeur de la viscosité dynamique des amas de fibres pendant le traitement de raffinage, et par combinaison de notre théorie avec celle de la rhéologie, nous avons pu quantifier la force normale exercée par les lames du raffineur tout en proposant une méthode expérimentale capable de mesurer sa valeur. D'autre part, nous avons estimé la valeur du temps de relaxation de Maxwell des flocs en fonction des paramètres de raffinage. Enfin, nous avons comparé le module de relaxation estimé et la viscosité dynamique des fibres ainsi que le temps de relaxation de Maxwell par rapport aux propriétés des fibres en fonction de la température et le pH du milieu de raffinage.

7.2 Développement

L'entrecroisement des lames du raffineur est l'opération fondamentale qui caractérise le procédé de raffinage. Il s'accompagne du phénomène physique des chocs qui traduit les percussions successives des lames du raffineur et des fibres; ce phénomène représente le

facteur déterminant sur le résultat du traitement des fibres et sur la consommation d'énergie électrique. À cet effet, pour mieux comprendre et éclairer ces phénomènes générés par des percussions successives, qui demeurent encore méconnues, il est nécessaire d'entamer une investigation détaillée, afin d'exprimer le processus de l'évolution de l'entrecroisement au cours du temps en le quantifiant par une équation qui contient tous les paramètres qui agissent sur ce dernier. Pour ce faire, il est nécessaire de trouver une méthode capable de fournir beaucoup plus d'informations sur les contraintes mécaniques générées lors des entrecroisements des lames.

Dans ce sens, notre démarche nous amènera à introduire la viscosité dynamique du fluide dans le procédé de raffinage; ce nouveau paramètre caractérisant l'aptitude du fluide à s'écouler dans les gorges et l'entrefer des lames du raffineur. La mesure continue de ce paramètre permettra de surveiller et réguler le processus de raffinage, et de contrôler la fabrication de la pâte à papier. Ainsi nous pourrons investiguer l'importance de la viscosité dynamique sur le traitement des fibres, les propriétés du papier et la consommation d'énergie électrique.

Dès qu'on aborde le mot percussion, on fait allusion au laps de temps pendant lequel le choc se produit, que nous dénommons dorénavant « le temps de percussion ». Nos recherches nous permettront d'estimer la valeur de ce temps pendant un entrecroisement et nous montrerons qu'il peut vraisemblablement être comparé au temps, qui a été appelé par Maxwell le temps de relaxation, que mettent les floes à s'adapter aux forces de contraintes qui lui sont imposées.

En général, la viscosité dynamique joue un rôle important dans le calcul du coefficient de transfert de chaleur et les pertes de charge. Sa détermination dans le domaine du raffinage apportera de nouvelles connaissances qui permettront un jour de trouver le moyen adéquat et apte à étudier l'évolution de l'énergie mécanique au sein de la fibre. Elle représente la solution clé concernant l'étude de l'effet de la percussion sur l'évolution de l'énergie mécanique au sein des fibres, plus particulièrement lorsqu'on va montrer comment la viscosité de la phase consolidée par la compression mécanique sera liée au module d'élasticité des floes du fluide en écoulement dans la zone de raffinage.

Dans ce qui suit, nous présentons en détail la méthode qui quantifie les forces reçues par les floes pendant un entrecroisement des lames, en étudiant la viscosité du fluide en écoulement dans la zone de raffinage.

Avant d'entamer notre démarche, nous allons présenter un aperçu des travaux de recherches qui ont été réalisés pour mesurer et quantifier les forces mises en jeu pendant le processus de raffinage.

7.3 Les développements technologiques et théoriques pour la mesure des forces agissantes sur les floes de fibres

La caractérisation du procédé de raffinage en termes d'énergie transférée aux fibres est très utile pour décrire la condition opératoire responsable du changement des propriétés des fibres. Néanmoins, elle reste incapable d'expliquer les observations, à l'échelle industrielle, qui met en évidence la relation entre l'énergie spécifique et les propriétés des fibres [90, 23]. À cet effet, Senger *et al.* ont étudié les facteurs affectant les forces entre les lames du raffineur en proposant une explication de ce phénomène [25, 90]. Une bonne caractérisation des forces mises en jeu pendant le processus de raffinage est une étape très utile pour la compréhension ainsi que pour l'obtention des informations fondamentales concernant le procédé de raffinage [25].

La nécessité de comprendre le mécanisme qui régit l'action des forces sur les floes pendant le processus de raffinage exige la recherche de nouvelles méthodes capables de mesurer ces forces. La mesure directe des forces peut nous aider à comprendre ce procédé et peut être utilisée dans l'application du contrôle de procédé [25]. Ce sont les raisons pour lesquelles des chercheurs ont utilisé les dernières technologies des capteurs de forces en espérant obtenir des mesures plus précises. Certaines études ont été orientées vers des mesures directes ou indirectes des forces [25]. Le capteur conçu par Goncharov [91] a permis de prélever des mesures des forces normales et tangentielles dans des conditions d'opération à une vitesse de 700 (r/min) à basse consistance et à basse température et pression. Ce capteur n'a pas été testé dans des conditions similaires à celles de l'industrie. Atack et Stationwala [92] ont introduit un capteur de pression pour mesurer la pression dans un raffineur. Des mesures de température ont été effectuées parallèle-

ment dans la même zone à proximité des capteurs de pression. Les résultats montrent une pression moyenne dans la zone de raffinage correspondante à celle de la vapeur saturée sous la température mesurée. Le capteur de pression indique aussi un pic de pression pendant l'entrecroisement [25]. Le même pic de pression a été noté par Eriksen pour des mesures à haute consistance [93].

Backlund propose un capteur pour mesurer la force tangentielle sur toute la zone de raffinage [28]. Son idée est de remplacer une petite zone contenant quelques lames par un capteur de force piézoélectrique, mais il n'a pas obtenu de résultats concluants sur l'effet individuel des lames. L'effet de résonance des vibrations des capteurs interfère avec les mesures au fur à mesure qu'on s'approche des conditions industrielles [25]. Pour contourner ces épineux problèmes, des solutions techniques ont été apportées. Premièrement par Siadat [25], ensuite améliorée par Senger [21] en remplaçant une portion de la lame du raffineur par un capteur piézoélectrique très semblable à la partie tranchée de la lame, dotée des équipements nécessaires pour mesurer les forces tangentielle et normale, sans faire obstruction à l'écoulement des fibres dans la zone de raffinage (voir la figure 7.1).

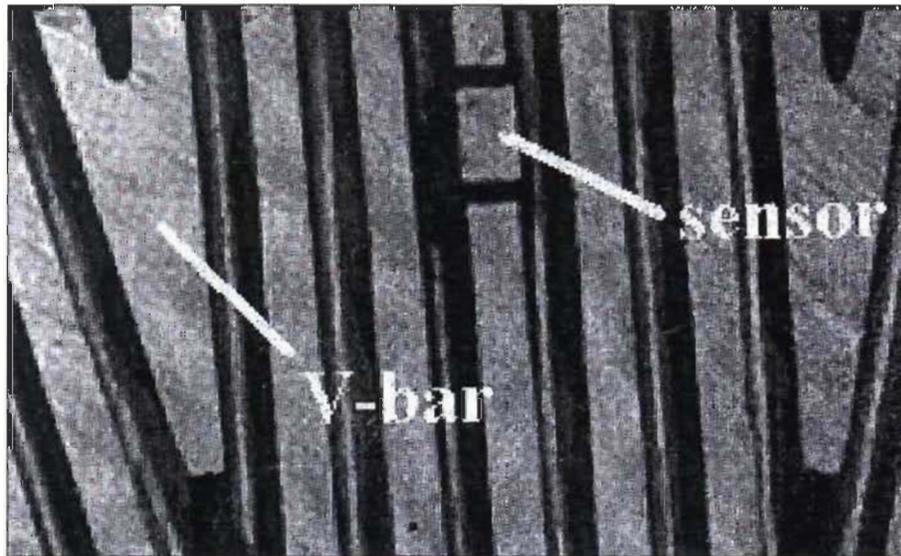


Figure 7.1 Image illustrant la similitude entre le milieu environnant et le capteur de force [21].

Les résultats des mesures de Siadat [25] sont illustrés sur la figure 7.2, pour une vitesse de rotation de 700 r/min.

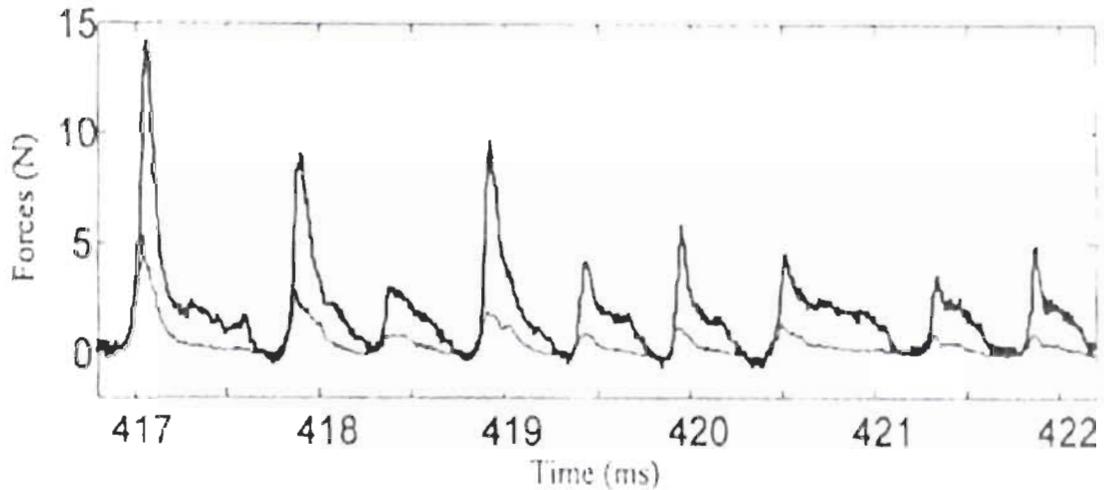


Figure 7.2 Force normale (ligne grasse) et tangentielle (ligne fine) à une vitesse de rotation de 700 r/min [25].

La sensibilité du capteur devient très limitée dès que la vitesse de rotation atteint son maximum de 2560 r/min [21, 25]. La résonnance mécanique du capteur devient significative et l'onde mécanique de ce profil sinusoïdale qui en résulte interfère avec le signal de la mesure des forces (voir la figure 7.3).

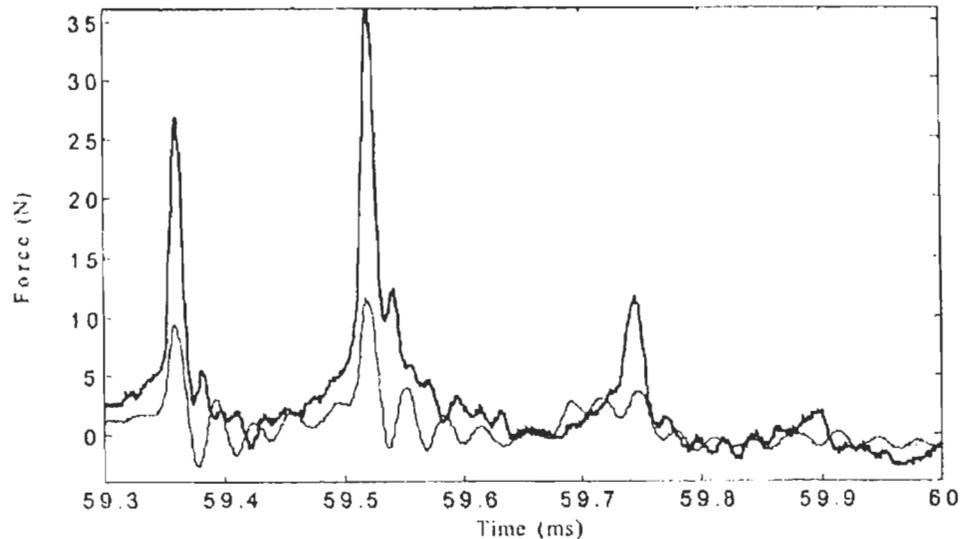


Figure 7.3 Profil de la force normale (ligne grasse) et de cisaillement (ligne fine) en atténuation sous l'effet des vibrations mécaniques du capteur [25].

La seule étude dirigée vers la modélisation est celle de Martinez et ses collaborateurs [19, 20]. Ils ont modélisé les forces normale et tangentielle qui agissent sur les floes à basse consistance, les floes sont supposés idéalement sphériques. Leur modèle est com-

paré à des tests expérimentaux sur des flocs de fibres en nylon, les résultats de comparaison montrent l'existence d'un pic pour la force tangentielle (voir la figure 7.4) à l'instar de la force normale où il est absent dans le modèle ainsi que dans les tests effectués en laboratoire (voir la figure 7.5).

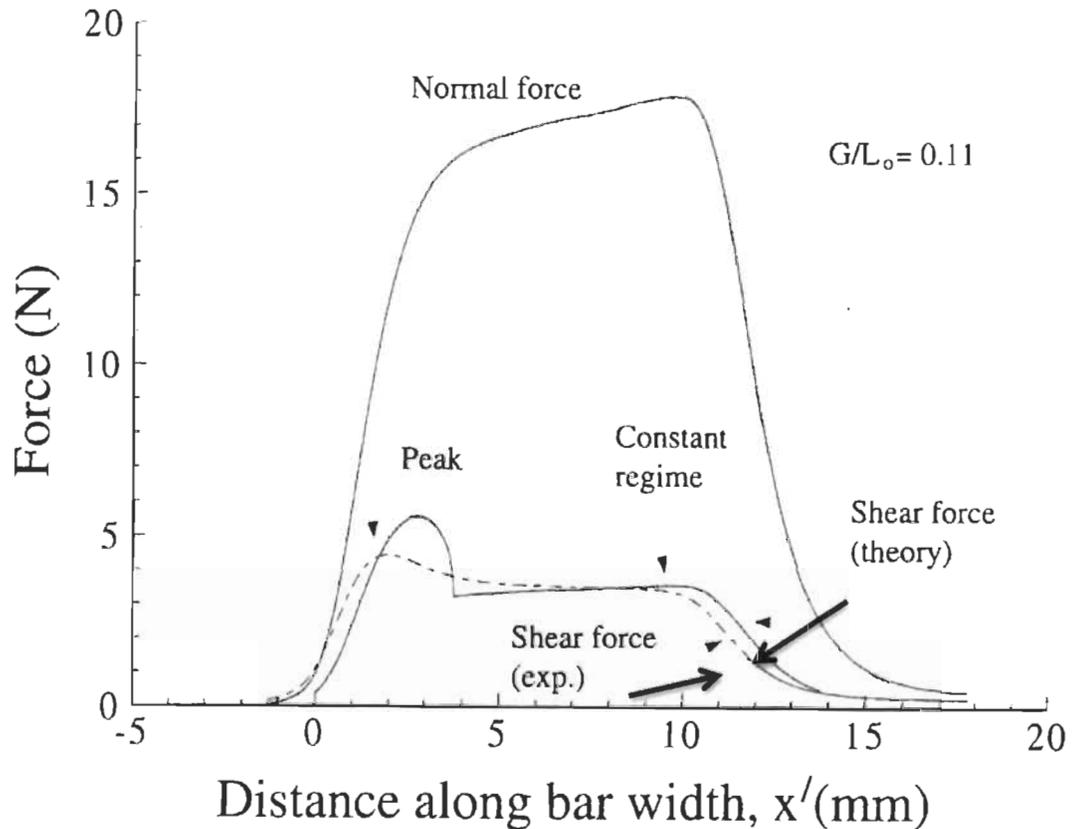


Figure 7.4 Comparaison de la courbe théorique et expérimentale de la force de cisaillement (présence du pic) (tiré de [19]).

Il a été découvert par la suite que leur instrument de mesure de la force normale contient un filtre passe-bas qui a pu altérer le signal de la force normale [21]. Ceci prouve bel et bien que leur modèle n'est pas précis. Il tombe par la suite en défaut puisqu'il est en concordance avec des mesures qui ont été modifiées par le filtre passe-bas.

En résumé, pendant les dernières années, des chercheurs ont étudié les forces et les pressions qui se produisent entre les barres du raffineur [25], et en dépit de ces nombreux travaux on n'a pas encore abouti à des conclusions claires qui peuvent décrire la nature de ces forces [21].

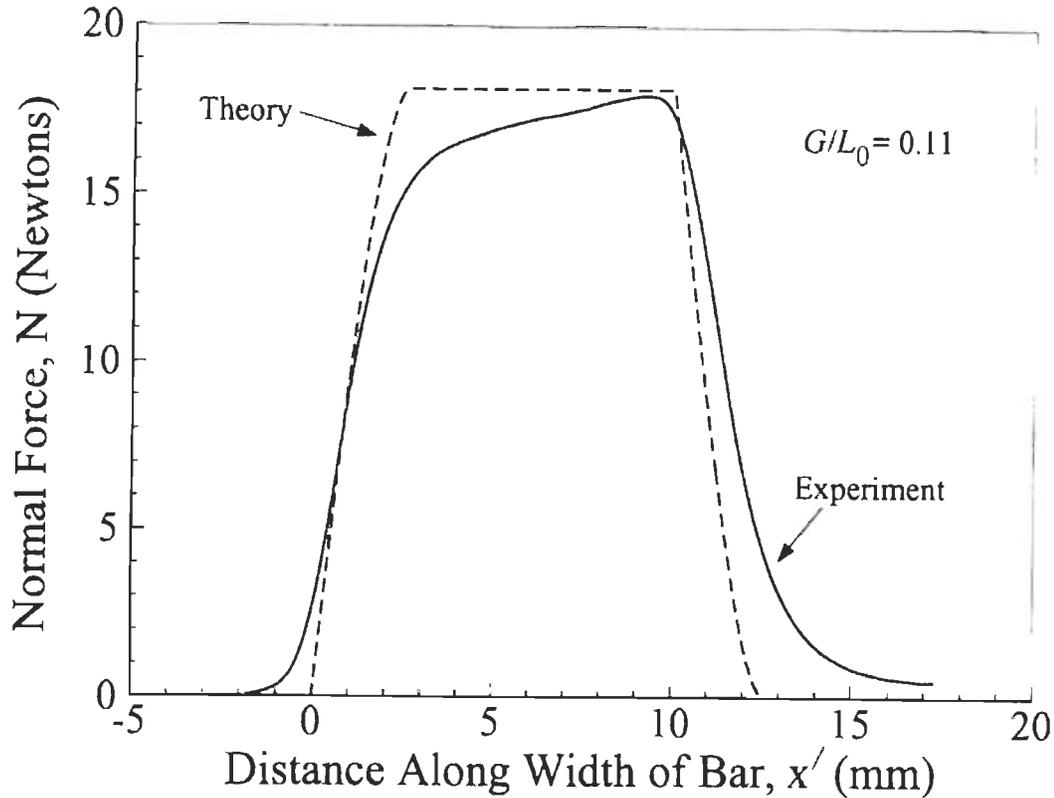


Figure 7.5 Comparaison de la courbe théorique et expérimentale de la force normale (absence du pic) (tiré de [20]).

Le présent travail nous permettra de quantifier mathématiquement le phénomène physique de l'entrecroisement des lames et de tirer profit de cette quantification afin d'acquérir les outils mathématiques, nécessaires pour comprendre ce qui se produit dans le raffineur. Dans ce qui suit, nous allons utiliser l'équation différentielle qui en résulte pour calculer la viscosité du fluide en circulation dans la zone de raffinage pour enfin exprimer les forces qui agissent sur les floes pendant les entrecroisements.

7.4 Définition de la viscosité dynamique

La viscosité dynamique est la propriété physique qui caractérise l'importance du frottement interne qu'un effort de cisaillement engendre dans le fluide [94]. La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler, elle ralentit la vitesse de ce dernier au voisinage des parois. Cette propriété physique est utilisée dans de nombreux domaines, à savoir : la métrologie des fluides gazeux, des liquides ou des pâtes, dans le transport des

fluides, etc. C'est une quantité difficile à calculer avec précision. Aucune méthode n'est valable dans tout l'intervalle de température et de viscosité [95].

7.5 Définition newtonienne de la viscosité de cisaillement

Lorsqu'un fluide est enfermé entre deux plans parallèles infinis (voir la figure 7.6), que l'un des plans est immobile alors que l'autre est mobile avec une vitesse $v(r)$. Le mouvement du plan mobile communique un déplacement aux couches de fluide inférieures provoquant ainsi un glissement les unes sur les autres [96].

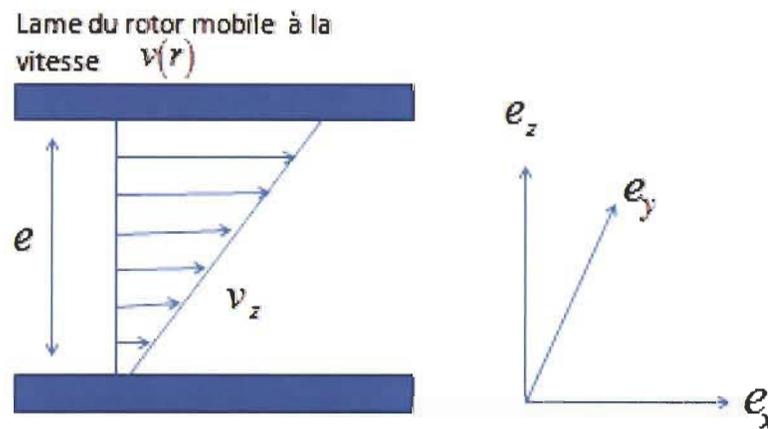


Figure 7.6 Écoulement de Couette [97].

Les couches fluides directement en contact avec les surfaces solides ont une vitesse nulle par rapport aux parois. C'est une hypothèse fondamentale, bien vérifiée expérimentalement dans la grande majorité des cas [98]. Cependant des exemples montrent des anomalies en raison de la rugosité de la paroi. La définition d'un milieu moyen doit être précisée en ce qui concerne la limite quand il est question d'une paroi, en principe c'est la paroi moyenne qui intéresse l'écoulement moyen. Ce n'est pas réellement la connaissance de la paroi qui pose problème, mais ce sont les conditions limites qui doivent être posées [98]. La paroi moyenne coïncide avec la paroi réelle dans le cas d'une paroi lisse [98].

Dans le cas d'un fluide turbulent simple, l'expérience montre que les parois sont souvent considérées lisses. D'autre part lorsque les parois sont lisses, l'expérience montre que les turbulences sont très amorties près de celles-ci dans une couche mince appelée sous-couche visqueuse [98]. Expérimentalement, on montre que la vitesse moyenne du fluide

à la limite de la paroi est égale à celle de la paroi, et que l'énergie cinétique de la turbulence peut être considérée nulle à la limite des parois [98].

Pour un écoulement turbulent diphasique, lorsqu'il s'agit d'un milieu fluide avec gouttes ou bulles, la situation est très semblable à un système turbulent monophasique. Si les phénomènes physiques impliqués mettent en jeu une forte variation du taux de vide dans une couche mince près de la paroi, il faut considérer la possibilité d'inclure cette couche dans la paroi moyenne en posant des conditions aux limites adaptées.

Pour un fluide fortement chargé par des particules solides, la question est encore plus pertinente. Si la taille de la rugosité de la paroi et de la taille des particules des solides, et que le milieu n'est pas trop dilué, l'expérience montre que la condition de non-glissement de la vitesse moyenne à la paroi est encore valable, de même que la nullité de l'énergie cinétique des fluctuations de la vitesse à la paroi [98].

Pour un fluide newtonien en écoulement laminaire de la forme $\vec{v} = v_x(z,t)\vec{e}_x$, dans lequel des couches minces glissent avec frottement les unes sur les autres sans se mélanger, au contact entre les deux couches, la contrainte tangentielle n'est plus nulle. Donc, en plus des actions normales de pression, la couche supérieure exerce sur la couche inférieure une force tangentielle de cisaillement au niveau de la surface de contact égal à [99] :

$$d\vec{f} = \eta \frac{\partial v(z,t)}{\partial z} ds \vec{e}_x \quad \text{Équation 7.1}$$

Où :

$d\vec{f}$	Force tangentielle de cisaillement;
η	Viscosité dynamique du fluide;
ds	Surface de contact entre les couches supérieure et inférieure.

Un fluide newtonien peut devenir non newtonien dans des conditions extrêmes de température et de vitesse [100].

L'unité de la viscosité dans le système international est le Pascal-seconde ($Pa.s$). Anciennement appelée le poise (symbole P : $1 P = 10^{-1} Pa s$).

7.6 La viscosité dynamique dans le domaine des pâtes et papiers

Jusqu'à présent, la mesure de la viscosité du fluide (suspension fibreuse) dans le procédé de raffinage est difficile à obtenir que ce soit d'une manière pratique où par un calcul théorique. La technologie utilisée dans la fabrication des viscosimètres est conçue pour une gamme de fluides spécifiques à la technologie en question [101]. Même si un fabricant arrive à concevoir un viscosimètre assez développé pour la mesure de la viscosité de tous genres de fluide, il serait extrêmement difficile technologiquement de doter un raffineur de ce genre d'appareil en l'installant dans la zone de raffinage. D'autre part, la difficulté dans le calcul théorique réside dans le fait que la nature du fluide qui circule dans l'entrefer change selon les variables de raffinage et selon l'essence de bois utilisée. Il serait alors extrêmement difficile de modéliser la viscosité du fluide en circulation dans l'entrefer en se basant uniquement sur la théorie de la rhéologie.

Une tentative de quantification de la viscosité de la pâte à basse consistance a été effectuée par Joris [101], par adaptation des équations de Batchelor [102] et de Radoslavova [103]. Le modèle obtenu est décrit selon l'équation :

$$\mu_d = \frac{\mu_0}{\phi_f} \left[3 + \frac{4 f_v(E) \left(\frac{L_{f_0}}{d_0} \frac{1 + sE}{1 + sE + pE^2} \right)^2}{3 \ln \left(\frac{\pi}{f_v(E)} \right)} \right] \quad \text{Équation 7.2}$$

Avec :

$f_v(E)$	Fraction volumique des fibres;
L_{f_0}	Longueur moyenne pondérée des fibres de la pâte non raffinée;
d_0	Diamètre moyen des fibres;
ϕ_f	Coefficient de floculation;
μ_0	Viscosité de l'eau.

Les paramètres, s et p sont déduits de l'équation 7.3 suivante :

$$\frac{L_f}{L_{f_0}} = \frac{1 + sE}{1 + sE + pE^2} \quad \text{Équation 7.3}$$

Avec :

L_f Longueur moyenne pondérée des fibres;

E Énergie spécifique nette de raffinage.

En appliquant l'équation 7.3 pour quelques pâtes à 30 g/L de concentration avec une eau claire à 20°C, Joris [101] obtient l'évolution de la viscosité dynamique en fonction de l'indice d'égouttage (SR, Schopper Riegler) et de la température représentée au diagramme des figures 7.7 et 7.8.

Selon ces courbes (figures 7.7 et 7.8), la viscosité dynamique d'une pâte évolue très rapidement en fonction de l'indice d'égouttage (CSF) où de la température (T) [101]. Il est fort probable que ce modèle tombe en défaut puisqu'il ne prend pas en compte certains paramètres variables pendant le processus de raffinage qui ont un effet direct sur la nature du fluide en circulation entre les lames du rotor et du stator. De plus, l'hypothèse qui porte sur l'absence de floculation de la pâte pour la validation de ce modèle, laquelle n'est pas toujours vérifiée.

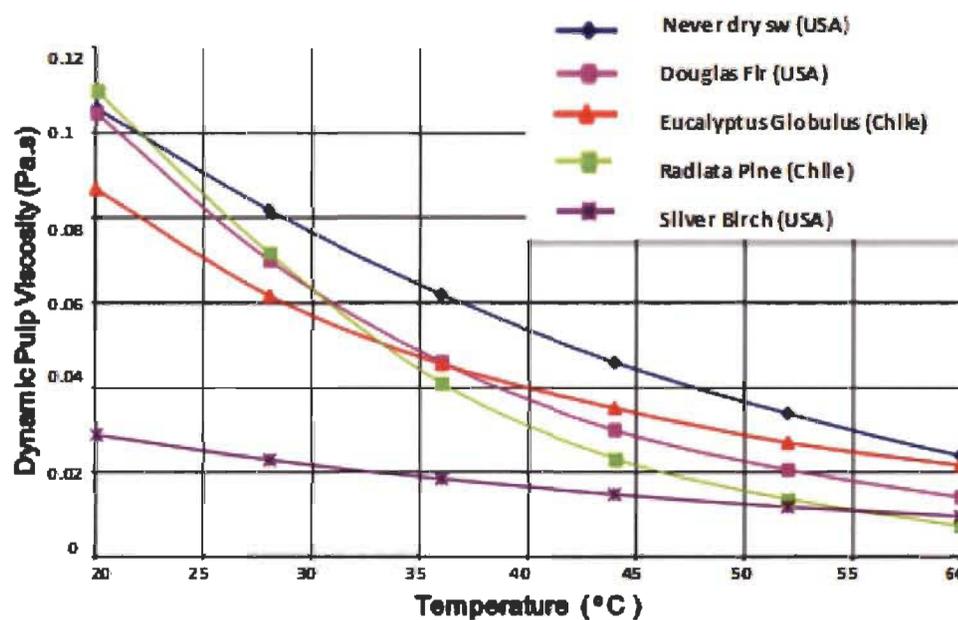


Figure 7.7 Évolution de la viscosité dynamique en fonction de la température pour différentes essences de bois [101].

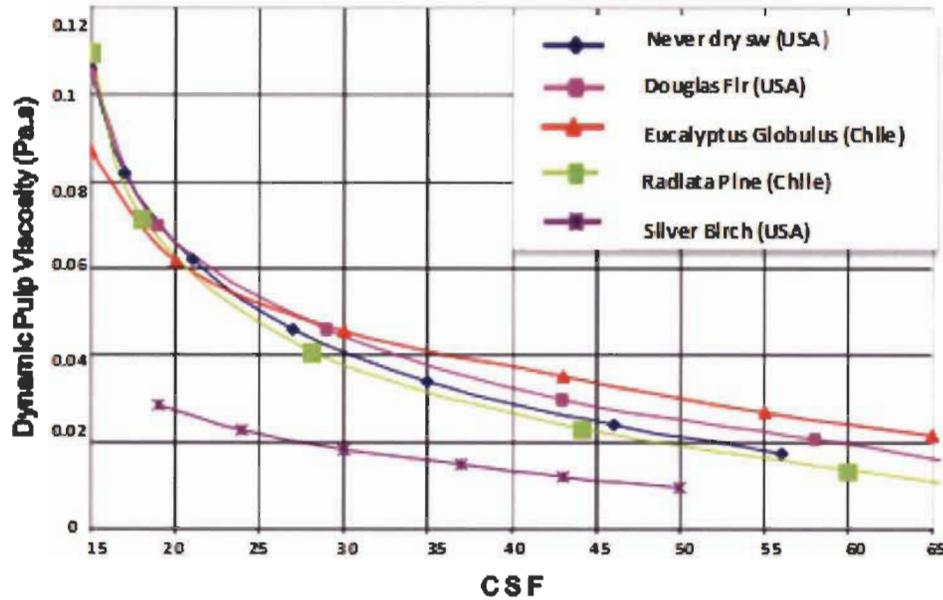


Figure 7.8 Évolution de la viscosité dynamique en fonction de l'indice d'égouttage (SR, Schopper Riegler) pour différentes essences de bois [101].

7.7 Détermination d'un nouveau modèle pour quantifier la viscosité des fibres en circulation dans la zone des entrefers

Résumons les résultats expérimentaux les plus pertinents qui vont servir à expliquer notre démarche d'investigation.

Le fluide en circulation entre les lames du rotor et du stator a été filmé [9] par une caméra à haute vitesse et à haute résolution. L'image obtenue montre la distribution des fibres sur les plaques du raffineur au moment de raffinage. Les lames du stator sont occupées par les floccs de fibres (voir figure 7.9), quoique dernièrement en 2011, Rantanen [104] a signalé l'existence d'une corrélation entre le taux de remplissage des lames par les fibres et leur consistance, à la suite d'images prises montrant que le taux de remplissage des lames par les fibres n'est pas à 100 % pour une consistance de 2% avec un entrefer de 150 mm. Rantanen [104] signale aussi que l'augmentation de la consistance de raffinage augmente la quantité des fibres dans la zone de l'entrefer.

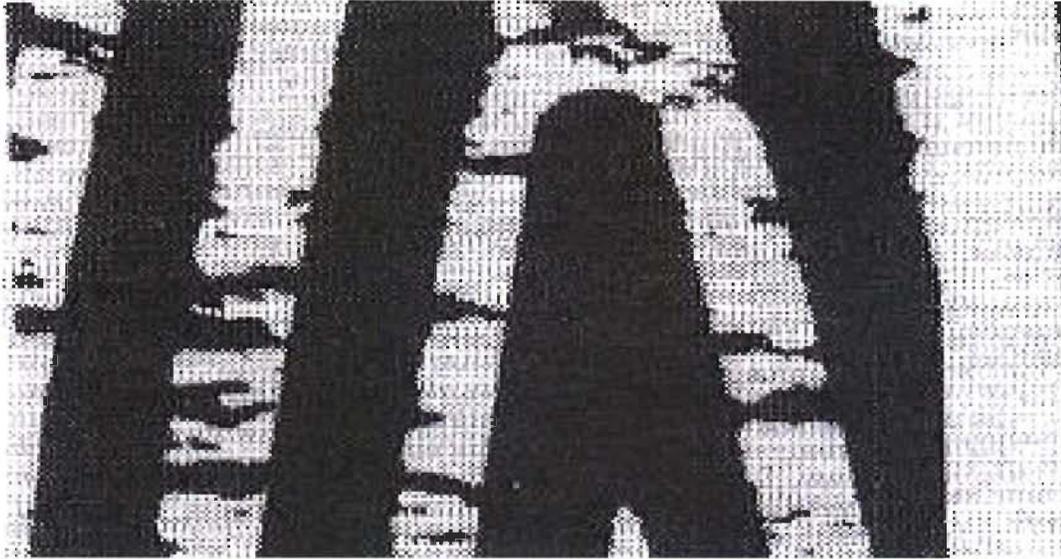


Figure 7.9 Image réelle au moment du raffinage, indiquant le taux de remplissage des lames du stator par les floes (les floes ont une couleur blanche) [9].

Les dernières investigations de la percussion qui se produisent entre les floes et les lames du rotor mettent en exergue [8, 13] l'effet de l'arrête des barres sur le résultat des traitements des fibres. Par ailleurs les mesures des forces par les piézo-électriques montrent un pic prononcé au début d'impact pour la force de cisaillement et la force normale (voir figure 7.10).

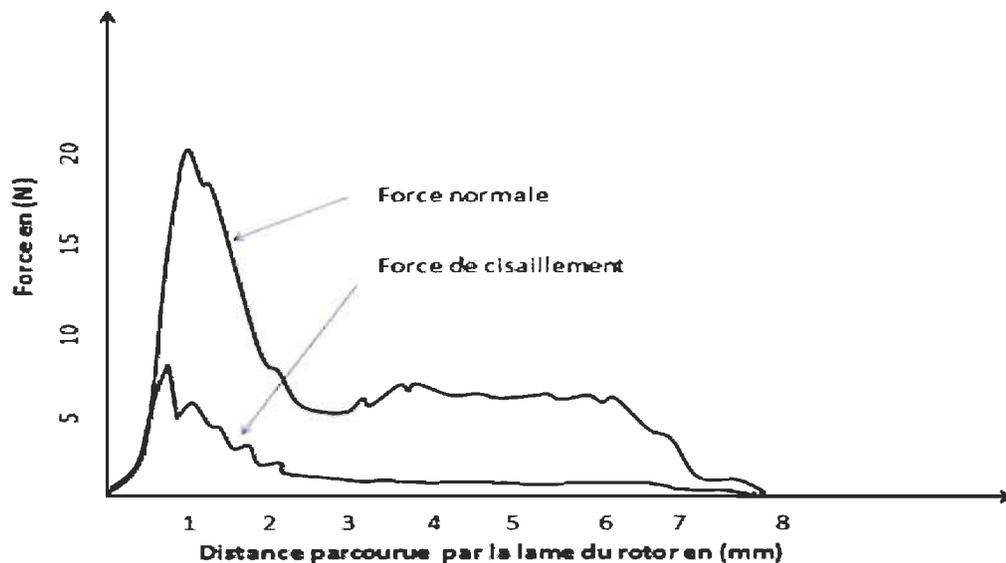


Figure 7.10 Les forces normales et de cisaillement reçues par la fibre en fonction de la distance parcourue de la lame du rotor. Figure adaptée de [21]

Parmi les facteurs qui décrivent le phénomène de percussion de la force (F) générée par la rotation des lames et agissant sur le système composé par l'ensemble des fibres, on cite le temps de percussion qui n'est autre que le temps pour lequel les actions mécaniques agissent sur les floes (les fibres). Le temps de percussion (t_f) est relié à la notion de l'impulsion de la force (F) par la relation suivante :

$$I = \int_0^t F dt \quad \text{Équation 7.4}$$

L'impulsion a une signification très précise; l'intervalle de temps pendant lequel la force agit est très court tandis que la force F est très grande, de telle sorte que l'intégrale I restera une quantité finie [67].

Les mesures des forces par les instruments les plus précis montrent que la force de cisaillement et la force normale présentent chacune un pic prononcé au début d'impact [21], comme le montre la courbe de la figure 7.10.

Les mesures expérimentales des forces normales et de cisaillement en fonction du temps [21] nous permettent d'identifier aisément la force mécanique par une distribution de Dirac (voir la figure 7.11).

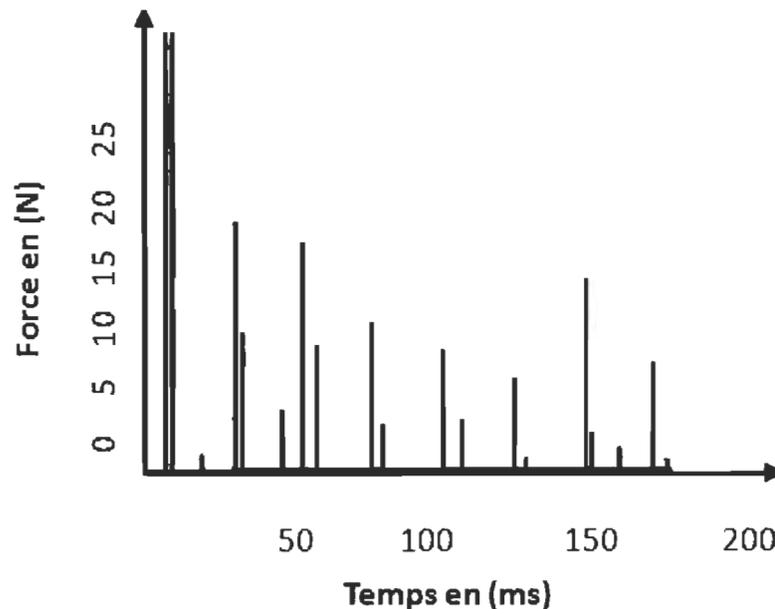


Figure 7.11 Visualisation des pics de Dirac de la force de cisaillement reçue par la fibre en fonction du temps de percussion, figure adaptée de [21].

Toutes ces observations montrent que les fibres, en écoulement dans la zone de raffinage et entre les lames du stator et du rotor, reçoivent une forte force au début de l'entrecroisement pendant une durée temporelle t_f très petite traduisant ainsi la percussion des fibres par la lame.

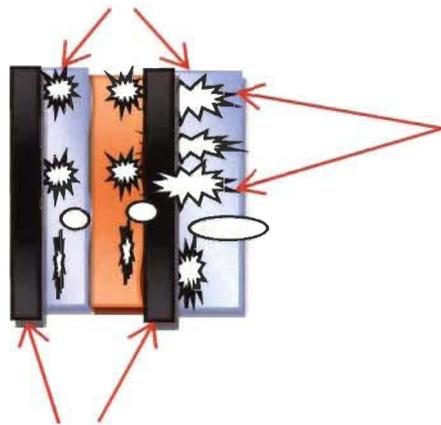
L'étude de la déformation et de l'écoulement de la matière sous l'effet d'une contrainte appliquée par le raffineur appartient au domaine de la rhéologie. À cet effet, nous allons combiner les connaissances de ce domaine avec les connaissances de la mécanique des solides afin d'établir une équation différentielle caractéristique de la viscosité dynamique de la matière en écoulement dans les entrefers du raffineur.

Tous les travaux de recherches, effectuées pendant les années précédentes sont en majorité, basés sur l'étude de l'impact des lames sur les amas des fibres en prenant comme système d'étude les amas des fibres. Par conséquent ceci conduit à introduire et définir certains concepts basés sur des hypothèses conçues pour contourner les grandes problématiques rencontrées et qui ont abouti à des contradictions industrielles majeures, comme la charge spécifique d'arête [4, 8]. Toutes les recherches théoriques élaborées pour éclaircir ce procédé à caractère très complexe ont été entreprises depuis 1977 par Leider et Nissan [34] et plus récemment Kerekes [5], Miles [35] et Roux [105]. Elles ont pour objectif l'étude dynamique du système composé par les matelas fibreux. Chaque chercheur utilise des lois de la physique dans une optique propre à son travail pour tenter d'expliquer ce qui se produit dans le procédé de raffinage.

Notre démarche consiste à étudier le système des lames en percussion par les fibres en prenant comme système étudié les lames, à l'encontre de ce qui a été couramment fait. De cette façon, on peut profiter du paramètre de la consommation électrique, sans doute dépendante de plusieurs variables du procédé de raffinage, et qui est responsable de la génération de l'énergie cinétique des lames, tout en investiguant l'impact des lames sur les amas des fibres par simple déduction à partir du principe des actions mutuelles.

Si nous étudions la percussion qui se produit entre une seule lame du rotor et les floes des fibres en considérant la figure 7.12 suivante :

Lames du stator

Amas des fibres
compressés par
la lame du rotor

Lames du rotor

Figure 7.12 Schéma représentant une percussion entre les floes et une lame du rotor.

Le principe des actions mutuelles postule que tout corps (*A*) exerçant une force sur un corps (*B*) subit une force d'intensité égale, de même direction, mais de sens opposés, exercée par le corps (*B*) [106]. Selon ce principe, on peut déduire que la lame reçoit une percussion très intense au début de l'entrecroisement pendant une très petite durée. Les percussions des fibres successives sur la lame ont un effet très important sur l'usure de cette dernière [107, 108].

Dans ce qui suit, nous allons étudier le système composé par l'ensemble des lames du rotor au moment de la percussion.

La figure 7.13, illustre les forces qui se produisent au moment de la percussion.

Les forces de la figure 7.13, sont définies de la façon suivante :

\vec{F}_{em}	La force du couple électromagnétique pendant le fonctionnement en charge,
\vec{F}_n	La force visqueuse, provoquée par le fluide sur les lames au moment de la percussion,
\vec{F}_{Tg}	La force tangentielle provoquée par la phase solide du fluide sur la lame au moment de la percussion,
$\vec{F}_{fri-meca}$	La force des frictions mécaniques.

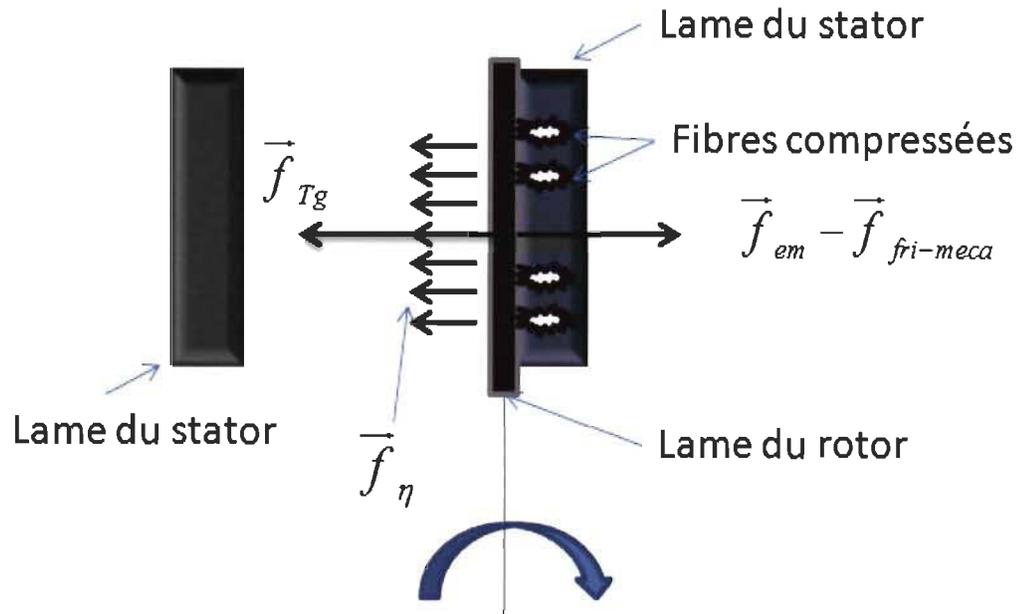


Figure 7.13 Les forces générées au moment de la percusion d'une seule lame avec les amas des fibres.

Vu la position symétrique des lames sur le disque du rotor, le centre de masse de toutes les lames du rotor coïncide avec le centre de masse du raffineur que nous noterons (G).

Introduisons la grandeur physique appelée « le moment dynamique » (voir équation 7.5) et appliquons cette grandeur sur l'ensemble des lames du rotor au moment de la percusion.

Dans ce qui suit, toutes les dérivations par rapport au temps sont relatives au repère galiléen (R).

Par définition, le moment dynamique appliqué en centre de masse (G) du corps (S) composé par toutes les lames du côté rotor est donné par l'expression :

$$\vec{\delta}_{G,S/R} = \int_{P \in S} \overline{GP} \Lambda \frac{d\vec{v}(P \in S / R)}{dt} dm \quad \text{Équation 7.5}$$

Avec :

- $\vec{\delta}_{G,S/R}$ Moment dynamique du solide S par rapport au point G ,
- S Désigne l'ensemble des lames du rotor,
- G Centre de masse du solide S ,

R	Désigne le repère galiléen,
P	Désigne un point appartenant à l'ensemble des lames du rotor,
$\vec{v}(P \in S / R)$	Vitesse du point (P) par rapport au repère galiléen (R).

L'équation 7.5, peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\vec{\delta}_{G,S/R} = \frac{d}{dt} \left[\int_{P \in S} \overline{GP} \wedge \vec{v}(P \in S / R) dm \right] - \int_{P \in S} \frac{d}{dt} (\overline{GP}) \wedge \vec{v}(P \in S / R) dm$$

Or on sait que :

$$\frac{d}{dt} (\overline{GP}) = \vec{v}(P \in S / R)$$

On déduit alors que :

$$\vec{\delta}_{G,S/R} = \frac{d}{dt} \left[\int_{P \in S} \overline{GP} \wedge \vec{v}(P \in S / R) dm \right] - \int_{P \in S} \vec{v}(P \in S / R) \wedge \vec{v}(P \in S / R) dm$$

Puisque :

$$\int_{P \in S} \vec{v}(P \in S / R) \wedge \vec{v}(P \in S / R) dm = 0$$

Alors on obtient :

$$\vec{\delta}_{G,S/R} = \frac{d}{dt} \left[\int_{P \in S} \overline{GP} \wedge \vec{v}(P \in S / R) dm \right] \quad \text{Équation 7.6}$$

D'autre part, le moment dynamique peut s'exprimer par (voir l'équation 7.5) :

$$\begin{aligned} \vec{\delta}_{G,S/R} &= \int_{P \in S} \overline{GP} \wedge \frac{d\vec{v}(P \in S / R)}{dt} dm \\ &= \int_{P \in S} \overline{GP} \wedge \left[\frac{d\vec{v}(P \in S / R)}{dt} \right] dm \end{aligned} \quad \text{Équation 7.7}$$

À chaque particule élémentaire P de masse (dm) du système matériel (S), est associée une quantité d'accélération élémentaire $\vec{a}_{P \in S/R}$. L'équation 7.7 s'écrit :

$$\vec{\delta}_{G,S/R} = \int_{P \in S} \overline{GP} \wedge [dm \vec{a}_{P \in S/R}] \quad \text{Équation 7.8}$$

Le principe fondamental de la dynamique appliqué à l'élément (P) de masse (dm) permet d'écrire :

$$\sum_J d\vec{F}_{j,P \in S/R} = dm \vec{a}_{P \in S/R} \quad \text{Équation 7.9}$$

Où;

J Désigne une force d'indice (j) appliquée sur l'élément de masse (dm)

D'où, par combinaison des équations 7.8 et 7.9 on obtient :

$$\vec{\delta}_{G,S/R} = \int_{P \in S} \overline{GP} \Lambda \left[\sum_J d\vec{F}_{j,P \in S/R} \right]$$

Ou bien :

$$\vec{\delta}_{G,S/R} = \sum_J \int_{P \in S} \overline{GP} \Lambda d\vec{F}_{j,P \in S/R} \quad \text{Équation 7.10}$$

D'autre part, on sait que (par comparaison avec l'équation 6.49) :

$$\vec{v}(P \in S / R) = \vec{\Omega} \wedge \overline{GP}$$

D'où :

$$\int_{P \in S} \overline{GP} \Lambda \vec{v}(P \in S / R) dm = \int_{P \in S} \overline{GP} \Lambda (\vec{\Omega} \wedge \overline{GP}) dm \quad \text{Équation 7.11}$$

$\vec{\Omega}$ Vecteur vitesse de rotation du raffineur.

Le vecteur vitesse de rotation $\vec{\Omega}$ est donné par :

$$\vec{\Omega} = \omega \vec{z}$$

Donc, en remplaçant l'expression $\vec{\Omega} = \omega \vec{z}$:

$$\overline{GP} \Lambda (\vec{\Omega} \wedge \overline{GP}) = \omega (\overline{GP} \Lambda (\vec{z} \wedge \overline{GP}))$$

On obtient que :

$$\vec{z} \bullet \left[\overline{GP} \Lambda (\vec{\Omega} \wedge \overline{GP}) \right] = \omega \vec{z} \bullet (\overline{GP} \Lambda (\vec{z} \wedge \overline{GP})) \quad \text{Équation 7.12}$$

Et,

$$\vec{z} \cdot (\overline{GP} \wedge (\vec{z} \wedge \overline{GP})) = (\vec{z} \wedge \overline{GP}) \cdot (\vec{z} \wedge \overline{GP}) = (\vec{z} \wedge \overline{GP})^2 \quad \text{Équation 7.13}$$

La relation de Chasles (voir la figure 7.14) nous permet d'écrire :

$$\overline{GP} = \overline{GO} + \overline{OP} = OG\vec{z} + r\vec{e}_r$$

Si le point P appartient à une lame de la zone conique, et si on lui affecte l'indice (c) ($P \equiv P_c$) alors on peut aussi écrire (voir la figure 7.14) :

$$\overline{GP}_c = \overline{GO} + \overline{OP}_c = OG\vec{z} + r\vec{e}_r$$

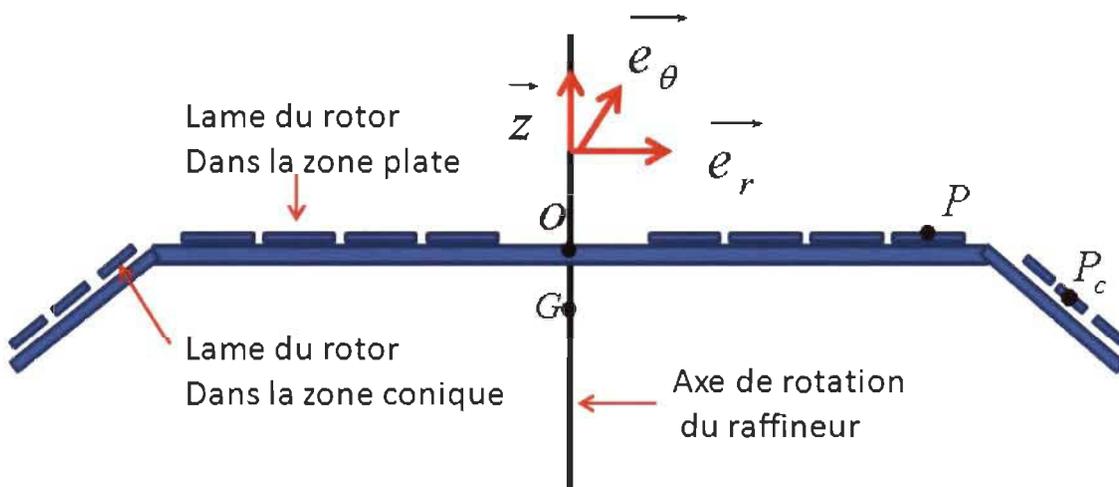


Figure 7.14 Coordonnées du vecteur \overline{GP} et \overline{GP}_c dans le repère $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{z})$.

Donc, pour tout point (P) appartenant au corps (S) on a :

$$\overline{GP} = OG\vec{z} + r\vec{e}_r \quad \text{Équation 7.14}$$

De l'équation 7.12, et puisque le repère $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{z})$ est orthonormé, on déduit que :

$$\vec{z} \wedge \overline{GP} = \vec{z} \wedge (OG\vec{z} + r\vec{e}_r) = r\vec{e}_\theta \quad \text{Équation 7.15}$$

D'où, par la combinaison des équations 7.12, 7.13 et 7.15, on déduit que pour tout point (P) appartenant au corps (S), on a :

$$\vec{z} \left[\overline{GP} \wedge (\vec{\Omega} \wedge \overline{GP}) \right] = (\omega r^2) \quad \text{Équation 7.16}$$

Par combinaison des équations 7.11 et 7.16 on trouve :

$$\vec{z} \int_{P \in S} \overline{GP} \wedge \vec{v}(P \in S / R) dm = \int_{P \in S} \omega r^2 dm \quad \text{Équation 7.17}$$

Des équations 7.6 et 7.16, on peut écrire :

$$\vec{z} \vec{\delta}_{G,S/R} = \vec{z} \frac{d}{dt} \left[\int_{P \in S} \overline{GP} \wedge \vec{v}(P \in S / R) dm \right] \quad \text{Équation 7.18}$$

Le vecteur \vec{z} étant fixe dans le repère galiléen (R) , en l'introduisant dans l'intégrale et d'après l'équation 7.17 on peut réécrire l'équation 7.18, de la façon suivante :

$$\begin{aligned} \vec{z} \vec{\delta}_{G,S/R} &= \frac{d}{dt} \left[\int_{P \in S} \vec{z} \left[\overline{GP} \wedge \vec{v}(P \in S / R) \right] dm \right] \\ &= \frac{d}{dt} \left[\int_{P \in S} r^2 \omega dm \right] \\ &= \left[\int_{P \in S} r^2 dm \right] \frac{d\omega}{dt} \end{aligned} \quad \text{Équation 7.19}$$

On introduisant le moment d'inertie (I) du solide (S) de toutes les lames du rotor en mouvement par rapport à l'axe de rotation (Δ) , donné par :

$$I = \left[\int_{P \in S} r^2 dm \right]$$

On peut réécrire l'équation 7.19, de la façon suivante :

$$\vec{z} \vec{\delta}_{G,S/R} = \left[\int_{P \in S} r^2 dm \right] \frac{d\omega}{dt} = I \left(\frac{d\omega}{dt} \right) \quad \text{Équation 7.20}$$

De l'équation 7.20, ou plus particulièrement de l'équation 7.6, on peut montrer que la direction du moment dynamique $\vec{\delta}_{G,S/R}$ suit le vecteur \vec{z} .

Les forces qui s'appliquent sur un point (P) autour d'un élément de masse (dm) appartenant à une lame donnée du solide (S) , sont représentées sur la figure 7.13.

Par déduction, les forces qui s'appliquent sur l'ensemble des lames du rotor, c'est-à-dire sur le solide (S) sont les mêmes. Or, le mouvement du solide (S) est un mouvement de rotation. Calculons le couple de ces forces sur le solide (S).

Soit $d\vec{F}_{j,P \in S/R}$ un élément d'une force $\vec{F}_{j,S/R}$ parmi les (j) forces qui s'appliquent sur un élément de masse (dm) autour du point (P) du solide (S) alors le couple \vec{C}_j de la force \vec{F}_j est donnée par l'expression suivante :

$$\vec{C}_j = \int_{P \in S} \overline{GP} \wedge d\vec{F}_{j,P \in S/R} \quad \text{Équation 7.21}$$

Des équations 7.10 et 7.21, on déduit que :

$$\vec{z} \vec{\delta}_{G,S/R} = \vec{z} \sum_j \vec{C}_j \quad \text{Équation 7.22}$$

Donc, d'après les équations 7.20 et 7.22, on trouve :

$$I_s \left(\frac{d\omega}{dt} \right) = \vec{z} \sum_j \vec{C}_j = \sum_j C_j \quad \text{Équation 7.23}$$

Où :

- C_{Tg} Le couple représentant les forces tangentielles \vec{f}_{Tg} ,
- C_{em} Le couple électromécanique généré par le moteur électrique \vec{f}_{em} ,
- C_0 Le couple électromagnétique généré par le moteur électrique dans un raffinage à vide (incluant les turbulences à basse consistance) $\vec{f}_{fri-mecca}$

En remplaçant les expressions de ces couples dans l'équation 7.23, on obtient l'équation différentielle suivante :

$$I_s \frac{d\omega}{dt} = \left(-C_{Tg} - C_0 + C_{em} + \vec{z} \int_{P \in S} \overline{GP} \wedge d\vec{F}_{\eta,P \in S/R} \right) \quad \text{Équation 7.24}$$

On note :

$$\vec{C}_\eta = \int_{P \in S} \overline{GP} \wedge d\vec{F}_{\eta,P \in S/R},$$

\overline{C}_η Représente le couple de la force de résistance ou de frottement provoqué par le fluide sur le mouvement des lames du rotor et généré par sa viscosité dynamique.

Pour ne pas encombrer les expressions mathématiques qui suivent, nous notons :

$$\|\overline{GP}\| = r \text{ et } d\vec{F}_\eta = -d\vec{F} \text{ et } \|\overline{C}_\eta\| = C.$$

7.8 Détermination du couple de la force de résistance du fluide (fibre et liquide) C_η

Pour calculer le couple des forces de résistance du fluide, pendant la percussion au moment de l'entrecroisement, on doit d'abord exprimer l'expression locale de l'élément de la force dF_η qui s'applique sur un élément de masse $dm(P)$ autour d'un point (P) appartenant à l'ensemble (S) des rotors en mouvement. Cet élément de force est généré par la viscosité dynamique du fluide de la suspension fibreuse.

La distance qui sépare les deux lames en croisement, c'est-à-dire l'entrefer, est extrêmement petite par rapport aux dimensions du raffineur. Pour le raffineur du CRML, l'entrefer peut atteindre la valeur minimale de 0,2 mm, les lames du rotor et du stator sont très lisses et ne comporte pas de rugosité (voir la figure 7.15).



Figure 7.15 Lames lisses d'un raffineur et absence de rugosité apparente sur ces lames.

D'autre part lorsque les parois sont lisses, l'expérience montre que les turbulences sont très amorties près de celle-ci dans une couche mince appelée sous-couche visqueuse [98]. Il est connu expérimentalement que la vitesse moyenne du fluide à la limite des parois est égale à celle de la paroi, de plus l'énergie cinétique de la turbulence peut être considérée nulle à la limite des parois [98]. Selon le même auteur, on déduit que les couches minces du fluide en écoulement dans la zone de l'entrefer glissent avec frottement les unes sur les autres sans se mélanger, en d'autres termes, la sous-couche visqueuse englobe toute la zone de l'entrefer à cause de la valeur très petite de l'entrefer. Il faut noter aussi que la vitesse des floes est faible dans la zone des entrefers comme il a été mis en évidence par la photographie à haute résolution prise dans la zone de raffinage [9, 21].

Toutes les observations précédentes prouvent que le fluide (la suspension fibreuse), qui s'écoule dans l'entrefer, est newtonien.

Sur la figure 7.16, la couche supérieure du fluide exerce une force $d\vec{F}$ sur la couche inférieure.

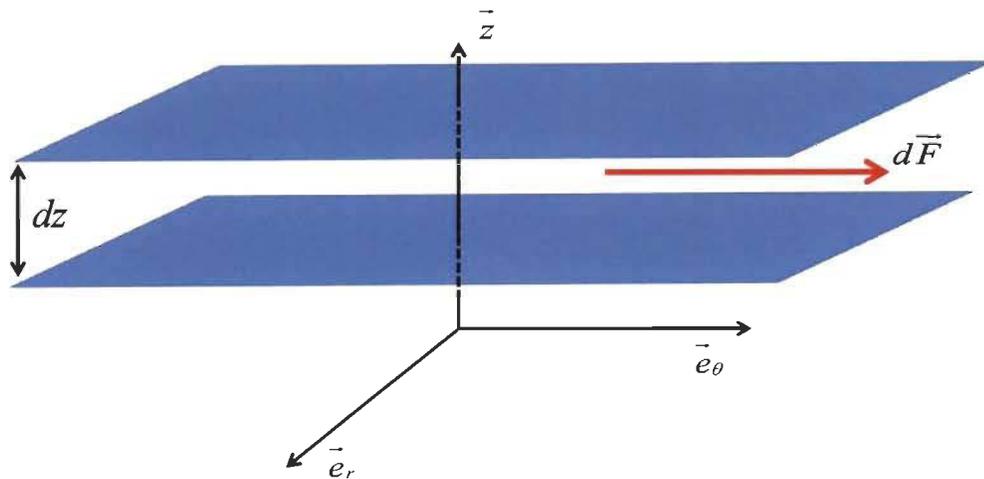


Figure 7.16 Force de viscosité agissant dans un fluide.

Puisque le fluide est censé être newtonien, son expression est donnée par [96, 97] :

$$\frac{d\vec{F}}{ds} = \eta \left(\frac{dv}{dz} \right) \vec{e}_\theta$$

Équation 7.25

La vitesse des amas des fibres dans la zone de l'entrefer étant faible [9, 21], et l'écoulement étant supposé laminaire, on peut montrer que la vitesse d'écoulement entre les lames est linéaire [97, 109].

L'équation 7.25, peut s'exprimer comme suit :

$$dF = \eta \frac{v}{e} ds \quad \text{Équation 7.26}$$

Avec;

e Entrefer entre les lames du stator et du rotor.

La vitesse (v) de la couche supérieure du fluide en écoulement entre les lames du rotor et du stator est exactement la vitesse de rotation de la lame du rotor. D'où :

$$dF(r) = \eta \frac{r\omega}{e} ds \quad \text{Équation 7.27}$$

Le couple total de la force de friction où de la viscosité dynamique qui s'exerce sur l'ensemble des lames du rotor en mouvement est alors :

$$\vec{C} = \int r \Lambda d\vec{F}_\eta(r) = \int r \Lambda (-d\vec{F}(r)) \quad \text{Équation 7.28}$$

Le signe (-) indique qu'on a pris en compte la force qu'exerce le fluide sur les lames déduites selon le principe des actions mutuelles.

La projection de l'équation 7.28 suivant l'axe (\vec{z}) donne :

$$\vec{C} \vec{z} = -C = - \int r dF(r) \quad \text{Équation 7.29}$$

Le raffineur Metso, qui est composé par une partie plate et une autre conique, est illustré à la figure 7.17 :

On développe l'équation 7.29 par addition du couple $\left(\int r dF(r) \right)_{conique}$ généré dans la zone conique, de la manière suivante :

$$C = \left(\int r dF(r) \right)_{plat} + \left(\int r dF(r) \right)_{conique}$$

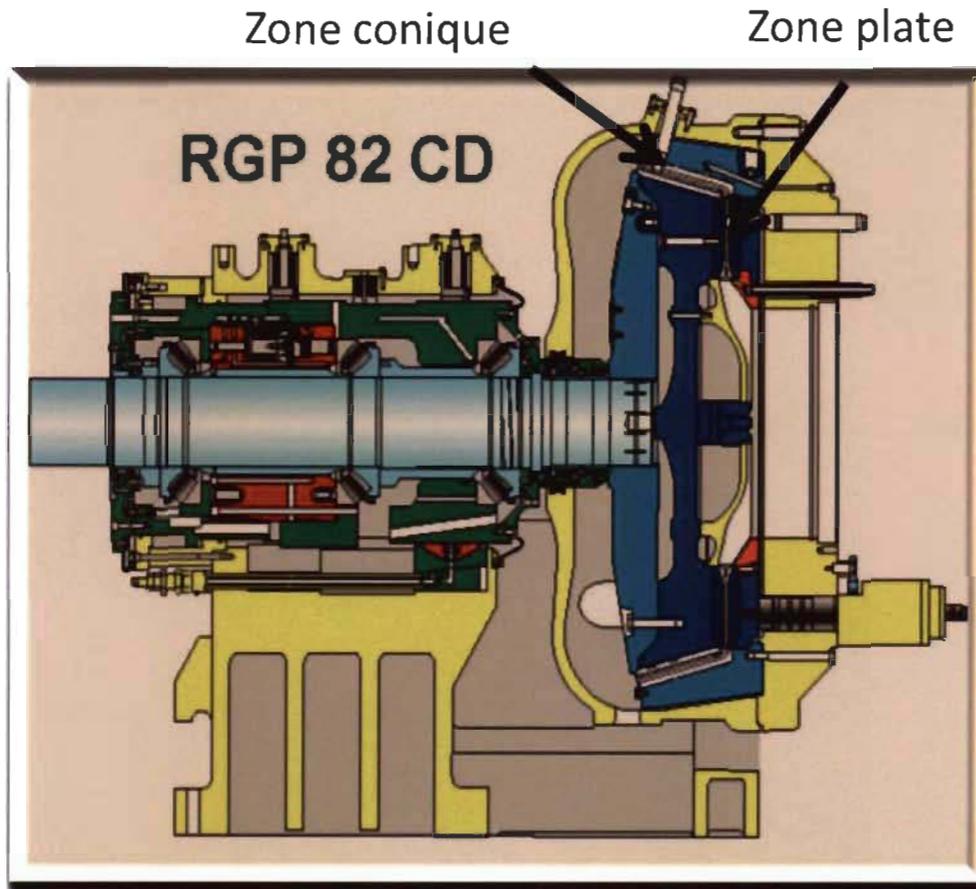


Figure 7.17 Type de raffineur doté d'une zone plate et d'une autre conique.

En remplaçant l'expression de la force $dF(r)$ par son expression à partir de l'équation 7.27, le couple (C) devient :

$$C = \int r \eta \frac{r\omega}{e} ds + \left(\int r dF(r) \right)_{conique}$$

$$C = \eta \frac{\omega}{e} \int r^2 ds + \left(\int r dF(r) \right)_{conique}$$

À la position radiale (r), un élément de surface (ds) d'une lame contenue dans la zone plate (voir la figure 7.18), peut s'exprimer dans un repère polaire $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta)$ selon la formule suivante : $ds = r dr d\theta$

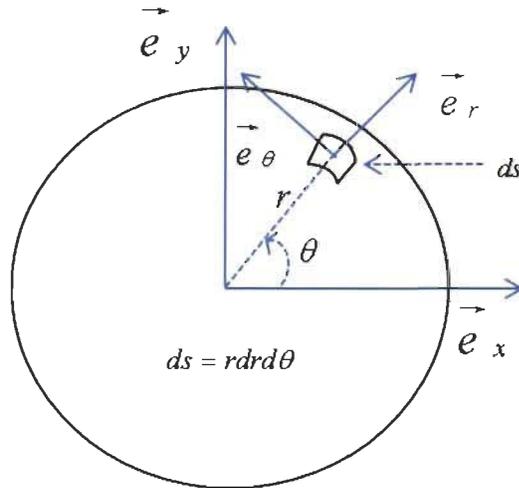


Figure 7.18 Élément de surface d'une lame dans la zone plate (ds) dans un repère polaire $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta)$.

De l'expression de la surface ds ci-dessus, on exprime le couple (C) par :

$$C = \eta \frac{\omega}{e} \int r^3 dr d\theta + \left(\int r dF(r) \right)_{\text{conique}}$$

Pour prendre en compte l'effet de la viscosité du fluide dans les gorges du raffineur (espace séparant deux lames du raffineur), on doit intégrer l'angle θ de 0 à 2π et bien évidemment le rayon (r) varie dans la zone de raffinage entre les valeurs $r = R_1$ et $r = R_2$. D'où :

$$C = \eta \frac{\pi \omega}{e} \frac{R_2^4 - R_1^4}{2} + \left(\int r dF(r) \right)_{\text{conique}} \quad \text{Équation 7.30}$$

Exprimons l'expression de la force $dF(r)$ dans la zone conique :

Exprimons maintenant $dF(r)$ dans la zone conique. L'expression de l'élément de surface (ds) dans un repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z)$, d'une lame dans la partie conique, est donnée par (voir la figure 7.19) :

$$ds = r d\theta \frac{dr}{\sin(\theta_c)}$$

Avec;

θ_c

Angle du cône.

Angle du cône du raffineur

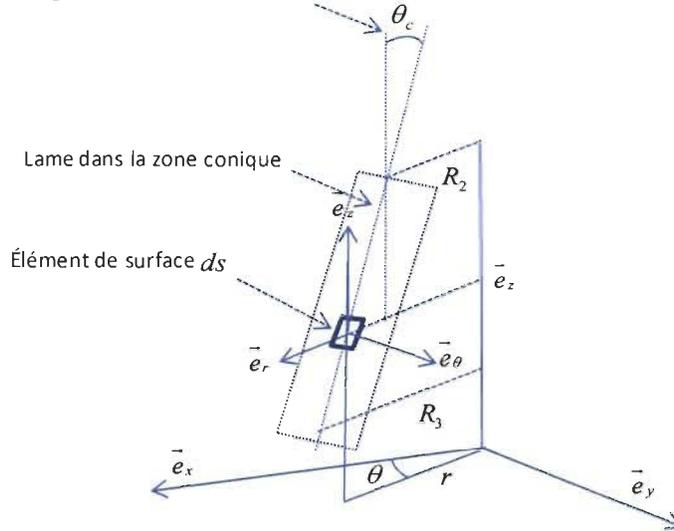


Figure 7.19 Élément de surface d'une lame dans la zone conique (ds) dans un repère cylindrique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z)$.

En remplaçant la force $dF(r)$ par son expression à l'équation 7.27, on obtient le couple généré dans la partie conique :

$$\left(\int r dF(r) \right)_{conique} = \frac{\eta \omega}{e_c \sin(\theta_c)} \int r^3 d\theta dr \quad \text{Équation 7.31}$$

Avec;

e_c

Entrefer dans la zone conique du raffinage.

Pour prendre en compte l'effet de la viscosité du fluide entre les lames du rotor (les gorges du raffineur), on doit intégrer l'angle θ entre 0 et 2π . Le rayon (r) varie dans la zone conique du raffineur entre la valeur $r = R_2$ et $r = R_3$. On a :

$$\left(\int r dF(r) \right)_{conique} = \frac{2\pi \eta \omega}{e_c \sin(\theta_c)} \left[\frac{R_3^4 - R_2^4}{4} \right] \quad \text{Équation 7.32}$$

Le terme R_3 peut s'écrire sous la forme suivante (voir la figure 7.20) :

$$R_3 = R_2 + l_c \sin(\theta_c) \quad \text{Équation 7.33}$$

l_c La longueur de la zone de raffinage de la partie conique (voir la figure 7.20).

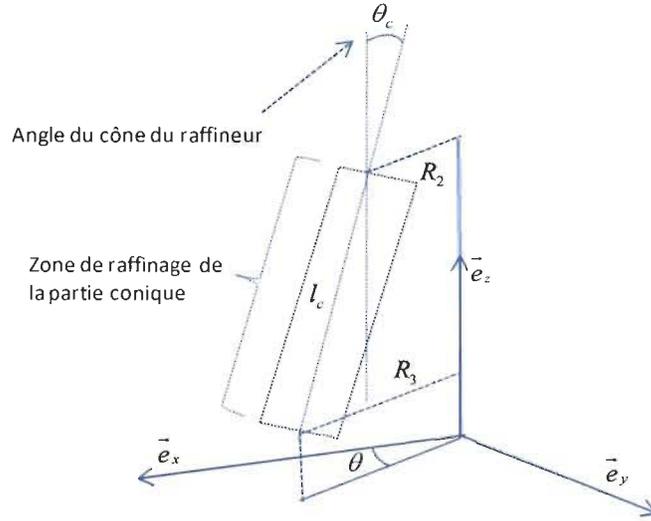


Figure 7.20 Illustration de la distance de la zone conique de raffinage en fonction des paramètres géométriques du raffineur.

Le couple total de la force due à la viscosité s'obtient à partir des équations 7.30, 7.32 et 7.33 :

$$C = \eta \frac{\pi \omega}{e} \frac{R_2^4 - R_1^4}{2} + \frac{2\pi \eta \omega}{e_c \sin(\theta_c)} \left[\frac{(R_2 + l_c \sin(\theta_c))^4 - R_2^4}{4} \right]$$

Ou bien :

$$C = \left(\frac{\pi (R_2^4 - R_1^4)}{e} + \frac{\pi}{e_c \sin(\theta_c)} \left[\frac{(R_2 + l_c \sin(\theta_c))^4 - R_2^4}{2} \right] \right) \eta \omega \quad \text{Équation 7.34}$$

On pose :

$$k = \left(\frac{\pi (R_2^4 - R_1^4)}{e} + \frac{\pi}{e_c \sin(\theta_c)} \left[\frac{(R_2 + l_c \sin(\theta_c))^4 - R_2^4}{2} \right] \right)$$

D'où :

$$C_\eta = k \eta \omega \quad \text{Équation 7.35}$$

7.9 Détermination de l'équation différentielle caractéristique du procédé de raffinage

Après avoir déterminé l'expression du couple généré par l'effet de la viscosité (voir l'équation 7.35) et en le reportant dans l'équation 7.24, on obtient l'équation différentielle suivante :

$$\frac{d\omega}{dt} + k \frac{\eta}{I} \omega - \frac{1}{I} (C_{em}(t) - C_0 - C_{Tg}) = 0 \quad \text{Équation 7.36}$$

L'équation 7.36 décrit les couples des forces mises en jeu lors de la percussion des fibres par les lames du rotor en fonction de l'énergie cinétique de la lame. Il traduit la transformation de l'énergie cinétique des lames en forces sur les fibres.

La consommation de la puissance électrique est enregistrée dans une base de données et peut être visualisée en temps réel sur un ordinateur selon la courbe présentée à la figure 7.21, ce qui nous permettra d'étudier son évolution au cours du temps.

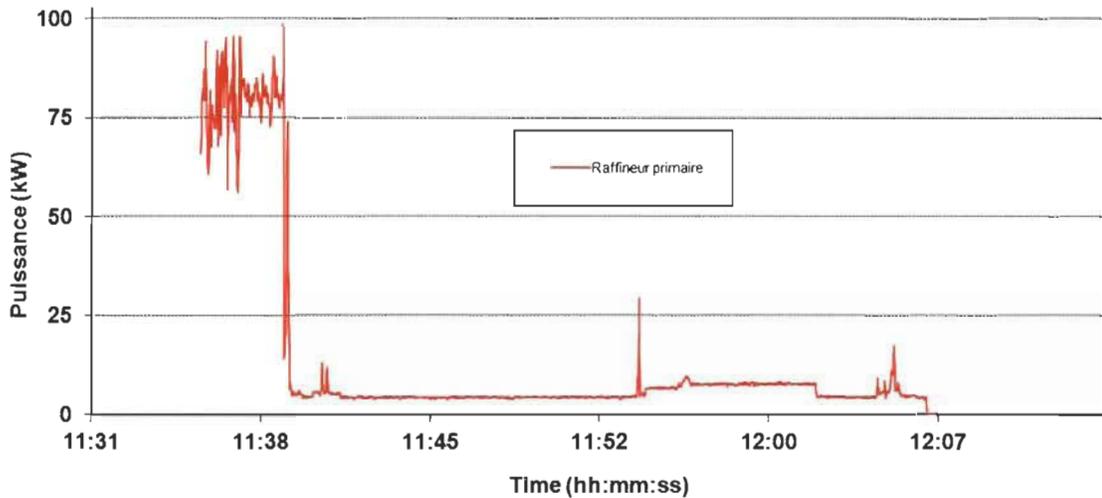


Figure 7.21 Consommation instantanée d'électricité dans le procédé de raffinage.

Cette perturbation de la consommation électrique traduit la réponse du moteur électrique à la consigne de commande envoyée par le capteur de position. Il faut noter que la réponse du moteur électrique ne s'effectue que lorsque les capteurs de forces détectent une diminution de ($P\%$) de la vitesse du rotor. Notons aussi que lorsque la puissance électrique augmente alors cela entraînera une augmentation de l'énergie cinétique du solide, en mouvement de rotation, composée par le rotor et le moteur électrique.

Tel que discuté précédemment, l'équation différentielle de la percussion des floes et des lames en mouvement est donnée par (voir l'équation 7.36) :

$$\frac{d\omega}{dt} + k \frac{\eta}{I} \omega - \frac{1}{I} (C_{em}(t) - C_0 - C_{I_g}) = 0$$

Cette équation est valable chaque fois qu'il y aura un entrecroisement des lames du stator et celles du rotor.

7.9.1 Détermination du couple des forces au moment de la percussion.

Dans cette section, nous étudierons mécaniquement le système encadré à la figure 7.22. Ce système est composé de l'arbre du rotor relié au raffineur.

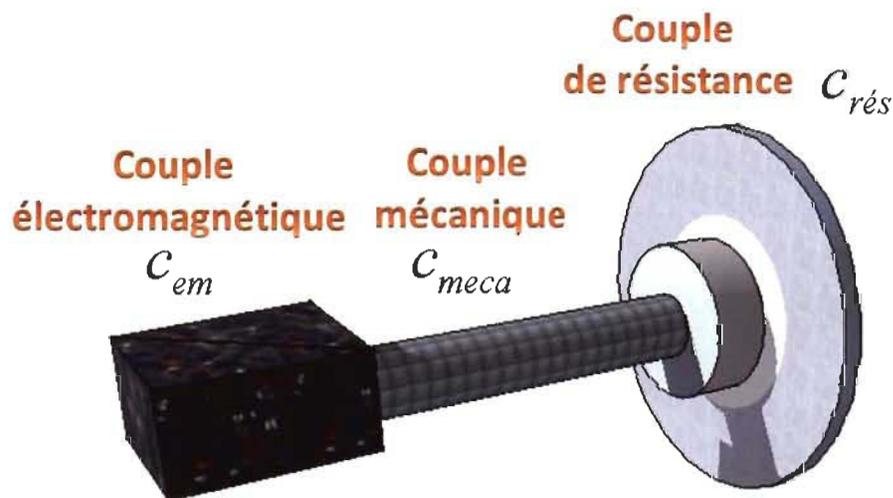


Figure 7.22 Trois types de couples ($c_{em}, c_{meca}, c_{rés}$) exercés sur l'arbre du moteur électrique.

Pendant le procédé de raffinage, la vitesse de rotation varie entre une valeur minimale et une valeur maximale, contrôlée par le capteur de position (de vitesse). D'un point de vue physique, la courbe caractéristique de la vitesse de rotation atteint un minimum et un maximum, c'est-à-dire il existe un instant t_0 où la dérivée par rapport au temps de la vitesse de rotation $\omega(t)$ s'annule. On a donc que :

$$\left. \frac{d\omega(t)}{dt} \right|_{t_0} = 0$$

Équation 7.37

Avec :

t_0 Corresponds à un extremum de la fonction caractéristique de la vitesse de rotation en fonction du temps.

En introduisant le moment d'inertie I_{totale} du solide (S) composé par la partie en mouvement de rotation du couple moteur et raffineur, on peut réécrire l'équation 7.37 de la façon suivante :

$$\left. \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_{totale} \omega^2(t) \right) \right]_{t_0} = 0$$

Ou encore :

$$\left. \frac{dT_{totale}}{dt} \right]_{t_0} = 0 \quad \text{Équation 7.38}$$

Avec;

T_{totale} Énergie cinétique de la partie mobile du moteur électrique et du raffineur.

Or, selon le théorème de l'énergie cinétique appliqué sur le système (S) étudié, on peut écrire :

$$\left. \frac{dT_{totale}}{dt} \right]_{t_0} = C_{em}(t) - (C_{meca}(t) + C_{rés}) \quad \text{Équation 7.39}$$

Avec;

$C_{rés}(t)$ Couple résistant à la rotation du système étudié composé par la partie mobile du moteur électrique et du raffineur.

D'après les équations 7.38 et 7.39, on a à l'instant (t_0) :

$$C_{meca}(t) = C_{em}(t) - C_{rés} \quad \text{Équation 7.40}$$

7.9.2 Étude du couple $C_{res}(t)$ de la résistance mise en jeu au voisinage de l'instant t_0

Pendant l'entrecroisement des lames du stator et du rotor au cours duquel la vitesse de rotation atteindra un extremum, un mécanisme électrique entre en jeu : lorsque la vitesse limite (maximum ou minimum) est atteinte, le régulateur réagit. Cette réaction ne se produit pas immédiatement à cause du temps de réponse; le dispositif électronique mis en jeu dans le moteur électrique doit recevoir l'information de la part du capteur de position puis acheminer une consigne au moteur électrique soit de diminuer ou d'augmenter la vitesse de rotation selon l'extremum de la vitesse de rotation (maximum ou minimum). La réponse du moteur électrique se produira avec un retard de $\varepsilon(t_0)$ (temps de réponse).

On conclut que le maximum de la vitesse de rotation, ainsi que son minimum, seront obtenues, forcément, à l'instant de la percussion t_p décalée de t_0 , c'est-à-dire à un instant $t_p = t_0 - \varepsilon(t_0)$.

Pendant ce laps de temps $\varepsilon(t_0)$ un phénomène généré par le principe de l'action mutuelle des forces intervient. En effet, à l'instant (t_p) une onde mécanique est transmise lors de la percussion de la lame en mouvement dans la suspension fibreuse, générée par les forces transmises au moment de cisaillement des floes. Ces forces ont un effet dévastateur au cours du temps sur la lame, puisqu'à la longueur du temps les lames s'usent [2, 3]. Cette onde mécanique à son tour se transmet à la suspension fibreuse qui est en contact avec les lames du rotor et selon le principe de l'action mutuelle, la suspension fibreuse fournit une force qui résiste à cette onde mécanique. Ce phénomène se produit très rapidement pendant une période temporelle de l'ordre de $\varepsilon(t_0)$. Cette force de résistance à l'onde mécanique définit aussi le couple de la force générée par la viscosité (η) de la suspension fibreuse.

D'après ce qui précède, on peut écrire, au voisinage de (t_0) :

$$C_{res}(t) = C_{Tg} - k\eta\omega(t) + C_{fri-meca} \quad \text{Équation 7.41}$$

Avec;

$C_{meca}(t)$ Couple de la puissance mécanique délivrée sur l'arbre du rotor, lors du traitement des fibres;

$C_{em}(t)$ Couple des forces électromagnétiques générées par les bobines du moteur électrique après la percussion des fibres avec les lames pendant l'entrecroisement à l'instant (t);

C_{Tg} Couple des forces représentant les forces tangentielles des fibres sur les lames du rotor;

$C_{fri-meca}$ Frictions mécaniques des liaisons de l'ensemble mécanique du raffineur et du moteur électrique incluant l'effet des turbulences à basse consistance.

Le couple des frictions mécaniques $C_{fri-meca}$ incluant les turbulences à basse consistance est égal au couple C_0 d'où :

$$C_{fri-meca} = C_0 \quad \text{Équation 7.42}$$

De l'équation 7.40, on déduit la relation suivante (voir la figure 7.23) :

$$C_{em}(t) = C_{meca}(t) + C_{Tg} - k\eta\omega(t) + C_{fri-meca} \quad \text{Équation 7.43}$$

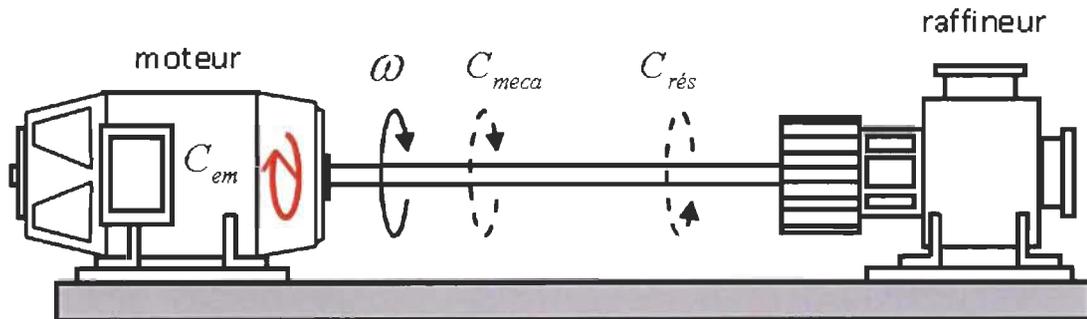


Figure 7.23 Bilan des couples des forces exercées sur l'arbre du moteur électrique.

En introduisant la puissance mécanique fournie par le moteur électrique $P_{meca}(t)$, le couple $C_{meca}(t)$ transmis sur l'arbre du rotor s'obtient par l'expression suivante :

$$C_{meca}(t) = \frac{P_{meca}(t)}{\omega} \quad \text{Équation 7.44}$$

Des équations 7.43 et 7.44, on obtient au voisinage de t_0 :

$$C_{em}(t) - C_{Tg} + k\eta\omega(t) - C_{fri-meca} = \frac{P_{meca}(t)}{\omega} \quad \text{Équation 7.45}$$

D'autre part, on a montré que l'évolution de l'entrecroisement peut être décrite par l'équation différentielle (voir l'équation 7.36) :

$$\frac{d\omega}{dt} + k\frac{\eta}{I}\omega - \frac{1}{I}(C_{em}(t) - C_0 - C_{Tg}) = 0$$

Cette équation est valable au voisinage du moment de la percussion (t_p), c'est-à-dire au voisinage de $[t_0 - \varepsilon(t)]$. Nous exprimons le terme des couples contenus dans l'équation différentielle (voir l'équation 7.36) au voisinage de $[t_0 - \varepsilon(t)]$.

À l'intersection du voisinage de (t_0) et $[t_0 - \varepsilon(t)]$, et en combinant les équations 7.36 et 7.45, on peut écrire :

$$\begin{cases} \frac{d\omega}{dt} + \frac{k\eta}{I}\omega - \frac{1}{I}(C_{em}(t) - C_0 - C_{Tg}) = 0 \\ C_{em}(t) - C_{Tg} + k\eta\omega(t) - C_{fri-meca} - \frac{P_{meca}(t)}{\omega} = 0 \end{cases} \quad \text{Équation 7.46}$$

Le rendement est une constante qui caractérise chaque moteur électrique, elle est donnée par le rapport entre la puissance mécanique délivrée (utile) et la puissance électrique absorbée [110]. Ce qui s'exprime par la relation suivante :

$$P_{meca}(t) = \rho P_{tot}(t), \quad \text{Équation 7.47}$$

Avec;

$P_{meca}(t)$	La puissance mécanique délivrée à l'arbre du moteur électrique;
ρ	Le rendement, caractéristique de chaque moteur électrique.

Remarque - Le rendement du moteur électrique du CRML est estimé à 85%.

D'après ce qui précède, on peut affirmer qu'au moment de la percussion et au voisinage de t_0 , on peut considérer l'équation différentielle suivante par la combinaison des équations 7.42, 7.46 et 7.47 :

$$\frac{d\omega(t)}{dt} + k \frac{\eta}{I} \omega(t) - \frac{1}{I} \left(-\eta \omega(t) + \rho \frac{P_{tot}(t)}{\omega(t)} \right) = 0 \quad \text{Équation 7.48}$$

Après simplification, cette équation devient :

$$\frac{d\omega^2(t)}{dt} + \frac{4k\eta}{I} \omega^2(t) = \frac{2}{I} \rho P_{tot}(t) \quad \text{Équation 7.49}$$

La résolution de l'équation différentielle 7.49, permettra de quantifier l'évolution de la viscosité dynamique pendant l'entrecroisement.

7.10 Résolution de l'équation différentielle.

L'équation différentielle caractéristique du procédé de raffinage que nous avons démontré est donnée par l'équation 7.49.

Notre objectif principal est d'étudier l'équation 7.49 afin d'en trouver l'expression de la viscosité dynamique (η). Du point de vue mathématique il serait simple de l'exprimer directement connaissant les expressions de la vitesse de rotation $\omega(t)$ et de la puissance totale $P(t)$ en fonction du temps. Malheureusement, aucune étude n'a été effectuée dans ce sens afin d'exprimer par une relation mathématique ces deux paramètres.

Pour contourner cet épineux problème, nous allons utiliser l'information connue de ces deux paramètres dans des instants précis au moment du raffinage. Commençons par résoudre l'équation différentielle pour l'inconnue $\omega^2(t)$.

Multiplions les deux membres de l'équation 7.49, par le facteur intégrant :

$$\exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)$$

L'équation différentielle 7.49 pour s'écrire sous la forme équivalente :

$$\exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)\left(\frac{d\omega^2(t)}{dt}\right) + \exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)\left(\frac{4k\eta}{I}\omega^2(t)\right) = \exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)\left(\frac{2}{I}\rho P_{tot}(t)\right)$$

Ou encore, après comparaison avec une dérivation par partie de la fonction

$$\frac{d}{dt}\left[\exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)\omega^2(t)\right] = \exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)\left(\frac{2}{I}\rho P_{tot}(t)\right)$$

Après intégration de part et d'autre de l'égalité ci-dessus on trouve :

$$\exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)\omega^2(t) = \int \left[\exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)\frac{2}{I}\rho P_{tot}(t)\right] dt + k_0$$

Avec;

k_0 Constante d'intégration.

En isolant $\omega^2(t)$ on trouve :

$$\omega^2(t) = \frac{\int \left[\exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)\frac{2}{I}\rho P_{tot}(t)\right] dt + k_0}{\exp\left(\int \frac{4k\eta}{I} dt\right)} \quad \text{Équation 7.50}$$

On trouve :

$$\omega^2(t) = \frac{2}{I}\rho \frac{\int_{x=0}^{x=t} \left[\exp\left(\frac{4k\eta}{I}x\right)P_{tot}(x)\right] dx + c_0}{\exp\left(\frac{4k\eta}{I}t\right)} \quad \text{Équation 7.51}$$

Avec :

$$c_0 = \frac{Ik_0}{2\rho \exp(z)}$$

L'extremum correspond à un minimum. Dans ce qui suit, nous allons utiliser les propriétés connues de la vitesse de rotation à des instants donnés. Pour trouver une relation mathématique qui la caractérise, nous devons analyser la solution 7.51, en réécrivant cette solution :

$$\omega^2(t) = \frac{\int_{x=0}^{x=t} \left[\exp\left(\frac{4k\eta(x)}{I}x\right) \frac{2}{I} \rho P_{tot}(x) \right] dx + k_0}{\exp\left(\frac{4k\eta(t)}{I}t\right)} \quad \text{Équation 7.52}$$

Où :

$$k_0 = \frac{2}{I} \rho c_0 \quad \text{Équation 7.53}$$

En prenant l'origine du temps comme étant l'entrecroisement et si on considère que pendant chaque percussion la puissance électrique augmente la vitesse de rotation de x_m % (on appellera x_m , le taux d'augmentation local) alors au début de l'entrecroisement, soit pour $t=0$, on a :

$$\omega(t=0) = (1 - x_m) \omega_{\min} \quad \text{Équation 7.54}$$

Mais :

$$\omega_{\min} = \left(1 - \frac{P}{100}\right) \omega_0$$

D'où :

$$\omega(t=0) = \omega_0 (1 - x_m) \left(1 - \frac{P}{100}\right) \quad \text{Équation 7.55}$$

À partir des équations 7.53 et 7.55 on écrit :

$$\omega_0^2 (1 - x_m)^2 \left(1 - \frac{P}{100}\right)^2 = \frac{2}{I} \rho c_0$$

Et :

$$c_0 = \frac{I}{2\rho} \omega_0^2 (1-x_m)^2 \left(1 - \frac{P}{100}\right)^2 \quad \text{Équation 7.56}$$

En remplaçant l'expression de la constante c_0 de l'équation 7.56, dans l'équation 7.51 on obtient :

$$\omega^2(t) = \frac{2}{I} \rho \frac{\int_{x=0}^{x=l} \left[\exp\left(\frac{4k\eta}{I}x\right) P_{tot}(x) \right] dx + \frac{I}{2\rho} \omega_0^2 (1-x_m)^2 \left(1 - \frac{P}{100}\right)^2}{\exp\left(\frac{4k\eta}{I}t\right)} \quad \text{Équation 7.57}$$

Il est intéressant de déterminer l'évolution de la viscosité en fonction du temps pendant une percussion, ce qui nous amène à résoudre l'équation 7.57 connaissant l'évolution de la vitesse de rotation et la consommation électrique en fonction du temps. Néanmoins à ce stade nous allons déterminer seulement la moyenne de la viscosité afin de simplifier la complexité du calcul et avoir une idée sur la valeur approximative de la viscosité du fluide.

Soit η_{moy} la valeur moyenne de la viscosité, sur l'entrecroisement des lames du stator et celle du rotor. Si on prend $P_{tot}(x=t)$ la moyenne de la puissance consommée sur l'intervalle du temps $[0, t_0]$ on trouve :

$$\omega^2(t) = \exp\left(-\frac{4k\eta(t)}{I}t\right) \left(\omega_0^2 (1-x_m)^2 \left(1 - \frac{P}{100}\right)^2 + \int_{x=0}^{x=l} \left[\exp\left(\frac{4k\eta(t)}{I}x\right) \frac{2}{I} \rho P_{tot}(x) \right] dx \right) \quad \text{Équation 7.58}$$

Si on prend $P_{tot}(x=t)$, la moyenne de la puissance consommée sur l'intervalle de temps $[0, t_0]$ et après intégration de l'équation 7.58, on obtient :

$$\omega^2(t) = \exp\left(-\frac{4k\eta_{moy}}{I}t\right) \left(\omega_0^2 (1-x_m)^2 \left(1 - \frac{P}{100}\right)^2 + \rho \frac{P_{tot}}{2\eta} \left[\exp\left(\frac{4k\eta_{moy}}{I}t\right) - 1 \right] \right) \quad \text{Équation 7.59}$$

Le temps (t) est très petit, un développement limité au voisinage de 0 à l'ordre 1 de la fonction exponentielle permet d'écrire :

$$\exp\left(-\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right) \approx 1 - \frac{4k\eta_{moy}t}{I} \text{ et } \exp\left(\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right) \approx 1 + \frac{4k\eta_{moy}t}{I}$$

en remplaçant les expressions des équations ci-dessus dans l'équation 7.59, on trouve :

$$\begin{aligned} \omega^2(t) &= \omega_{\min}^2 (1-x_m)^2 \exp\left(-\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right) + 2\rho \frac{P_{tot}}{4k\eta_{moy}} \left(1 - \exp\left(-\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right)\right) \\ &= \omega_{\min}^2 (1-x_m)^2 - \frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega_{\min}^2 (1-x_m)^2 t + 2 \frac{\rho P_{tot}}{I} (x=t) t \end{aligned}$$

Avec :

$$\omega_{\min} = \left(1 - \frac{P}{100}\right) \omega_0$$

En factorisant par (t), on obtient l'expression suivant :

$$\omega^2(t) = \omega_{\min}^2 (1-x_m)^2 + \left[-\frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega_{\min}^2 (1-x_m)^2 + 2 \frac{\rho P_{tot}}{I} \right] t$$

Le taux d'augmentation local x_m est très petit, on peut le négliger devant 1 on obtient :

$$\omega^2(t) = \omega_{\min}^2 + \left[-\frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega_{\min}^2 + 2 \frac{\rho P_{tot}}{I} \right] t \quad \text{Équation 7.60}$$

Avec :

$$k = \left(\frac{\pi (R_2^4 - R_1^4)}{e \cdot 2} + \frac{\pi}{e_c \sin(\theta_c)} \left[\frac{(R_2 + l_c \sin(\theta_c))^4 - R_2^4}{2} \right] \right)$$

L'extremum correspond à un maximum. De la même manière en prenant l'origine du temps au début de l'entrecroisement. On aura à partir de l'équation 7.52 :

$$\omega^2(t) = \frac{\int_{x=0}^{x=l} \left[\exp\left(\frac{4k\eta(x)}{I}x\right) \frac{2}{I} \rho P_{tot}(x) \right] dx + k_0}{\exp\left(\frac{4k\eta(t)}{I}t\right)}$$

Avec :

$$k_0 = \frac{2}{I} \rho c_0$$

Si l'on considère que chaque percussion diminue la vitesse de rotation de x_m %, alors au début de l'entrecroisement on a :

$$\text{Lorsque, } t=0 \text{ alors } \omega(t=0) = \omega_0(1-x_m),$$

La constante (k_0) se déduit à partir de l'équation 7.52 comme suit :

$$k_0 = \omega_0^2(1-x_m)^2$$

En remplaçant la constante (k_0) par son expression dans l'équation 7.52, on obtient :

$$\omega^2(t) = \exp\left(-\frac{4k\eta(t)}{I}t\right) \left(\omega_0^2(1-x_m)^2 + \int_{x=0}^{x=l} \left[\exp\left(\frac{4k\eta(t)}{I}x\right) \frac{2}{I} \rho P_{tot}(x) \right] dx \right)$$

Équation 7.61

Puisqu'il est possible de déterminer l'évolution de la viscosité pendant un entrecroisement ce qui nous amène à résoudre l'équation plus haut par des méthodes très poussées. Néanmoins à ce stade nous allons déterminer seulement la moyenne de la viscosité, et avoir une idée sur la valeur approximative de la viscosité du fluide.

Soit η_{moy} la valeur moyenne de la viscosité sur l'entrecroisement des lames du stator et celle du rotor.

Si l'on prend $P_{tot}(x=t)$, la puissance moyenne consommée sur l'intervalle de temps $[0, t_0]$ alors après intégration de l'équation 7.61, on a :

$$\omega^2(t) = \exp\left(-\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right) \left(\omega_0^2(1-x_m)^2 + \rho \frac{P_{tot}(x=t)}{2k\eta_{moy}} \left[\exp\left(\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right) - 1 \right] \right)$$

Équation 7.62

Le temps (t) étant très petit, un développement limité au voisinage de 0 à l'ordre 1 de la fonction exponentielle permet d'écrire :

$$\exp\left(-\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right) \approx 1 - \frac{4k\eta_{moy}t}{I} \text{ et } \exp\left(\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right) \approx 1 + \frac{4k\eta_{moy}t}{I}$$

En remplaçant les expressions des équations ci-dessus dans l'équation 7.62, on trouve :

$$\omega^2(t) = \left(1 - \frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right) \left(\omega_0^2(1-x_m)^2\right) + \rho \frac{P_{tot}(x=t)}{2k\eta_{moy}} \left[\frac{4k\eta_{moy}t}{I}\right]$$

En factorisant par (t), on obtient l'expression suivant :

$$\omega^2(t) = \omega_0^2(1-x_m)^2 + \left[-\frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega_0^2(1-x_m)^2 + \frac{2\rho P_{tot}(x=t)}{I} \right] t \quad \text{Équation 7.63}$$

Le taux de diminution local x_m est très petit, on peut le négliger devant I , et l'équation 7.63 s'écrit sous la forme suivante :

$$\omega^2(t) = \omega_0^2 + \left[-\frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega_0^2 + \frac{2\rho P_{tot}(x=t)}{I} \right] t \quad \text{Équation 7.64}$$

Avec :

$$k = \left(\frac{\pi (R_2^4 - R_1^4)}{e} + \frac{\pi}{e_c \sin(\theta_c)} \left[\frac{(R_2 + l_c \sin(\theta_c))^4 - R_2^4}{2} \right] \right)$$

L'équation 7.64 décrit le phénomène de percussion des amas des fibres par les lames du rotor en fonction de la viscosité de la suspension fibreuse, le moment d'inertie des lames du rotor, la vitesse de rotation et la charge consommée.

En conclusion, au voisinage de l'instant correspondant à un extremum de la vitesse pendant l'entrecroisement des lames, la vitesse de rotation de ces dernières est régie par le système d'équations :

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega^2(t) = \omega_{\min}^2 + \left[-\frac{4k\eta_{\text{moy}}}{I} \omega_{\min}^2 + \frac{2\rho P_{\text{tot}}(x=t)}{I} \right] t \quad \text{avec, } \omega(t) \approx \omega_{\min} \\ \omega^2(t) = \omega_0^2 + \left[-\frac{4k\eta_{\text{moy}}}{I} \omega_0^2 + \frac{2\rho P_{\text{tot}}(x=t)}{I} \right] t \quad \text{avec, } \omega(t) \approx \omega_0 \\ k = \left(\frac{\pi (R_2^4 - R_1^4)}{e} + \frac{\pi}{e_c \sin(\theta_c)} \left[\frac{(R_2 + l_c \sin(\theta_c))^4 - R_2^4}{2} \right] \right) \\ \omega_{\min} = \omega_0 \left(1 - \frac{P}{100} \right) \end{array} \right.$$

7.11 Notion de bande passante

Considérons la dernière percussion, qui s'est produite dans un entrecroisement, à partir de laquelle le moteur électrique atteint le maximum de la rotation ω_0 (voir la figure 7.24).

Soit t_f la valeur de l'intervalle temporelle de la percussion (voir la figure 7.24). On prendra comme origine du temps le début de l'entrecroisement (voir la figure 7.24).

Nous avons antérieurement montré qu'au voisinage de ω_0 :

$$P_{\text{nette}}(t) = \left| \frac{dT}{dt} \right| \quad \text{Équation 7.65}$$

Nous avons montré que l'équation 7.65 est valable au voisinage de ω_0 . Néanmoins, dans le domaine de la physique, on peut accepter cette formule sur une bande de fréquence appelée la bande passante. Rappelons que la notion de la fréquence est liée à la vitesse de rotation par l'équation suivante :

$$\omega = 2\pi f \quad \text{Équation 7.66}$$

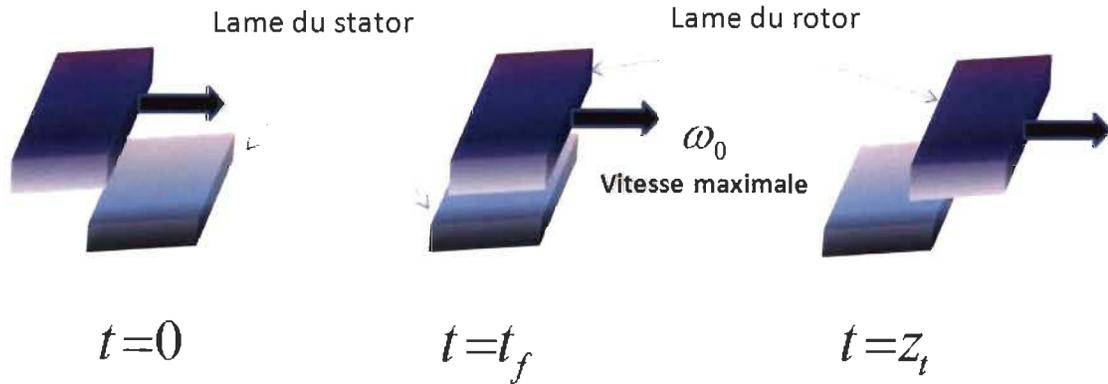


Figure 7.24 Subdivision d'un entrecroisement en trois étapes (t_0, t_f, t_z) lorsque la vitesse atteint son maximum (ω_0) .

Dans l'hypothèse où la caractéristique dynamique réelle du moteur électrique suit exactement la caractéristique dynamique idéale (moteur idéal), on peut dire que le moteur garde sa vitesse constante indépendamment de la charge, tolérable techniquement, sur le rotor.

Malgré les récents développements technologiques de pointe du moteur électrique qui ne cessent de croître, on ne pourra jamais générer une vitesse de rotation constante sous différentes charges, l'hypothèse de l'idéalité qu'on admet dans la pratique est valable seulement dans un intervalle de fréquence, définie sur un voisinage de la vitesse de rotation nominale ω_0 , inclus dans la bande passante délimitée par l'intervalle de fréquences :

$$f \in \left[\frac{\omega_0}{2\pi\sqrt{2}}, \frac{\omega_0}{2\pi} \right]$$

Dans cette bande passante, on admet que le moteur est idéal et assujetti à l'équation suivante :

$$P_{\text{nette}}(t) = \left| \frac{dT}{dt} \right| \quad \text{pour } \omega \in \left[\frac{\omega_0}{\sqrt{2}}, \omega_0 \right] \quad \text{Équation 7.67}$$

Remarque importante - Le raffineur est conçu pour fonctionner avec une vitesse de rotation appartenant toujours à la bande passante puisque on a toujours :

$$\omega_{\text{min}} \geq \frac{\omega_0}{\sqrt{2}}$$

Ce qui nous permettra d'accepter l'équation 7.67 pendant tout le processus de raffinage.

Dans la bande passante et au voisinage d'un extremum de la vitesse de rotation de $\omega(t)$, on peut écrire pour $t \geq t_f$:

$$P_{nette}(t) = \frac{1}{2} I \frac{\Delta\omega^2}{\Delta t} \quad \text{Lorsque la rotation est toujours en croissance,}$$

$$P_{nette}(t) = -\frac{1}{2} I \frac{\Delta\omega^2}{\Delta t} \quad \text{Lorsque la rotation est toujours en décroissance.}$$

Pendant la croissance de la rotation et après intégration de l'équation 7.67 entre les instants t_f et z_i (voir la figure 7.24), on peut écrire :

$$\omega^2(z_i) = \frac{2}{I} \int_{t_f}^{z_i} P_{nette}(t) dt + \omega^2(t_f) \quad \text{pour } t \geq t_f \quad \text{Équation 7.68}$$

7.12 Calcul de la viscosité

Pour calculer la viscosité dynamique, il est pratique d'étudier l'équation différentielle caractéristique d'un maximum de rotation, pour ne pas prendre en compte la valeur du paramètre P qui caractérise le taux de diminution critique qui est détectable par les capteurs de positions susceptibles de perdre leur précision. On étudiera alors l'équation suivante (voir équation 7.64) :

$$\omega^2(t) = \omega_0^2 + \left[-\frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega_0^2 + \frac{2\rho P_{tot}(x=t)}{I} \right] t$$

La viscosité sera déterminée directement par l'équation précédente après avoir calculé le temps de percussion t_f et la rotation $\omega(t_f)$ à l'instant t_f .

7.12.1 Détermination du temps de percussion t_f

La percussion s'effectue sur un intervalle de temps d'une longueur t_f infiniment petit, autour de t_0 , avec une force infiniment grande. Les résultats de la percussion dépendent

de l'intensité de la percussion, autrement dit même si le temps de percussion est infiniment petit des conséquences notables sont observées sur les résultats de raffinage.

On pourra avoir une idée de la valeur de t_f en analysant les courbes de mesures des forces saisies par le piézoélectrique (voir la courbe de la figure 7.11).

Quantification du temps de percussion t_f

Les symétries des lames du rotor et du stator sont identiques. Par conséquent, les temps de percussions dans les entrecroisements seront analogues, et on les symbolise par un seul symbole (t_f).

La valeur du temps de la percussion t_f peut être déterminée par l'étude de l'équation 7.68, après avoir déterminé la vitesse de rotation $\omega(t_f)$.

$$\omega^2(z_i) = \frac{2}{I} \int_{t_f}^{z_i} P_{nette}(t) dt + \omega^2(t_f) \quad \text{pour } t \geq t_f$$

À la phase finale du dernier entrecroisement, qui coïncide avec l'augmentation maximale de la vitesse de rotation ω_0 on a que :

$$\omega(z_i) = \omega_0$$

En remplaçant cette expression dans l'équation 7.68, on obtient :

$$\omega_0^2 = \frac{2}{I} \int_{t_f}^{z_i} P_{nette}(t) dt + \omega^2(t_f) \quad \text{Équation 7.69}$$

En introduisant la moyenne de la consommation électrique sur l'intervalle, $[t_f, z_i]$ on obtient à partir de l'équation 7.69 :

$$\omega(t_f) = \sqrt{\omega_0^2 - \frac{2}{I} P_{nette}(z_i)(z_i - t_f)} \quad \text{Équation 7.70}$$

Estimation de $\omega(t_f)$

L'enregistrement de la courbe de la variation de la consommation électrique en fonction du temps est tracée sur la figure 7.25.

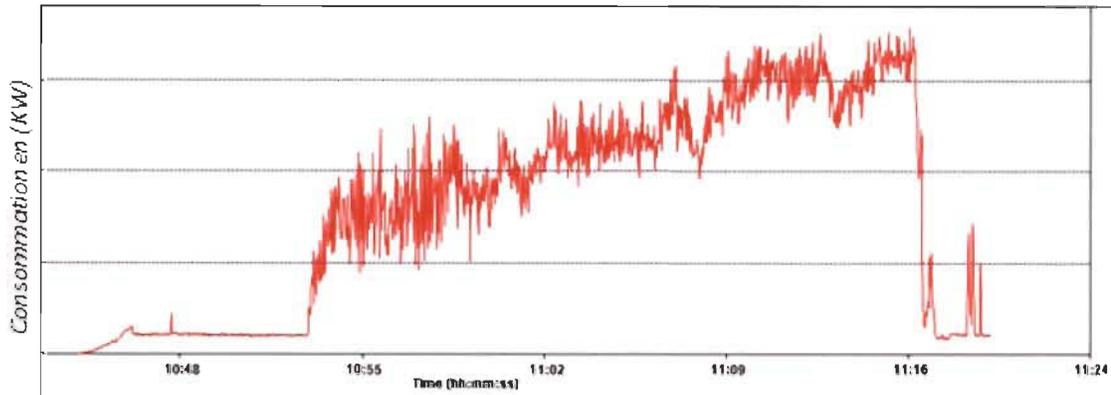


Figure 7.25 Consommation de l'électricité sur une grande échelle temporelle.

L'enregistrement de la consommation électrique du raffinage illustrée sur la figure 7.25 est accompagné par des variations non identifiées et successives de l'entrefer.

Le temps entre deux entrecroisements est extrêmement petit, par conséquent, pour obtenir une meilleure investigation de l'évolution de la consommation électrique nous devrions choisir une échelle adéquate, on obtient le résultat présenté à la figure 7.26.

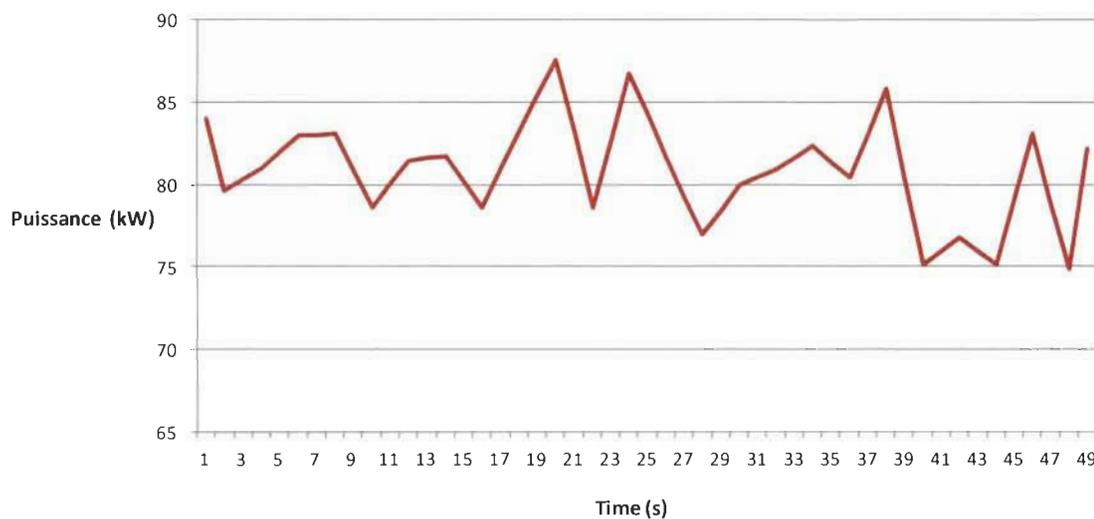


Figure 7.26 Courbe de la consommation d'électricité sur une échelle temporelle adéquate (unité de 1 seconde).

Pour distinguer la consommation électrique correspondante au maximum de la vitesse de rotation, c'est dire ω_0 , il suffit de choisir une consommation maximale d'électricité pour une valeur d'entrefer bien définie sur l'enregistrement de la consommation électrique.

Le moteur électrique est conçu de telle sorte à ne pas dépasser une valeur limite ou critique de la vitesse de rotation $\omega_l = \omega_0 - \frac{P}{100} \omega_0$. Dès que le capteur détecte une diminution de $P\%$, il envoie une consigne pour réguler la vitesse de rotation.

Nous allons utiliser cette propriété du moteur électrique pour estimer le pourcentage de diminution de la vitesse de rotation $\omega(t)$ pour une seule percussion pendant le processus de raffinage.

La vitesse de rotation n'atteindra la valeur minimale et limite qu'après un certain nombre de percussions (n_c). Pendant l'accroissement de la vitesse de rotation $\omega(t)$ et à partir du dernier entrecroisement d'indice $k=0$, pour lequel la vitesse de rotation atteindra son maximum, on notera les percussions qui s'ensuivent par l'indice (k). Une diminution de $x_k(\%)$ se produit à la vitesse de rotation ω_{k-1} pendant l'entrecroisement ($k-1$) (voir la figure 7.27).

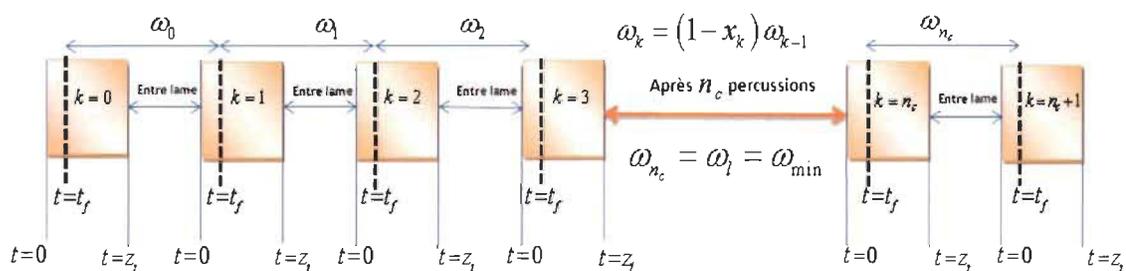


Figure 7.27 Évolution de la vitesse de rotation d'une lame du rotor pendant sa décroissance suite aux (n_c) percussions avec les lames du stator.

Soit;

ω_k Vitesse de rotation de la lame dans l'entrecroisement (k);

$x_k(\%)$: Pourcentage de diminution de la vitesse de rotation ω_{k-1}

Alors l'effet de la percussion sur la vitesse de rotation est alors décrit par l'équation suivante :

$$\omega_k = (1 - x_k) \omega_{k-1} \quad \text{Équation 7.71}$$

Sachant que

$$\omega_{n_c} = \omega_l = \omega_{\min} . \quad \text{Équation 7.72}$$

En réarrangeant l'équation 7.71, et après (n_c) percussions, on obtient :

$$\omega_{n_c} = (1 - x_1)(1 - x_2)(1 - x_3) \dots (1 - x_{n_c}) \omega_0 \quad \text{Équation 7.73}$$

Notre objectif est de chercher une moyenne sur les x_k et il est fort probable qu'ils auront des valeurs très rapprochées à cause de l'indiscernabilité des lames du stator et de celles du rotor. De ce fait, si on prend la moyenne x_m de tous les x_k , on pourra donc réécrire l'équation 7.73, en tenant compte de l'équation 7.72, de la façon suivante :

$$\omega_l = (1 - x_m)^{n_c} \omega_0 \quad \text{Équation 7.74}$$

Où n_c est le nombre de percussions effectuées depuis le maximum ω_0 jusqu'à la valeur minimale ω_{\min} de la vitesse de rotation.

La diminution moyenne relative peut s'écrire :

$$x_m = 1 - \exp\left(\frac{1}{n_c} \ln\left(\frac{\omega_0}{\omega_l}\right)\right) \quad \text{Équation 7.75}$$

Si on applique une tension V_a au moteur électrique (DC) à courant continu sous une charge, le moteur tourne avec une vitesse angulaire ω que l'on peut convertir en tension de sortie V_0 à l'aide d'un tachymètre. Pour obtenir la tension (V_0) proportionnelle à (ω) [111].

Si on enregistre la tension $V_0(t)$ à la sortie (la vitesse de l'arbre du moteur sous forme de tension) en fonction du temps on aura la courbe de la figure 7.28.

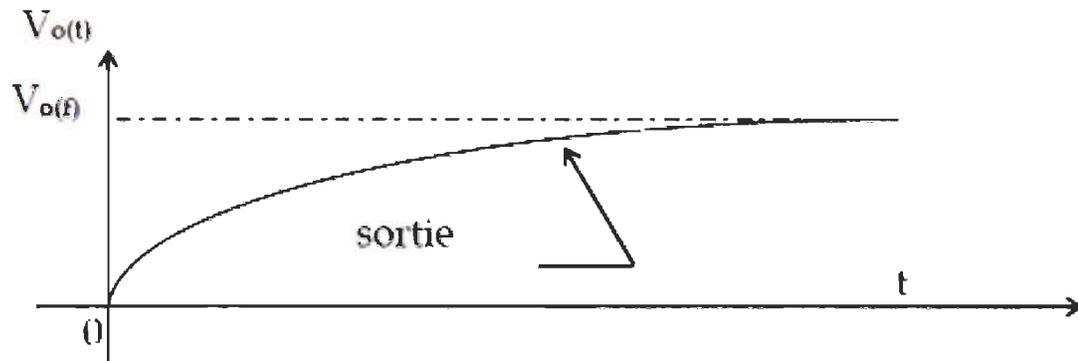


Figure 7.28 Valeur de la tension $V_0(t)$ en fonction du temps après avoir appliqué une tension échelon au moteur électrique. ($V_0(t)$ est proportionnel à la vitesse de rotation $\omega(t)$ [2]).

De la courbe de sortie on peut déterminer la constante de temps mécanique du moteur t_r , qui est le temps pour atteindre 63% de la sortie finale $V_o(f)$ en régime établi (\square_o).

Sur la courbe de la consommation électrique (voir la figure 7.26), on peut distinguer facilement la durée t_r pour laquelle la vitesse de rotation passe de son maximum ω_0 vers son minimum ω_{\min} . Il suffit de calculer la durée séparant un maximum et le minimum de consommation électrique. Cette durée temporelle représente la constante de temps mécanique du moteur électrique et est, dans ce cas particulier, $t_r = 2$ s.

7.12.2 Détermination du nombre de percussions (n_c)

La durée l_t nécessaire pour que la lame en mouvement parcourt la distance qui sépare deux lames du stator successives est donné par :

$$l_t = \frac{d_e}{r \omega_{k-1}} \quad \text{Équation 7.76}$$

Avec

d_e Distance entre les lames du stator;

r Position radiale du centre de masse de la lame du rotor.

La lame du rotor, sort de l'entrecroisement $(k-1)$, avec une vitesse ω_k puis pénètre dans l'entrecroisement (k) sous l'effet de la percussion. Elle sort du même entrecroisement (k) avec une vitesse de rotation ω_{k-1} . La lame parcourt la distance associée à cette configuration géométrique (voir la figure 7.29) en une durée temporelle (t_{e_k}) donnée par :

$$t_{e_k} = l_t + z_k \quad \text{Équation 7.77}$$

Où z_k est le temps nécessaire pour que la lame parcoure la largeur d_s d'une lame du stator.

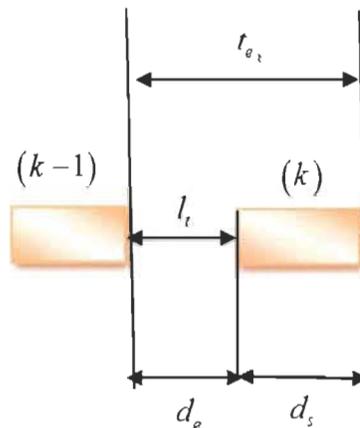


Figure 7.29 Schéma représentant la durée (t_{e_k}) nécessaire pour qu'une lame du rotor parcoure la distance séparant la sortie d'une lame d'indice $(k-1)$ et la sortie de lame d'indice (k) qui s'ensuit.

Le temps (z_k) dépend de la vitesse de rotation de la lame du rotor au moment de la percussion et on peut l'exprimer par la relation suivante (en faisant la moyenne des vitesses) :

$$z_k = \frac{2d_s}{r(\omega_{k-1} + \omega_k)} \quad \text{Équation 7.78}$$

À partir des équations 7.76, 7.77 et 7.78, on écrit :

$$t_{e_k} = \frac{d_e}{r\omega_{k-1}} + \frac{2d_s}{r(\omega_{k-1} + \omega_k)} \quad \text{Équation 7.79}$$

D'autre part, on a, à partir de l'équation 7.71, que :

$$\omega_k = (1 - x_k) \omega_{k-1}$$

D'où :

$$\omega_{k-1} - \omega_k = x_k \omega_{k-1} \quad \text{Équation 7.80}$$

On peut réécrire la relation 7.79, en introduisant le taux de diminution de la rotation après chaque percussion x_k en utilisant la relation de l'équation 7.80 :

$$t_{e_k} = \frac{d_e}{r \omega_{k-1}} + \frac{2d_s}{r(2\omega_{k-1} - x_k \omega_{k-1})} \quad \text{Équation 7.81}$$

Le temps de percussion est identique pour l'ensemble des lames en entrecroisement, ceci est prouvé par les mesures des forces effectuées par les capteurs piézoélectriques (voir la figure 7.11). Puisque c'est le seul élément qui a un effet direct sur la valeur de t_{e_k} on pourra en conclure que les temps t_{e_k} sont identiques. On notera t_{e_m} la valeur moyenne de t_{e_k} sur les (n_c) percussions. On pourra estimer sa valeur en calculant (t_{e_1}) au moment de la première percussion, c'est dire dans le cas $k=1$.

Le nombre de percussions (n_c), s'obtient à partir de t_r et de t_{e_m} , suivant la formule ci-dessous :

$$n_c = \frac{t_r}{t_{e_1}} \quad \text{Équation 7.82}$$

Par conséquent, on obtient le système d'équations suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_m = 1 - \exp\left(\frac{1}{n_c} \ln\left[\frac{\omega_0}{\omega_l}\right]\right) \\ t_{e_k} = \frac{d_e}{r \omega_{k-1}} + \frac{2d_s}{r(2\omega_{k-1} - x_m \omega_{k-1})} \\ n_c = \frac{t_r}{t_{e_m}} \\ t_{e_1} = t_{e_m} \end{array} \right. \quad \text{Équation 7.83}$$

Pour exprimer l'inconnue x_m , il faudra résoudre le système d'équations implicites ci-dessus (voir l'équation 7.83). Néanmoins, en remarquant que l'inconnue x_m contient des valeurs négligeables par rapport à la valeur 1, on pourra effectuer un développement limité au voisinage de zéro de l'inconnue x_m .

Au voisinage de zéro, on peut écrire :

$$(1 - x_m)^{n_c} \approx 1 - x_m n_c \quad \text{Équation 7.84}$$

Or :

$$\omega_l = (1 - P/100)\omega_0 \quad \text{Équation 7.85}$$

Où;

P est le pourcentage de diminution totale de la vitesse de rotation.

En comparant l'équation 7.74 et l'équation 7.85 on obtient que :

$$(1 - x_m)^{n_c} = \left(1 - \frac{P}{100}\right)$$

En utilisant le développement limité (voir l'équation 7.84) on obtient finalement que :

$$x_m = \frac{P}{100n_c} \quad \text{Équation 7.86}$$

Détermination du temps de percussion

La valeur du temps t_f de la percussion s'obtient par la méthode suivante.

La vitesse de rotation n'est affectée qu'après une percussion. On déduit cette assertion par les équations suivantes :

$$\omega_k = \omega_k(t=0) = \omega_k(t < t_f) \text{ et } \omega_{k+1} = \omega_{k+1}(t \geq t_f) \quad \text{Équation 7.87}$$

La relation entre ω_k et ω_{k+1} est donnée par l'équation 7.71 :

$$\omega_k = (1 - x_k)\omega_{k+1}$$

En introduisant la moyenne (x_m) sur les taux de diminution locaux (x_k), et après application de l'équation 7.71 (ou l'équation 7.80) au premier entrecroisement ($k=1$), on obtient :

$$\omega_0 - \omega_1 = x_m \omega_0 \quad \text{Équation 7.88}$$

Or, l'équation 7.87 permet d'écrire pour $k=0$:

$$\omega_1 = \omega_{0+1}(t \geq t_f) = \omega(t_f) \quad \text{Équation 7.89}$$

En combinant les équations 7.88 et 7.89, on obtient :

$$\omega(t_f) = (1 - x_m) \omega_0 \quad \text{Équation 7.90}$$

De l'équation 7.70 et 7.90, on trouve :

$$\omega(t_f) = \sqrt{\omega_0^2 - \frac{2}{I} P_{nette}(z_t)(z_t - t_f)} = \omega_0(1 - x_m) \quad \text{Équation 7.91}$$

On pourra estimer la valeur du temps de la percussion t_f à partir de l'équation précédente.

La viscosité moyenne des fibres sur un entrecroisement, s'obtient à partir de l'équation 7.64 avec $t = t_f$. On obtient :

$$\omega^2(t) = \omega_0^2 + \left[-\frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega_0^2 + \frac{2\rho P_{tot}(x=t)}{I} \right] t_f$$

avec η_{moy} la valeur de la viscosité moyenne.

Après la stabilisation de la vitesse de rotation ω_0 , la première percussion qui se produit est régie par le système d'équations 7.94 pour les inconnues x_m , t_f et η :

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega(t_f) = \sqrt{\omega_0^2 - \frac{2}{I} P_{nette}(z_t)(z_t - t_f)} = \omega_0(1 - x_m) \\ \omega^2(t_f) = \omega_0^2 + \left[-\frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega_0^2 + \frac{2\rho P_{tot}(x = t_f)}{I} \right] t_f \\ x_m n_c = \frac{P}{100} \\ n_c = \frac{2}{\left[\frac{d_e}{r \omega_{k-1}} + \frac{2d_s}{r(2\omega_{k-1} - x_m \omega_{k-1})} \right]} \end{array} \right.$$

Équation 7.92

Ce système d'équations est valable dans la bande passante que nous avons introduite au début (voir paragraphe « 7.11 Notion de bande passante »).

Remarque - La valeur limite de la rotation (ω_l), mentionnée par le constructeur, peut être dépassée à cause du vieillissement du moteur, afin d'éviter une erreur sur son estimation. Il est conseillé de déterminer avec exactitude, par des moyens expérimentaux, le taux de la diminution maximale (P) de la vitesse de rotation ω_0 .

7.13 Quantification de la force normale lors du raffinage.

Selon Kerekes [112], certaines notions doivent être précisées en ce qui concerne l'énergie et les forces mises en jeu pendant le processus de raffinage. Il a mis l'accent sur la disparité existante entre l'énergie ainsi que la force fournie par le raffineur et celles reçues par les floes des fibres. Notre objectif, dans ce qui suit, est de quantifier les forces reçues par les floes des fibres et de comparer le modèle obtenu avec les résultats expérimentaux concernant les mesures effectuées par les capteurs piézoélectriques.

Nous avons démontré précédemment la relation caractéristique de la viscosité dynamique du fluide obtenue par l'équation différentielle 7.48 qui régit l'entrecroisement des lames pendant le procédé de raffinage.

Nous allons investiguer la relation existante entre la viscosité dynamique de la phase qu'on a dénommée par rigide où solide et les forces qui entrent en jeu lors du processus

de raffinage. Pour ce faire, nous devons faire appel à certains concepts de la rhéologie qui vont nous aider à découvrir cette relation.

7.13.1 La viscosité et le module de relaxation de la phase rigide (solide) du fluide.

Il est connu que, sous compression mécanique, les floes se consolident graduellement par libération d'eau et des fines qu'ils contiennent au fur et à mesure que la contrainte mécanique s'accroît [14]. Cette consolidation donne au floe un caractère rigide. Notre but est de quantifier la viscosité dynamique de la phase rigide du fluide en écoulement dans la zone de raffinage.

7.13.2 Détermination de la viscosité de la phase rigide (solide)

On peut estimer la viscosité maximale, qui est celle de la phase solide η_s , du fluide qui reçoit une force de cisaillement de la part des lames de la manière suivante.

À l'instant (t_0) la vitesse de rotation atteint son maximum, d'où :

$$\left[\frac{d\omega(t)}{dt} \right]_{t=t_0} = 0$$

De cette équation, on démontre facilement que :

$$\left[\frac{d\omega^2(t)}{dt} \right]_{t=t_0} = 0$$

Équation 7.93

Or, si on reprend l'équation différentielle 7.48 ci-dessous :

$$\left[\frac{d\omega^2(t)}{dt} \right]_{t=t_0} + \frac{4k\eta_{moy}}{I} \omega^2(t=t_0) = \frac{2}{I} \rho P_{tot}(t=t_0)$$

Et sachant que :

$$\omega(t=t_0) = \omega_0$$

On déduit, à partir de l'équation 7.48, l'expression de la viscosité de la phase rigide :

$$\eta_s = \frac{1}{2} \rho \frac{P_{tot}(t=t_0)}{k \omega_0^2}$$

Équation 7.94

Pour mesurer avec une bonne précision la valeur de la viscosité de la phase solide du fluide, nous avons pris la situation qui génère une percussion maximale pour être en concordance avec l'hypothèse qui postule que les fibres remplissent toute la surface de la lame du rotor. Cette hypothèse est la base du calcul de la constante k . Or la percussion sera maximale lorsque la puissance consommée relative à la percussion coïncide avec sa valeur supérieure. Il suffit donc de choisir le maximum de la courbe de consommation électrique pendant le raffinage sous une valeur de l'entrefer donné. On a que $P_{tot}(t=t_0)$ s'obtient directement sur la courbe de la consommation électrique du raffineur (voir la courbe de la figure 7.26).

7.13.3 Nature du fluide en écoulement dans le raffineur

Des phénomènes viscoélastiques sont générés par des contraintes mécaniques appliquées sur les floes. La viscoélasticité des fibres est due à leur morphologie interne qui contient des liaisons hydrogènes et lui confère le caractère d'un corps viscoélastique. Par conséquent tous les chercheurs supposent, dans leurs travaux, que le floe est élastique [20].

On peut observer pratiquement l'effet Weissenberg, au moment des tests de sulfonation au laboratoire. Cet effet porte le nom du physicien Karl Weissenberg (1893-1976), qui est une manifestation d'une différence de contraintes normales non nulles, typique de certaines solutions de polymères (fluides viscoélastiques) [113]. Le phénomène se manifeste par la montée du liquide le long d'une tige en rotation plongée dans un fluide viscoélastique [2]. Le fluide des fibres en écoulement dans la zone de l'entrefer est viscoélastique.

Le fluide des fibres en écoulement dans les entrefers, pendant le procédé de raffinage, est un fluide diphasique. Il est composé par la phase liquide et solide. Sous compression mécanique, les floes perdent l'eau qu'elles contiennent [14] suite aux actions mécaniques qui s'accroissent au fur et à mesure que les percussions s'intensifient pendant l'entrecroisement (voir la figure 7.10). Au moment où la percussion atteint son maxi-

mum, les fibres peuvent perdre tout leur contenu en eau et si on ne contrôle pas la consistance des fibres à l'entrée du raffineur on risque de les brûler, ce qui peut se produire parfois expérimentalement au moment du raffinage par manque de vigilance. Pour comprendre physiquement les phénomènes observés, il faut savoir que la déformation macroscopique est le résultat d'une modification microscopique des configurations des chaînes d'hydrocarbures (polymères) dans le matériau des fibres et qu'au fur et à mesure que la déformation s'accroît, l'eau liée se dégage des floes et probablement se détache de la partie intérieure des fibres (ce qui explique la brûlure des fibres en conséquence d'une contrainte mécanique qui n'est pas bien contrôlée).

La quantification de la viscosité de la phase rigide est d'une importance majeure pour étudier les forces réellement reçues par les fibres. Le mot «réellement» est utilisé pour les distinguer des forces d'inertie fournies de la part des lames [2]. À cet effet, nous allons montrer comment relier la viscosité de la phase rigide au modèle d'élasticité (E) des floes.

Concepts de la rhéologie

Les travaux de recherches dans le domaine de la rhéologie ont permis d'affirmer que toute déformation dans un solide fait naître une contrainte et vice versa [114]. On y mentionne ce qui suit :

«Si la contrainte diminue avec le temps de sorte que le milieu s'adaptait progressivement à la déformation. Si l'effort déformant est maintenu constant, l'équilibre ne peut plus être assuré que par un nouvel accroissement de la déformation : il y a écoulement. Le temps que met un corps à s'adapter, aux forces de contrainte qui lui sont imposées, a été appelé par Maxwell le temps de relaxation. Le temps de relaxation est extrêmement court, de l'ordre d'une fraction de millionième de seconde pour les liquides dont les molécules sont très petites».

L'étude théorique de la viscoélasticité du fluide en écoulement dans les entrefers du raffineur permet de comprendre l'évolution des contraintes appliquées sur les amas des fibres en fonction du temps de percussion. Nous n'allons pas approfondir nos travaux

dans un sens théorique afin de comprendre la viscoélasticité des fibres en traitement de raffinage, puisqu'il suffit de développer une nouvelle approche de nos propres résultats théoriques de la viscosité dynamique avec les modèles analogiques qui permettent de faire une représentation du comportement mécanique d'un matériau viscoélastique et permettent de visualiser plus facilement le comportement du matériau du point de vue phénoménologique [115, 116]. Les modèles analogiques en viscoélasticité linéaire utilisent deux éléments de base à savoir l'élément hookien, représenté par un ressort pour schématiser l'élasticité linéaire (voir la figure 7.30), et l'élément visqueux, représenté par un amortisseur pour schématiser la viscosité linéaire (voir la figure 7.31) [2].

Une étude détaillée, comportant les modèles analogiques susceptibles de décrire la viscoélasticité des matériaux, est très bien expliquée dans les références [2, 116]. Le modèle fonctionnel le plus approprié à utiliser dans le cas du fluide en écoulement dans la zone de raffinage est celui de Maxwell obtenu par association d'un ressort et d'un amortisseur (voir la figure 7.32).

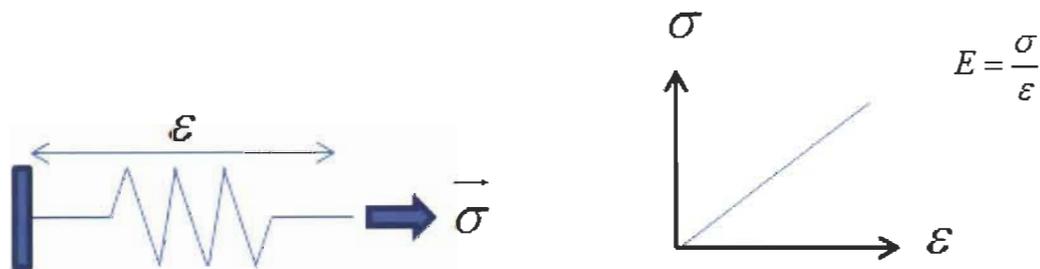


Figure 7.30 Ressort schématisant le modèle de Hooke (élastique parfait).

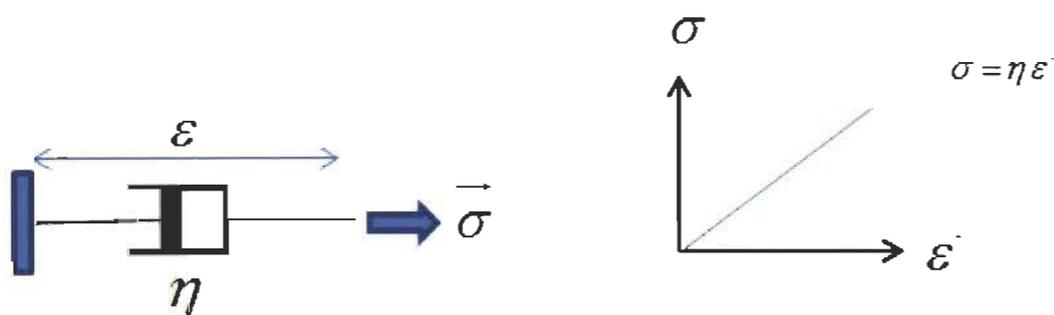


Figure 7.31 Modèle de Newton (viscosité parfaite).

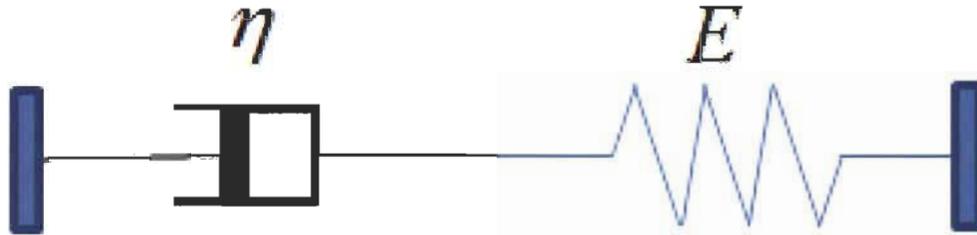


Figure 7.32 Modèle de Maxwell obtenue par association d'un ressort (E) et d'un amortisseur (η).

7.13.4 Estimation du module de relaxation des fibres pendant le raffinage dans le cadre du modèle de Maxwell

Lorsque les amas des fibres sont soumis à une contrainte σ , la relation qui régit la réponse à la déformation ε dans le cadre du modèle de Maxwell est [2] :

$$\frac{\sigma \cdot}{E} + \frac{\sigma}{\eta} = \varepsilon \cdot \quad \text{Équation 7.95}$$

Le choix de ce modèle est convenable pour décrire la relaxation de contrainte [2].

En effet, la déformation des amas des fibres reste constante puisque les floes sont situés entre les lames du rotor et du stator séparés par une distance, l'entrefer, qui reste constante (variable contrôlable) pendant les entrecroisements des lames. Cette déformation imposée aux amas des fibres, déforme l'élément visqueux en décroissance et graduellement. Par conséquent, la contrainte se relaxe et décroît pendant un temps très court. En effet, expérimentalement on observe cette relaxation sur les mesures des forces par le piézoélectrique (voir la figure 7.10), et par conséquent, au début de la percussion à $t = 0$, la déformation ε_0 imposée par l'entrefer, comprime les floes des fibres par une forte contrainte $\sigma_0 = E\varepsilon_0$. Pendant cette consolidation des floes et tant que la déformation ε_0 est maintenue (entrefer constant), les floes libèrent de l'eau et des fines [14], et par la suite la contrainte se relaxe au fur et à mesure que l'amortisseur s'allonge [2].

L'équation 7.95 décrit le phénomène observé et s'écrit alors en essai de relaxation (déformation constante) [117] :

$$\frac{\dot{\sigma}}{E_0} + \frac{\sigma}{\eta_0} = 0 \quad \text{Équation 7.96}$$

Compte tenu des conditions initiales, la contrainte σ décroît selon l'équation 7.97, obtenue par la résolution de l'équation 7.96 [117] :

$$\sigma(t) = \sigma_0 \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad \text{Équation 7.97}$$

Avec :

$$\tau = \frac{\eta_0}{E_0} \quad \text{Équation 7.98}$$

Où;

τ	Le temps de relaxation de Maxwell;
η_0	Une constante : le coefficient de viscosité associé à l'amortisseur représentant le fluide dans la zone de raffinage;
E_0	Une constante : le module de Young associé au ressort obéissant à la loi de Hooke.

Le module de relaxation des floes s'exprime par [2] :

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon_0} \quad \text{Équation 7.99}$$

À partir des équations 7.97 et 7.99, on obtient le module de relaxation de la phase rigide du fluide en écoulement entre les lames du stator et du rotor [2] :

$$E(t) = E_0 \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad \text{Équation 7.100}$$

7.13.5 Analyse des mesures effectuées par les capteurs piézoélectriques et quantification des phénomènes observés

Les capteurs qui ont été utilisés pour la mesure des forces pendant le processus de raffinage [21, 25], ont le même principe physique de fonctionnement à savoir; transformer l'action mécanique exercée sur le piézocéramique en un signal électrique à partir duquel

on détermine les forces de l'action mécanique. La seule différence réside dans la technologie utilisée.

Au début de la percussion, les floes subissent une forte contrainte $\sigma_0 = E\varepsilon_0$, qui sera transférée au piézocéramique via les floes. Par conséquent le piézocéramique reçoit la même contrainte (voir la figure 7.33).

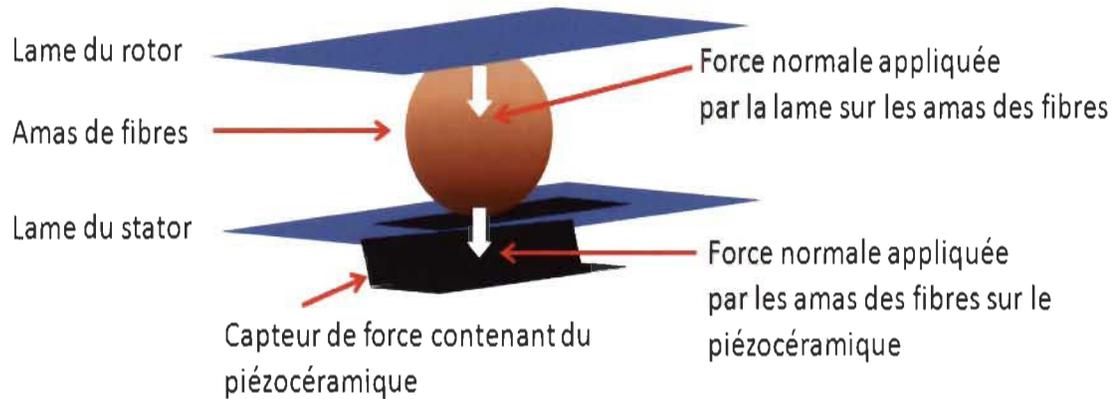


Figure 7.33 La contrainte normale (force normale) transférée au capteur piézoélectrique via les amas des fibres.

Le piézocéramique est un matériau élastique, sa réponse pour cette contrainte, dans le cadre du modèle de Hook (voir la figure 7.30), est donnée par :

$$\sigma_p = E_p \varepsilon_p \quad \text{Équation 7.101}$$

Avec :

σ_p	Contrainte subite par le piézocéramique;
ε_p	Déformation du piézocéramique;
E_p	Module d'élasticité du piézocéramique.

La courbe caractéristique de l'équation 7.101 est donnée à la figure 7.34.

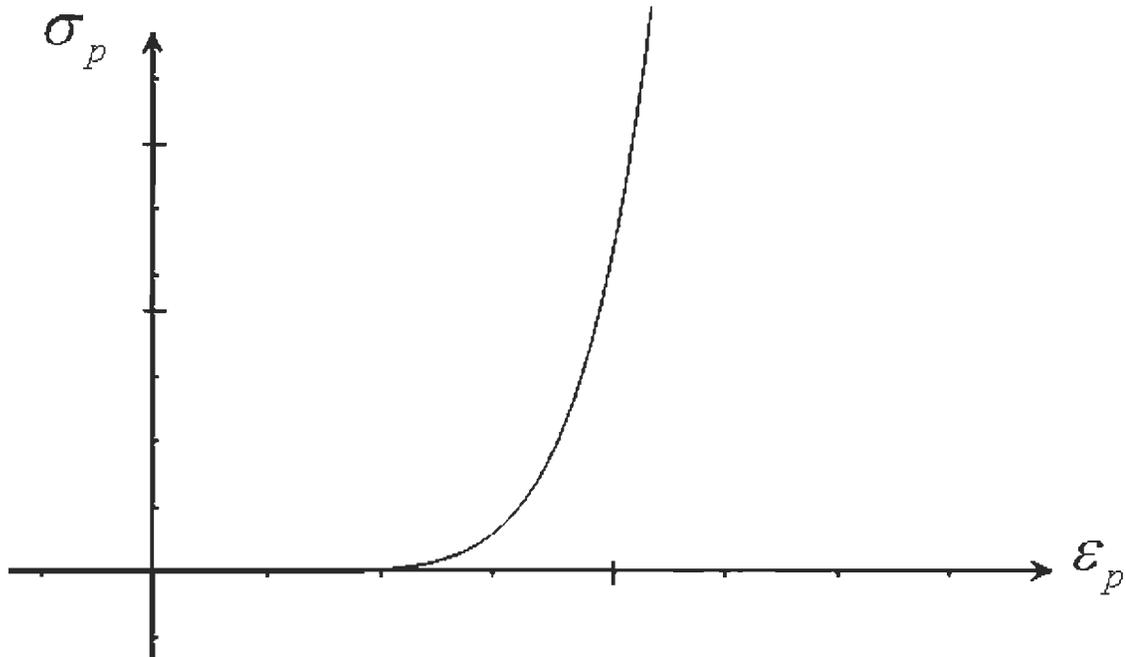


Figure 7.34 Courbe représentant la déformation ε_p du piézocéramique sous la contrainte σ_p exercée par une lame du rotor (modèle de Hook)

Or, tant que la déformation ε_0 est maintenue (entrefer constant), et après consolidation des floes, à partir d'un certain laps du temps t_p , elles commenceront à libérer de l'eau et des fines [14], et par la suite la contrainte se relaxe. Ce que nous avons traduit dans le cadre du modèle de Maxwell par l'équation 7.97 suivante :

$$\sigma(t) = \sigma_0 \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)$$

La courbe caractéristique de l'équation 7.97 est donnée par la courbe de la figure 7.35.

Pour toute contrainte reçue par les floes des fibres et transmise au piézocéramique, donc plus particulièrement à partir de l'instant t_p , on peut écrire selon le principe des actions mutuelles :

$$\sigma(t) = \sigma_p$$

Équation 7.102

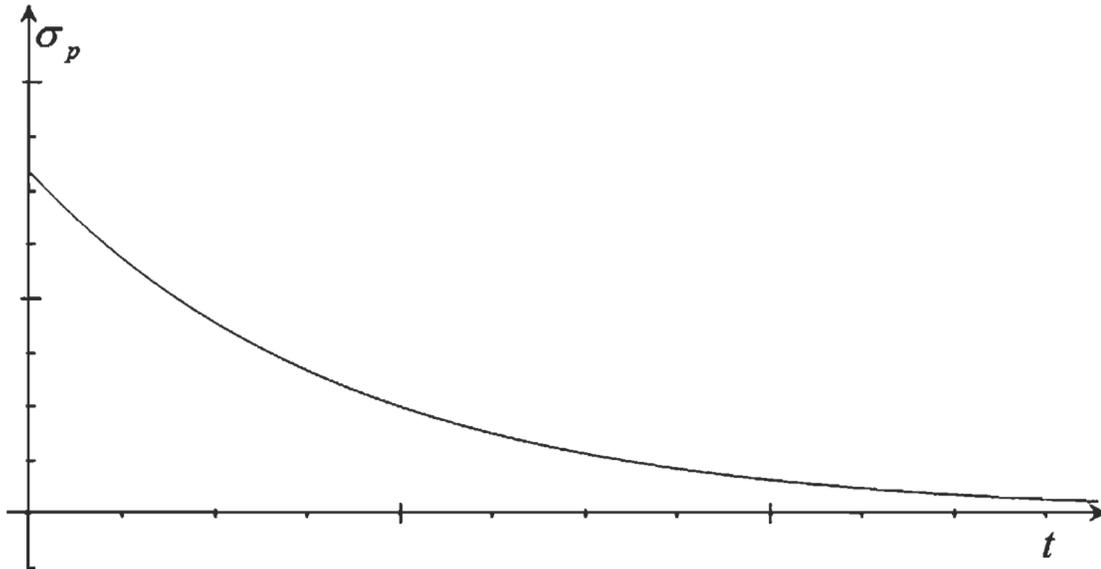


Figure 7.35 Courbe caractéristique de la contrainte σ_p , exercée par une lame du rotor (modèle de Maxwell).

Par la suite, en prenant l'origine du temps au début de la relaxation, on déduit que l'équation qui régit la contrainte exercée sur le piézocéramique est obtenue à partir des équations 7.97, 7.101 et 7.102, selon l'expression ci-dessus :

$$\begin{cases} \sigma_p = E_p \varepsilon_p & -t_p \leq t \leq 0 \\ \sigma_p(t) = \sigma_0 \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) & t \geq 0 \end{cases} \quad \text{Équation 7.103}$$

La déformation ε_p du capteur ne s'effectue pas instantanément, mais selon des étapes intermédiaires, à la suite de la déformation des floes qui prend un laps de temps pour aboutir à sa déformation qui reste constante en provoquant une percussion maximale sur la lame. D'après ce qui précède, il est clair que ce laps de temps n'est autre que le temps de percussion t_f , et par la suite on peut conclure que :

$$t_p = t_f \quad \text{Équation 7.104}$$

On déduit que, la courbe théorique de la contrainte normale exercée sur le piézocéramique aura l'aspect de la courbe illustrée à la figure 7.36.

Des mesures expérimentales donnent la même forme de courbe caractéristique de la force normale en fonction du temps (voir la figure 7.37).

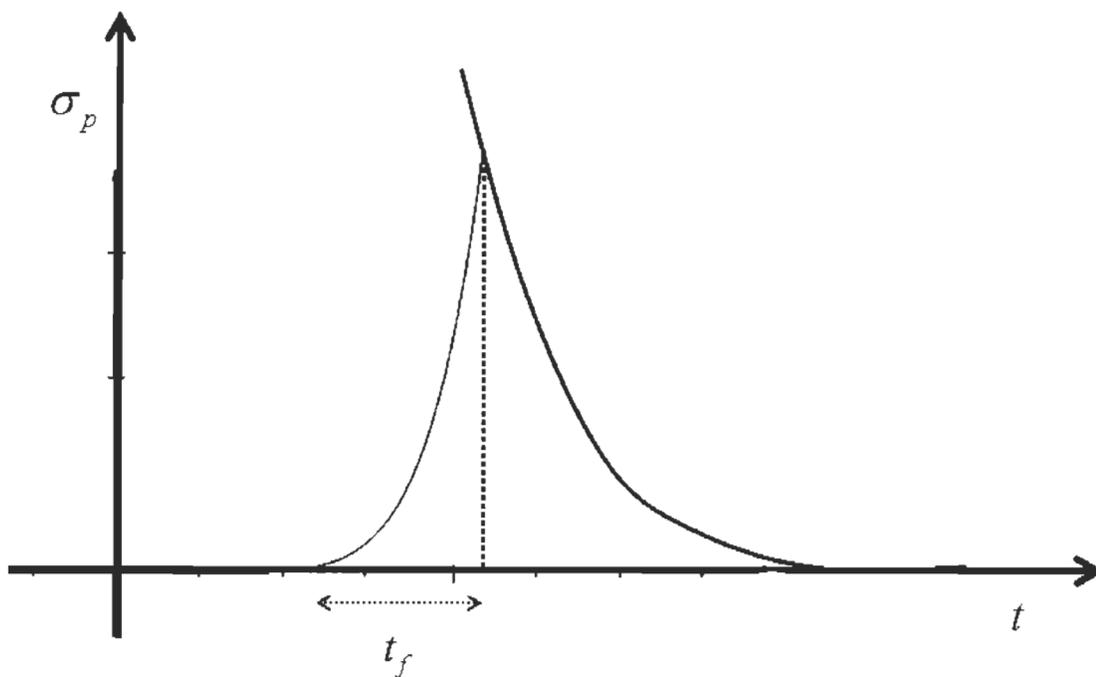


Figure 7.36 Prévision théorique de la contrainte normale σ_p exercée sur un floc de fibres pendant un entrecroisement.

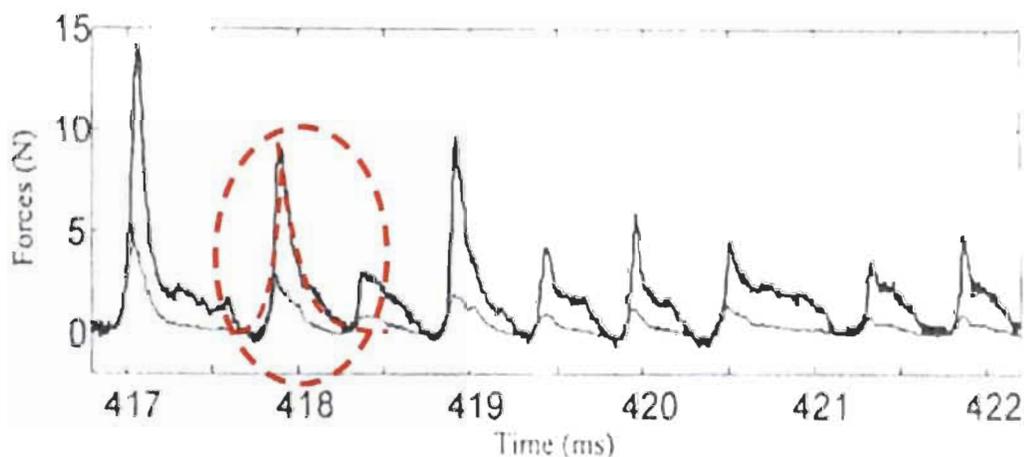


Figure 7.37 Courbe de la force normale (ligne en gras) semblable à celle prédite théoriquement [25].

En tenant compte du fait que la relaxation n'est pas permanente à cause de la contrainte générée en continu par l'entrefier le long des lames et des phénomènes de vibrations qui surgissent sur les capteurs de forces [21, 25], et en tenant compte du retard nécessaire (appelé temps de réponse infiniment petit) pour le traitement du signal électrique généré

dans le piézoélectrique, on voit que ce modèle donne une courbe très similaire à celle obtenue par le capteur piézoélectrique effectuée récemment en 2004 par Senger [21] (voir la figure 7.38). Il suffit de faire un changement d'échelle temporelle en une échelle d'espace sachant que la distance parcourue par la lame du rotor est proportionnelle au temps.

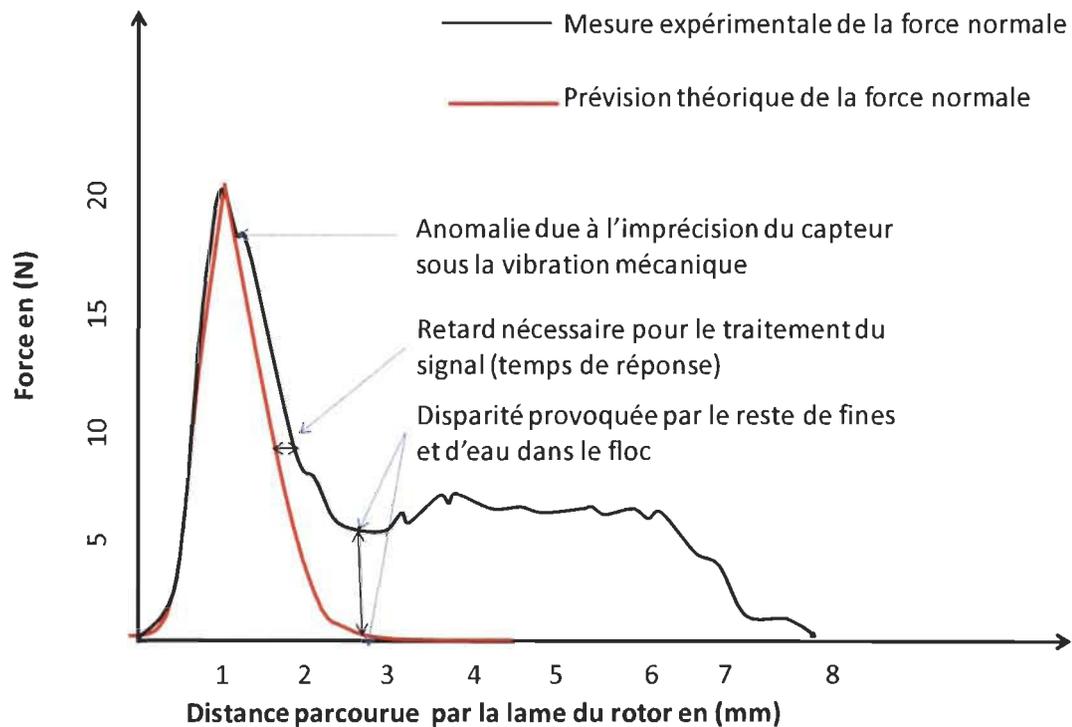


Figure 7.38 Comparaison entre la courbe théorique et expérimentale de la force normale, figure adaptée de [21].

Il est à noter que le floc après sa consolidation [14] se relaxe par libération des fines et d'eau et aussi par écoulement selon la théorie de la rhéologie. Puisqu'il contient toujours une certaine quantité d'eau et de fines alors la relaxation ne dure pas jusqu'à ce que la contrainte soit nulle, d'où l'apparition d'une bande constante dans les mesures expérimentales à l'instar de la prévision théorique (voir la figure 7.38).

7.14 Quantification du temps de relaxation de Maxwell de la phase rigide du fluide et détermination de la contrainte exercée sur les flocs

Le temps de relaxation de Maxwell est donné par l'équation 7.100 dont le coefficient de viscosité η_0 associé à l'amortisseur représentant le liquide newtonien qui correspond à la

phase rigide du fluide en circulation dans la zone de raffinage est exprimé par la formule suivante (voir équation 7.94) :

$$\eta_0 = \eta_s = \frac{1}{2} \rho \frac{P_{tot}(t=t_0)}{k \omega_0^2}$$

Le module de Young E_0 associé au ressort, obéissant à la loi de Hooke, peut être déterminé expérimentalement de la manière suivante.

À l'instant $t=0$, on peut écrire à partir de l'équation de relaxation des floes (voir l'équation 7.99) :

$$\sigma_0 = E_0 \varepsilon_0 = \frac{F_N}{s} \quad \text{Équation 7.105}$$

Avec :

- F_N Force normale exercée sur le piézoélectrique;
- s Surface du piézoélectrique en contact avec les amas de fibres.

D'où :

$$E_0 = \frac{F_N}{\varepsilon_0 s} \quad \text{Équation 7.106}$$

La déformation ε_0 , des floes compressés, peut être obtenue expérimentalement pour la basse consistance de la manière suivante :

On élargit l'entrefer jusqu'à ce que la consommation électrique diminue et atteint la valeur correspondante au raffinage à vide, puis on cherche l'entrefer critique (e_0) à partir duquel on observe l'effet de raffinage (variation de la consommation électrique). La valeur de cet entrefer correspond à la formation des floes que l'on peut considérer non déformés puisque c'est le début de formation de ces derniers. Chaque diminution supplémentaire de l'entrefer (e) déformera les floes d'une valeur (ε_0), donnée par :

$$\varepsilon_0 = \frac{e_0 - e}{e_0}$$

D'où :

$$E_0 = \left(\frac{F_N}{S} \right) \frac{e_0}{e_0 - e} \quad \text{Équation 7.107}$$

À partir des équations 7.94, 7.98 et 7.107, le temps de relaxation de Maxwell s'exprime par la relation suivante :

$$\tau = \frac{\frac{1}{2} \rho \frac{P_{tot}(t=t_0)}{k \omega_0^2}}{\frac{F_N}{s}} \left(\frac{e_0 - e}{e_0} \right) \quad \text{Équation 7.108}$$

L'équation 7.108 montre que le temps de relaxation peut être déterminé expérimentalement à partir des mesures des forces par les capteurs piézoélectriques.

La définition que nous avons donnée du temps de percussion (t_f), à savoir la durée temporelle nécessaire à la lame du rotor pour que la percussion sur un floc des fibres soit maximale (et par la même occasion la déformation du floc reste constante) et la définition du temps de relaxation de Maxwell, nous permettent de faire une comparaison de ces deux notions sur la courbe de la mesure expérimentale de la force normale. En effet, si on compare géométriquement la distance parcourue par la lame pour que la force normale ait une valeur maximale et la distance qu'elle parcourt pour que la force retourne à sa valeur minimale sont presque les mêmes. Autrement dit, la courbe de la force présente une symétrie par rapport à un axe passant par le sommet de la courbe et parallèle à l'axe des (y) (voir la courbe de la figure 7.39). Cette symétrie n'est pas parfaite à cause du temps de réponse et de la faible efficacité des capteurs qui perdent leur fiabilité, à la longue, après un certain nombre de percussions [21, 25].

La courbe de la force en fonction du temps aura aussi cette symétrie puisque la distance parcourue par la lame du rotor est proportionnelle au temps (la symétrie en question est apparente sur une échelle temporelle, voir la figure 7.40). En conséquence de cette symétrie, et puisque le temps de réponse est négligeable, le temps de percussion est approximativement égal au temps de Maxwell.

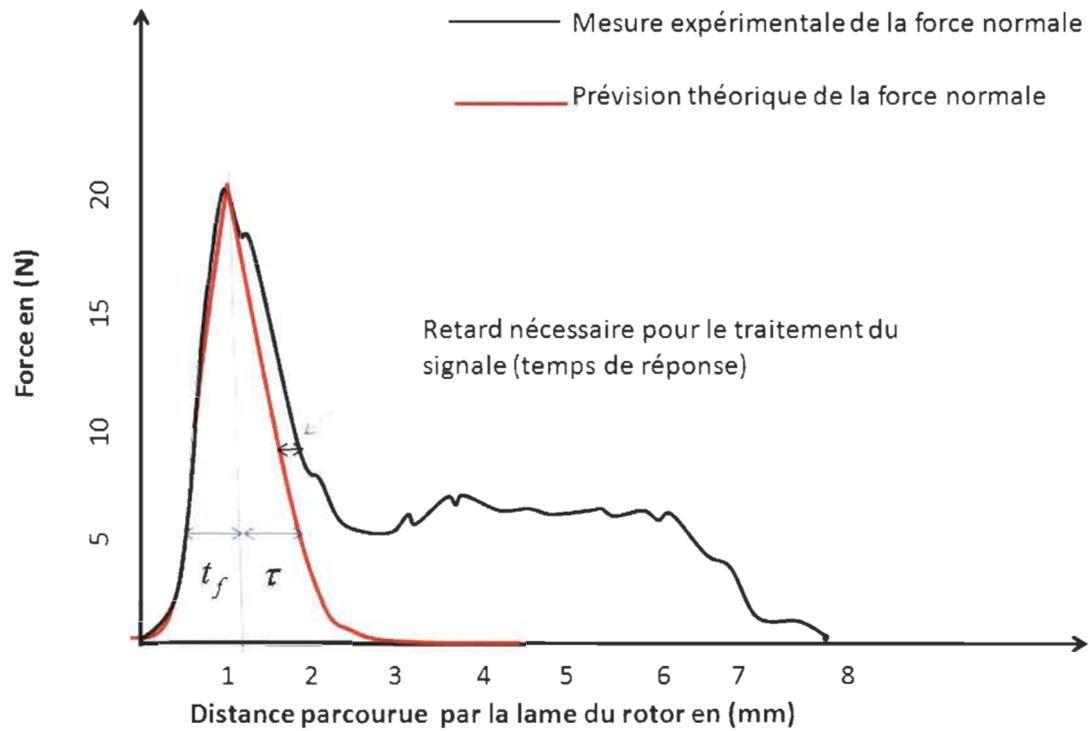


Figure 7.39 Schéma illustrant la symétrie ($t_f = \tau$) sur la courbe de la force normale, figure adaptée de [21].

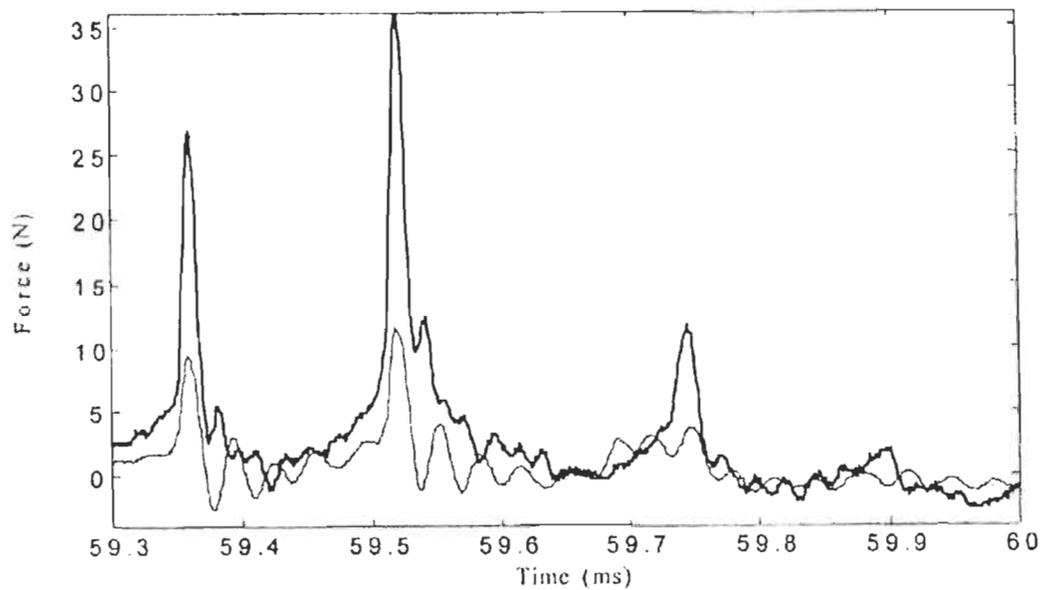


Figure 7.40 Symétrie apparente de la courbe de la force normale sur une échelle temporelle (ligne en gras) [25].

Si on tient compte de la viscoélasticité du fluide en circulation dans la zone de raffinage, on retrouve bien le résultat cité dans la bibliographie, à savoir que pour un comportement viscoélastique, il est connu que [2]

$$t \approx \tau$$

Avec :

t Intervalle de temps correspondant au pic dans la courbe d'enregistrement.

On peut donc écrire, en tenant compte de la relation 7.104, que :

$$\tau = t_f = t_p \quad \text{Équation 7.109}$$

Le temps de relaxation est extrêmement petit (voir la figure 7.11).

Remarque - L'équation 7.109, montre que le temps, nécessaire pour que le piézoélectrique ait une déformation maximale, est de l'ordre de celui nécessaire pour se relaxer et reprendre sa forme initiale.

À partir des équations 7.108 et 7.109, on exprime le temps de percussion $\tau = t_p = t_f$ par l'expression :

$$t_f = \frac{\frac{1}{2} \rho \frac{P_{tot}(t=t_0)}{k \omega_0^2}}{\frac{F_N}{s}} \left(\frac{e_0 - e}{e_0} \right) \quad \text{Équation 7.110}$$

La contrainte σ_0 se déduit à partir des équations 7.105 et 7.110, on a :

$$\sigma_0 = \frac{\frac{1}{2} \rho \frac{P_{tot}(t=t_0)}{k \omega_0^2}}{t_f} \left(\frac{e_0 - e}{e_0} \right) \quad \text{Équation 7.111}$$

En reportant l'équation 7.111 de la contrainte σ_0 dans l'équation 7.97 de la relaxation de la contrainte des floes, on obtient l'expression de la contrainte normale appliquée sur les floes des fibres en fonction des paramètres de raffinage :

$$\sigma(t) = \frac{\rho(e_0 - e)P_{rot}(t=t_0)}{2e_0 t_f k \omega_0^2} \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad \text{Équation 7.112}$$

Avec :

$$k = \left(\frac{\pi (R_2^4 - R_1^4)}{e} + \frac{\pi}{e_c \sin(\theta_c)} \left[\frac{(R_2 + l_c \sin(\theta_c))^4 - R_2^4}{2} \right] \right)$$

7.15 Validation expérimentale

L'objectif de notre modélisation phénoménologique est d'introduire de nouveaux concepts qui peuvent expliquer les phénomènes qui se produisent au sein du raffineur et aussi de prédire l'évolution des propriétés de la pâte, et cela seulement à partir de quelques essais de raffinage. Tout d'abord nous allons tester notre modèle sur sa possibilité de calculer la viscosité dynamique de l'eau, puis nous allons calculer celle de la pâte pendant le raffinage. Par la suite nous analyserons expérimentalement l'effet du temps de relaxation de Maxwell et du module d'élasticité sur quelques propriétés des fibres.

7.15.1 Viscosité de l'eau :

À la fin du procédé de raffinage à haute consistance et après que le raffineur soit dépourvu complètement de fibres, nous avons alimenté une grande quantité d'eau dans le raffineur pour respecter l'hypothèse qui nous a permis de calculer la constante géométrique k , et qui postule que les lames du rotor sont complètement en contact avec l'eau.

Pour ce faire, nous devons augmenter le débit d'eau jusqu'à ce que la consommation électrique atteigne son maximum. Nous avons relevé la consommation électrique correspondante (voir la figure 7.41). Cette expérience a pour objectif de vérifier la validité du modèle en mesurant la valeur de la viscosité de l'eau, qui est un fluide newtonien, dont on connaissait la viscosité dynamique pour différentes températures.

En présence seulement d'eau et sans fibres, nous avons ajusté l'entrefer à la valeur 0.5mm pour les deux zones de raffinage plate et conique; la consommation instantanée de l'électricité pendant le fonctionnement du raffineur est présentée Tableau 7.1. Notre

modèle prévoit une valeur de la viscosité dynamique de l'eau correspondante aux valeurs présentées. La température du lessiveur est de 24,3 °C et sa pression relative est de 3,7 kPag. Le procédé de raffinage s'effectue à pression atmosphérique (101,3 kPa).

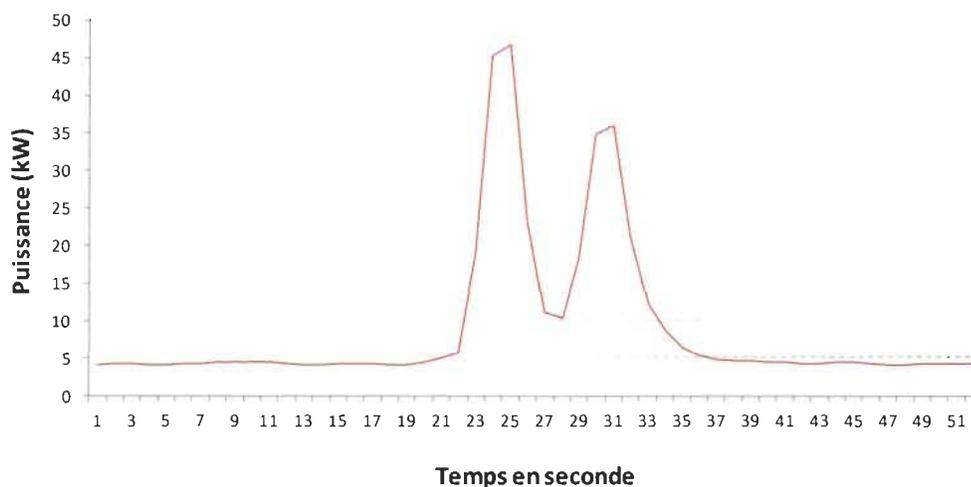


Figure 7.41 Courbe de la consommation d'électricité au moment de l'ajout de l'eau dans le raffineur.

Tableau 7.1 Valeur de la viscosité calculée selon la puissance électrique consommée.

Résultats	Entrefer de la zone plate en (mm)	Entrefer de la zone conique en (mm)	Puissance électrique consommée en (kw)	Valeur calculée de la viscosité de l'eau en (Pa.s)
	0,5	0,5	45,41	7,39E-04
	0,5	0,5	46,72	7,60E-04
	0,5	0,5	23,17	3,82E-04
	0,5	0,5	34,98	5,72E-04

Rappelons que notre théorie sur la viscosité dynamique sera d'autant plus précise au voisinage d'un maximum de la vitesse de rotation. On déduit que la viscosité de l'eau en circulation dans le raffineur vaut $7,6 \times 10^{-4} \text{ Pa.s}$ lorsque la consommation électrique est maximale. Ainsi, l'eau en circulation dans la zone de raffinage doit avoir une valeur proche de 32°C.

Il faut noter que la température 24,3 °C et la pression 3,7 kPag du lessiveur sont différentes de celles de l'eau dans la zone de raffinage, car le raffineur du CRML fonctionne à la pression atmosphérique et, qu'à 3,7 kPag, l'eau est déjà transformée en vapeur.

Les résultats au Tableau 7.1 sont très proches de la valeur connue de la viscosité de l'eau à pression atmosphérique sous une température située entre 32°C et 34°C (voir le tableau 7.2).

Tableau 7.2 Viscosité dynamique de l'eau en fonction de la température, sous pression atmosphérique. Cette table a été établie à partir des fonctions de calcul intégrées dans le programme ThermoVapeur [118].

Température (°C)	Pression de référence (Pa)	Viscosité dynamique de l'eau (Pa.s)
32	101325	7,65E-04
33	101325	7,49E-04
34	101325	7,34E-04
35	101325	7,20E-05
36	101325	7,05E-04
37	101325	6,92E-04
38	101325	6,78E-04
39	101325	6,66E-04
40	101325	6,53E-04
41	101325	6,41E-04
42	101325	6,29E-04
43	101325	6,18E-04
44	101325	6,07E-04
45	101325	5,96E-04
46	101325	5,86E-04
47	101325	5,76E-04
48	101325	5,66E-04
49	101325	5,56E-04
50	101325	5,47E-04
51	101325	5,38E-04

7.15.2 Détermination de la viscosité des fibres pendant le traitement de raffinage

Il est à noter que la vérification de notre théorie par le calcul de la viscosité dynamique de l'eau n'a été effectuée qu'après l'établissement complet de notre modèle, la valeur concordante de la viscosité dynamique de l'eau qu'on a trouvée précédemment permet

d'affirmer que notre modèle est exact. Par la suite, nous avons déterminé la valeur de la viscosité dynamique pendant le processus de raffinage des fibres et nous avons obtenu les résultats du tableau 7.3. Dans ce tableau, nous avons donné la valeur de la viscosité dynamique du fluide composé par la suspension fibreuse dans sa phase liquide et aussi dans sa phase rigide pour différents paramètres d'entrée.

Tableau 7.3 Mesure de la viscosité dynamique de la suspension fibreuse.

Résultats	Vitesse (tr/min)	Consistance (%)	Puissance consommée (kW)	Température (°C)	Indice d'égouttage (CSF2) (mL)	Viscosité dynamique totale (.10 ⁻⁷ Pa.s)	Viscosité dynamique de la phase solide (.10 ⁻⁷ Pa.s)	Longueur des fibres pondé- rée par la longueur (mm)	Temps de relaxation (.10 ⁻⁸ s)
	3500	13,49	29,5	124	126	4350	4250	1,69	1790
	3500	12,48	19,1	124	138	4390	4240	1,77	1760
	3500	12,50	23,6	124	144	4040	3930	1,7	1780
	3500	12,70	16,8	124	156	4850	4660	1,75	1749
	3250	14,32	56,0	132	128	6910	6840	1,83	1960
	3250	13,30	46,0	132	167	5990	5920	1,91	1957
	3250	13,10	44,0	132	202	6020	5940	1,92	1957
	3250	12,34	38,0	132	209	5950	5870	1,99	1952
	3000	16,46	48,5	140	139	8870	8790	1,93	2126
	3000	13,62	35,9	140	181	7140	7050	1,97	2117
	3000	13,43	31,0	140	205	6540	6440	2,002	2112
3000	13,58	26,1	140	252	5820	5710	2,0395	2104	

Chapitre 8 - Signification physique du temps de percussion

8.1 Introduction

Le temps de séjour introduit par Miles est un paramètre incontournable pour mesurer l'intensité de raffinage. Il représente cependant l'une des caractéristiques du procédé de raffinage qu'on ne peut pas mesurer avec précision puisqu'il n'existe aucun moyen expérimental ou théorique pour le mesurer. Dans la zone de raffinage, la valeur du coefficient de friction tangentiel est incluse dans l'expression mathématique du temps de séjour. Ce dernier mesure la durée nécessaire pour que les fibres parcourent la zone de raffinage. Miles a démontré que le temps de séjour est relié au nombre d'impacts par une relation linéaire, dont le coefficient de linéarité dépend de la vitesse de rotation et du nombre moyen de lames par unité d'arc des lames. Le temps de séjour ne donne aucune information sur la durée de chaque impact entre les fibres et les lames. Par conséquent, les effets de la durée de cet impact sur les caractéristiques des fibres et du papier qui en résultent, ainsi que son effet sur la consommation d'énergie correspondante, sont méconnus. Le temps de séjour ne sert qu'à définir l'intensité de raffinage en se basant sur sa définition traditionnelle, alors que la durée d'impact a un effet très important dans les phénomènes des chocs entre deux corps, puisque l'application d'une même force sur un corps pendant deux durées différentes ne provoque pas la même énergie exercée sur ce corps. Malgré les développements technologiques, qui ne cessent de s'améliorer afin d'aboutir à une bonne précision, on ne pourra jamais mesurer par un appareil adéquat la durée d'impact, à cause de sa valeur infiniment petite (au moment de la mesure, on obtiendra toujours un pic de Dirac).

Dans ce qui suit, nous allons étudier ce temps d'impact, après avoir compris son interprétation physique et élaboré son expression mathématique, nous pourrons le calculer et ainsi étudier son effet sur le résultat de raffinage. Cette durée temporelle sera dénommée le temps de percussion ou d'impact.

8.2 Interprétation physique du temps de percussion

Le procédé de raffinage, comme n'importe quel système, est régi par le premier principe de la thermodynamique de conservation : la transformation thermodynamique se produit de telle sorte que la variation d'énergie du système composé par le raffineur et les fibres soit égale à celle échangée avec le milieu extérieur. Le premier système (S_r) que nous allons étudier sera composé par le raffineur et les fibres. Le deuxième système (S_e) sera le milieu extérieur; il se compose de la chaudière et du moteur électrique ainsi que du milieu environnant. Le bilan énergétique entre ces deux systèmes est nul. Cependant, le premier principe n'impose aucune contrainte sur le sens d'échange énergétique entre le système et le milieu extérieur. Le deuxième principe de la thermodynamique permettra de prévoir l'évolution des systèmes, formalisé par la fonction d'entropie (S). La Figure 8.1, illustre les échanges énergétiques entre les deux systèmes.

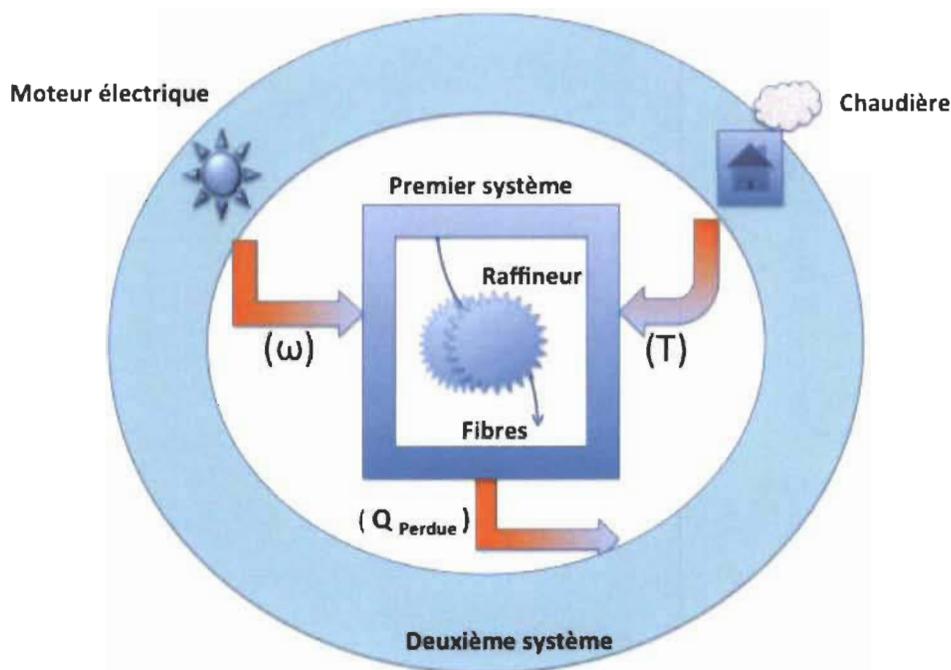


Figure 8.1 Échange d'énergie mécanique et thermique entre les deux systèmes (S_e) et (S_r)

Le système extérieur (S_e) transfère l'énergie mécanique au système (S_r), fournie par le moteur électrique, pour faire fonctionner le raffineur avec une vitesse de rotation (ω). De plus, le système extérieur fournit une énergie thermique au système (S_r) via la chaudière qui produit la vapeur d'eau à haute pression à la température (T). Le reste de

l'énergie mécanique et thermique non absorbée par le système (Sr) se dissipe sous forme d'énergie thermique (Q_{perdue}) dans le système (Se).

Les deux paramètres (T) et (ω) sont deux paramètres importants puisqu'ils expriment les échanges énergétiques entre les deux systèmes (Sr) et (Se), tandis que les autres paramètres de fonctionnement du raffineur ne font que varier l'intensité des échanges énergétiques (par conséquent l'intensité de raffinage) entre les deux systèmes (Sr) et (Se) après avoir perturber le système (Sr). Par exemple, la variation de l'entrefer des lames du raffineur perturbe la nature du système (Sr), car il y a eu un changement au niveau de la position spatiale des lames; la dilution avec l'eau, l'ajout des produits chimiques ou un traitement au raffineur du premier stade, modifie la morphologie des fibres. Ces opérations produisent une perturbation dans le système (Sr), car ils varient l'entropie du système en question. La variation du moment d'inertie des lames (changement des lames) modifie le système (Sr), et le changement de la performance du moteur électrique (a priori son rendement) ou bien la performance de la chaudière modifient le système (Se).

Le procédé de raffinage est régi par l'entrecroisement des lames avec une vitesse de rotation donnée. C'est un processus répétitif qu'on a caractérisé par la grandeur physique connue sous le nom du temps de percussion. Il représente la durée temporelle infiniment petite nécessaire pour que l'intensité de choc entre les lames et les floes des fibres soit maximale. En d'autres termes, le temps de percussion est la durée nécessaire pour que les deux systèmes (Sr) et (Se) échangent l'énergie mécanique, alors que la vitesse de rotation ($\omega = 2\pi f$) représente la fréquence (f) de transmission de cette énergie mécanique entre les deux systèmes.

Dans le présent travail, après avoir étudié les effets de la perturbation du système (Sr) sur le temps d'impact, nous expliquerons l'effet combiné du temps d'impact et de la force fournie par le système (Se) sur le taux de raccourcissement des fibres. Nous allons montrer que le temps d'impact contient la propriété d'une différentielle exacte de la même façon que l'entropie d'un système donné en mettant en exergue le rôle important

qu'il pourra jouer dans la détection précise de l'effet de la déformation des lames du raffineur (perturbation du système (Sr)).

8.3 Expression mathématique du temps de percussion

Le temps de percussion est un paramètre développé au moment de la quantification mathématique de la viscosité dynamique des fibres. La résolution de l'équation différentielle, qui caractérise le procédé de raffinage, a nécessité l'introduction de cette grandeur physique. Nous avons pu le quantifier par des systèmes d'équations mathématiques adéquats.

Pour que l'on puisse déterminer la valeur expérimentale du temps de percussion, il est primordial de le quantifier par une équation en fonction des caractéristiques des systèmes (Sr) et (Se).

La résolution du système d'équations (voir l'équation 7.85) pour l'inconnu (t_p) permet d'obtenir son expression mathématique :

$$t_p = \frac{2d_s}{r\omega(2-x)} + I \frac{x\omega^2}{P_{nette}} \left(\frac{x}{2} - 1 \right) \quad \text{Équation 8.1}$$

Avec;

I	Moment d'inertie des lames du rotor,
x	Pourcentage de diminution de la vitesse de rotation après chaque percussion (très faible),
d_s	Largeur de la lame du stator,
P_{nette}	Consommation totale d'électricité,
ω	Vitesse de rotation.

La variable qualitative (x) dépend des performances du moteur électrique. On pourra déterminer son expression à partir de l'équation 7.88.

$$n_c x = \frac{P}{100}$$

En remplaçant (n_c) par son expression (voir les équations 7.83 et 7.84), on obtient :

$$\left(\frac{\alpha}{\frac{1}{r\omega} \left(d_e + \frac{2d_s}{(2-x)} \right)} \right) x = \frac{P}{100} \quad \text{Équation 8.2}$$

Avec α la constante de temps mécanique du moteur électrique.

Après développement de l'équation 8.2 on obtient l'équation 8.3 du deuxième degré suivante :

$$x^2 - \left(2 + \frac{Pd_e}{100\alpha r\omega} \right) x + \frac{2P}{100\alpha r\omega} (d_e + d_s) = 0 \quad \text{Équation 8.3}$$

Cette équation admet les deux solutions (x_+) et (x_-) :

$$\begin{cases} x_+ = \frac{1}{2} \left[\left(2 + \frac{Pd_e}{100\alpha r\omega} \right) + \sqrt{\left(2 + \frac{Pd_e}{100\alpha r\omega} \right)^2 - 8 \frac{P(d_e + d_s)}{100\alpha r\omega}} \right] \\ x_- = \frac{1}{2} \left[\left(2 + \frac{Pd_e}{100\alpha r\omega} \right) - \sqrt{\left(2 + \frac{Pd_e}{100\alpha r\omega} \right)^2 - 8 \frac{P(d_e + d_s)}{100\alpha r\omega}} \right] \end{cases}$$

La vérification expérimentale est la seule manière qui permettra de choisir la solution admissible physiquement. Le Tableau 8.1, illustre les valeurs expérimentales obtenues pour les deux solutions de l'équation 8.3

Tableau 8.1 Comparaison de valeurs des solutions (x_+) et (x_-)

Tour/minute	ds (m)	r (m)	ω (rd/s)	I (Pa.s)	P	De (m)	α (s)	x_- (%)	x_+ (%)
3250	0.0025	0.37098032	340.2	0.028	12	0.0035	2	2.8527E-06	1.99999881
3000	0.0025	0.37098032	314.0	0.028	12	0.0035	2	3.0905E-06	1.99999871
3500	0.0025	0.37098032	366.3	0.028	12	0.0035	2	2.6490E-06	1.9999989

Le taux de diminution pour la valeur x_+ est assez élevé; mais une seule percussion avec les amas des fibres ne peut pas diminuer la vitesse de rotation de 2%. La solution à accepter est donc l'expression x_- , qu'on notera x .

8.3.1 Détection de la déformation des lames du raffineur par l'intermédiaire du temps de percussion.

Afin de calculer le temps de séjour, Miles [16] a pris en compte l'effet de la déformation des lames. Il a introduit le paramètre nommé *taper* (t) pour modéliser l'effet de cette déformation qui est généré par les contraintes mécaniques exercées par les matelas fibreux et la vapeur d'eau sur les lames. Nous avons pu établir une relation entre le moment d'inertie d'une lame du rotor, le *taper* (t) et l'entrefer donné par la formule suivante (voir l'équation 6.75) :

$$I_k = \frac{m_k (I_k^2 + \delta_k^2)}{12} + m_k \left(\frac{S_{2,0} - S_{2,r}}{t} + r_2 \right)^2$$

Avec

$$I = \sum_{k=1}^{N_r} I_k$$

La déformation du carter du raffineur a été confirmée par Roux [8]. Selon lui, l'entrefer doit être estimé par ses variations relatives sous l'effet de la déformation du raffineur, ce qui conduit à l'impossibilité de mesurer avec précision la valeur réelle de l'entrefer.

Nous avons analysé, à cet effet, la base de données obtenue à partir du raffineur du CRML, mais à partir d'une sélection de mesures présentées au Tableau 8.2.

Une petite déformation au niveau de la géométrie des lames du raffineur, sous des contraintes mécaniques de la pâte ou bien de la vapeur d'eau, engendre une perturbation au niveau du système (Sr) (modification de la valeur du moment d'inertie des lames). Par la suite, le système (Se) doit répondre à cette perturbation afin de choisir un nouvel état d'équilibre (nouvelle valeur d'entropie S). Par conséquent, le temps nécessaire pour échanger l'énergie entre le système devra être modifié.

L'analyse des données du Tableau 8.2 montre que la variation du taux de production (débit) et l'essence du bois n'ont aucun effet apparent sur le temps de percussion. De même, aucun effet n'est remarqué sur ce point en faisant varier les entrefers. On déduit, selon l'équation 6.75, que le moment d'inertie est invariant par rapport à la variation des

entrefers, ce qui prouve l'absence de l'effet du *taper* (t) dans le moment d'inertie et par conséquent, dans ces essais, il n'y a pas eu de déformation des lames.

Tableau 8.2 Essais de raffinage démontrant l'absence des déformations des lames au moment du raffinage (raffineur du CRML).

Puissance nette (kW)	Température (°C)	Vitesse (tr/min)	Production (kg/s)	Épinette (%)	Sapin (%)	Pin gris (%)	Bouleau (%)	Entrefer (zone plate) (mm)	Entrefer (zone conique) (mm)	Temps de percussion (10^{-3} s)
60	132	3250	0,45	60	0	40	0	0,40	0,40	1998
60	132	3250	0,53	60	0	40	0	0,38	0,38	1998
60	132	3250	0,65	0	0	0	100	0,25	0,25	1998
60	132	3250	0,55	0	20	40	40	0,35	0,35	1998
60	132	3250	0,53	60	0	0	40	0,35	0,35	1998
60	132	3250	0,65	0	0	0	100	0,25	0,25	1998
58	132	3250	0,54	60	0	0	40	0,40	0,40	1999
58	132	3250	0,65	0	0	0	100	0,28	0,28	1999
58	132	3250	0,50	60	0	40	0	0,38	0,38	1999
58	132	3250	0,56	100	0	0	0	0,39	0,39	1999
58	132	3250	0,50	0	60	40	0	0,40	0,40	1999

On peut conclure qu'aucune déformation n'est observée sur les lames du raffineur du CRML au cours du raffinage. Les phénomènes de déformation des lames, s'ils ont eu lieu, auront un effet tangible seulement sur des raffineurs industriels de très grandes tailles ou bien selon des conditions critiques de raffinage, mais ceci doit être vérifié expérimentalement sur des raffineurs à grande échelle. Il est possible de quantifier le paramètre *taper* (t) en effectuant une étude plus approfondie à partir des résultats théoriques de Miles [16]

8.3.2 Effet de la perturbation du système (S_r) sur le temps de percussion.

Description de l'appareil de mesure d'indice d'égouttage (CSF)

La mesure de la résistance à l'égouttage d'une suspension fibreuse consiste à égoutter à travers une toile métallique, une suspension de pâte à une concentration de 2 g/L sous une température de 20°C. Pendant la filtration, deux débits s'écoulent, un à travers un orifice central normalisé, l'autre par un orifice latéral (voir la Figure 8.2).

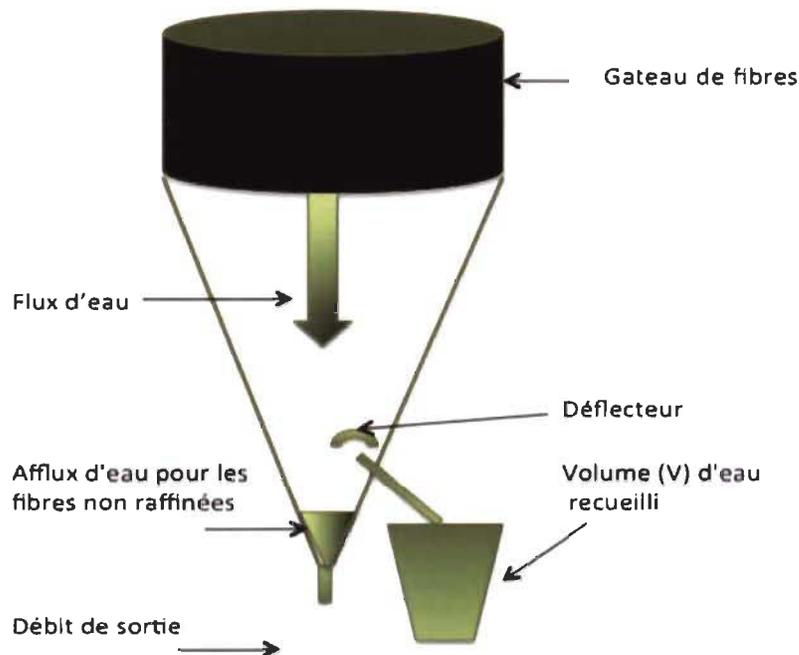


Figure 8.2 Schéma représentant l'appareil de mesure du CSF.

Un flux d'eau se forme sous la toile. L'orifice central ne permet le passage que pour un débit de sortie fixe. Le surplus s'écoule par l'orifice latéral et il est recueilli dans une éprouvette.

Plus la pâte est raffinée, plus elle limite l'écoulement d'eau, donc un volume plus important d'eau passe à travers l'orifice central, au détriment de l'orifice latéral.

L'indice d'égouttage (CSF) est donné par la mesure de la quantité d'eau recueillie dans le déversoir latéral.

Il suffit de fixer tous les paramètres des systèmes (S_r) et (S_e) qui sont présents dans l'équation 1.20, pour étudier l'effet de la perturbation du système (S_r) sur le temps de

percussion (tp). La perturbation peut être générée par un changement de l'essence des fibres ou de ses propriétés (sous l'effet du raffinage premier stade R_1), de sa consistance (teneur en eau), du bois de printemps ou d'été. Pour ce faire nous avons étudié une base de données construite sous des conditions diversifiées d'opérations de raffinage (x_k) et (y_k) au niveau du premier et du deuxième stade (voir Figure 8.3).

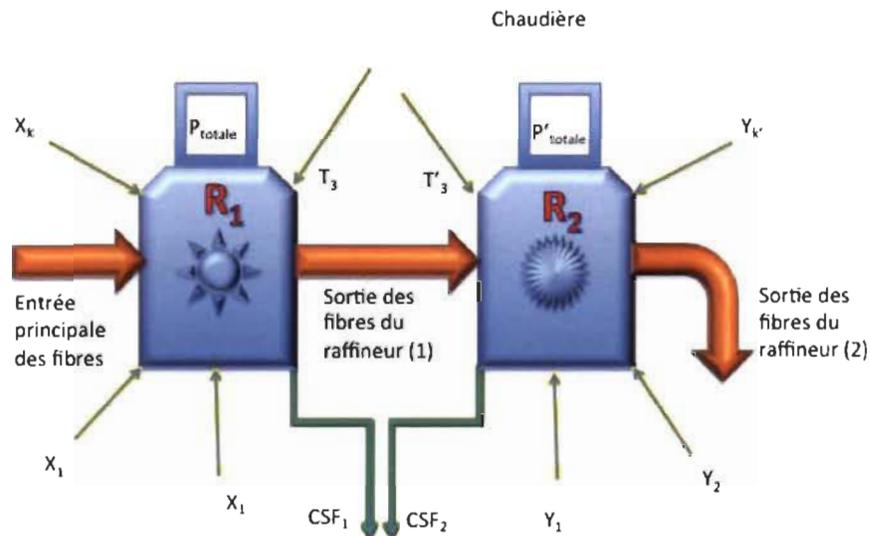


Figure 8.3 Visualisation des paramètres de raffinage (x_k) du premier stade et (y_k) du deuxième stade.

La mesure de la consommation électrique lors du raffinage du deuxième stade a permis de mesurer le temps de percussion en utilisant l'équation 8.2, la courbe obtenue est illustrée sur la Figure 8.4.

Quelle que soit la combinaison des variations des conditions de raffinage (x_k) et (y_k) on obtiendra toujours la courbe de la Figure 8.4, tant que les échanges énergétiques s'effectuent entre les mêmes systèmes (Sr) et (Se), c'est-à-dire en fixant le moment d'inertie (I) des lames du rotor et la vitesse de rotation (ω) ainsi que la largeur des lames du stator (ds).

Les mesures expérimentales (voir Tableau 8.3) montrent que l'on peut se déplacer du point (A) vers le point (B) (variation du temps de percussion) suite à une simple variation de l'une des variables (x_k) et (y_k) pendant le fonctionnement du raffineur sauf que la loi mathématique entre ces variables qui régit ce déplacement est méconnue. La perturba-

tion du système (S_r) a un effet sur le temps d'impact entre les deux systèmes (S_r) et (S_e).

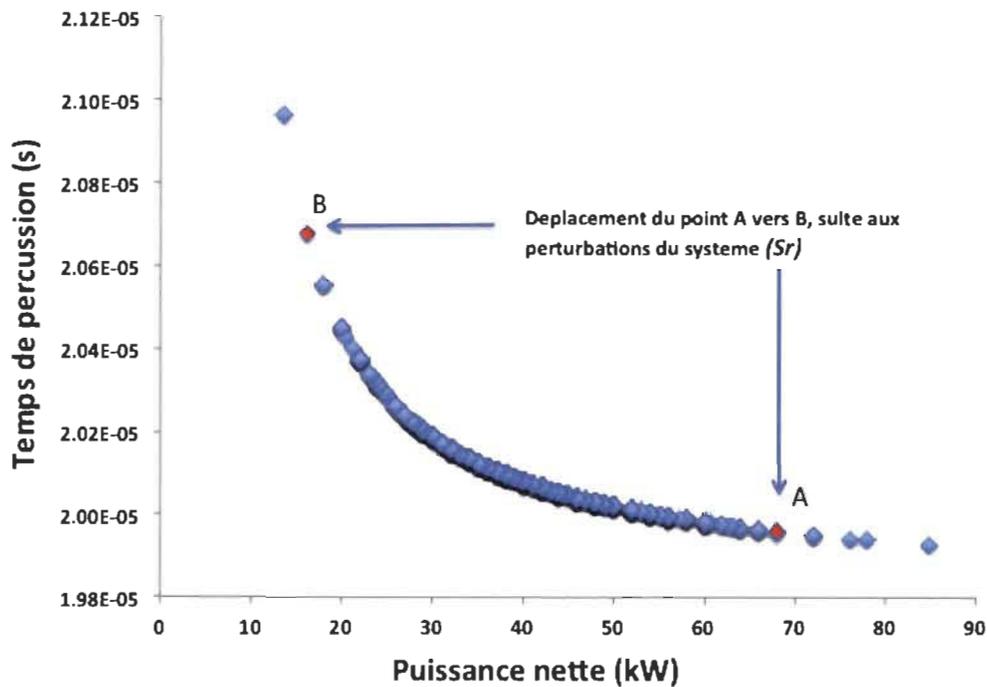


Figure 8.4 Effet de la perturbation du système (S_r) sur le temps de percussion (variation des paramètres (x_k) et (y_k) avec ($\omega = 3250$ tr/min et $T = 132^\circ\text{C}$).

Même en variant les paramètres (x_k) et (y_k), le point (A) est invariant, ce qui démontre qu'une perturbation du système (S_r) ne provoque pas nécessairement une réaction du système (S_e) et son entropie n'est pas toujours affectée malgré l'effet de la perturbation du système (S_r). La variation de ces paramètres donne le même temps de percussion, tel que montré au Tableau 8.4. Cette observation peut être expliquée par le fait que la variation de certains paramètres de raffinage (x_k) et (y_k) a généré une perturbation du système (S_r) qui a été atténuée par l'effet de la vapeur d'eau fournie par le système (S_e), par exemple l'ouverture des entrefers et la variation du taux de productions varient le taux de vapeur d'eau dans la zone de raffinage. Ceci, combiné à d'autres paramètres de raffinage, pourra amortir la perturbation du système (S_r) et ainsi avoir le même temps de percussion.

Notons que l'atténuation de la perturbation du système (Sr) n'implique pas les mêmes résultats de raffinage, les propriétés des fibres (la longueur des fibres) ont été changées (voir tableau 8.4).

Vu l'allure de la courbe (voir Figure 8.4), on remarque qu'une des caractéristiques du point (A) réside dans la possibilité de lui retrouver, selon une perturbation adéquate du système (Sr), une autre valeur très voisine de son temps de percussion avec une différence de consommation électrique non négligeable. La complexité du procédé de raffinage et le grand nombre de ces variables ne permettent pas de distinguer le(s) paramètre(s) responsable(s) pour réaliser cette manœuvre (comment créer une perturbation adéquate du système (Sr) qui fait le déplacement d'un point (A) précisément vers le point B). Le contrôle de ces variables et de leur interaction sur l'évolution du déplacement est une solution envisagée et améliorée afin de contrôler le procédé de raffinage pour optimiser la consommation électrique.

Dans ce qui suit, nous allons étudier les variables qui ont un effet sur le déplacement du point (A) vers un autre point (B). L'objectif de cette analyse est de chercher, à partir des essais expérimentaux, les paramètres de raffinage pour lesquelles on obtient différentes consommations électriques pour différentes valeurs du temps de percussion correspondante, de préférence en choisissant ceux qui auront des valeurs très voisines sous réserve de garder constant le moment d'inertie (J) la vitesse de rotation (ω) et la distance des lames du stator (ds) pendant le raffinage au deuxième stade.

Sur un nombre de 400 essais de raffinage, on a obtenu 10 essais qui vérifient la condition ci-dessous. Le Tableau 8.5 illustre les résultats obtenus. La consommation électrique et la longueur des fibres, obtenues pour ces points critiques caractérisés par leur temps de percussion très voisin, sont aussi affichées sur ce tableau.

Sur le Tableau 8.6 qui caractérise les paramètres mesurables (x_k) et (y_k) de raffinage relatif à ces points critiques, on remarque qu'il est difficile de déchiffrer la combinaison des facteurs de raffinage responsables de l'égalité du temps de percussion (une même combinaison ne conduit pas au même résultat souhaité).

Tableau 8.3 Résultats des tests de raffinage suivant la variation des paramètres (x_k) et (y_k) sur le temps de percussion (la position du point A).

Charge 2 ^e stade (kW)	Charge 1 ^{er} stade (kW)	Épinette (%)	Sapin (%)	Pin gris (%)	Bouleau (%)	Écorce (%)	Nœuds (%)	Caries (%)	Extractibles (%)	Entrefre D.plat 1 ^{er} stade (mm)	Entrefre D.conique 1 ^{er} stade (mm)	Consistance 1 ^{er} stade (%)	Production 1 ^{er} stade (kg/s)	Entrefre D.plat 2 ^e stade (mm)	Entrefre D.conique 2 ^e stade (mm)	Consistance 2 ^e stade (%)	Indice d'égouttage 2 ^e stade (mL)	Temps de percussion (10 ⁻³ s)
23,2	24,1	0	100	0	0	1,1	3,0	0,0	0,9	0,8	0,8	26,1	0,39	2,00	2,00	10,9	193	2033
24,8	27,7	0	60	0	40	1,4	1,0	0,0	1,0	0,7	0,7	33,7	0,50	0,55	0,55	12,0	204	2029
25,0	36,5	0	20	40	40	1,0	0,5	0,0	1,0	0,8	0,8	24,2	0,54	0,60	0,60	13,1	200	2028
28,8	22,0	0	100	0	0	1,1	3,0	0,0	0,8	0,8	0,8	24,2	0,40	0,60	0,60	10,1	195	2021
37,2	27,8	60	0	0	40	2,2	3,9	0,0	1,4	0,6	0,6	22,9	0,47	0,48	0,48	12,0	234	2010
38,5	32,8	0	100	0	0	2,5	1,8	1,4	0,7	1,0	1,0	27,6	0,52	0,35	0,35	12,9	88	2009
38,8	25,8	0	60	0	40	1,5	2,7	0,0	1,2	0,7	0,7	37,0	0,49	0,50	0,50	14,1	110	2009
40,8	26,6	0	60	40	0	0,9	1,6	0,0	1,2	0,8	0,8	25,8	0,42	0,45	0,45	11,9	101	2007
41,2	29,7	60	0	40	0	1,4	4,3	0,0	1,5	0,8	0,8	24,6	0,48	0,48	0,48	12,0	226	2007
42,5	30,8	100	0	0	0	1,5	1,0	0,0	0,9	0,8	0,8	24,2	0,55	0,45	0,45	12,5	141	2006
44,4	32,2	0	20	40	40	1,2	3,0	0,0	1,7	0,6	0,6	39,1	0,58	0,40	0,40	14,8	115	2005
44,8	29,7	60	0	40	0	1,4	4,3	0,0	1,5	0,8	0,8	24,6	0,48	0,42	0,42	12,8	193	2005
46,8	26,9	100	0	0	0	2,2	4,7	0,0	1,0	0,8	0,8	34,4	0,44	0,45	0,45	13,8	182	2003
48,8	22,0	0	100	0	0	1,1	3,0	0,0	0,8	0,8	0,8	24,2	0,40	0,45	0,45	12,2	87	2002
49,2	26,9	100	0	0	0	2,2	4,7	0,0	1,0	0,8	0,8	34,4	0,44	0,42	0,42	14,1	158	2002
55,0	40,2	100	0	0	0	0,4	3,2	0,5	0,9	0,8	0,8	22,8	0,47	0,35	0,35	16,6	95	2000
55,2	40,8	0	0	0	100	1,3	0,3	0,0	1,4	0,5	0,5	37,4	0,61	0,25	0,25	17,5	100	2000
57,2	28,3	20	0	40	40	0,9	1,0	0,0	1,6	0,8	0,8	28,3	0,49	0,38	0,38	14,8	132	1999
60,8	26,9	100	0	0	0	2,2	4,7	0,0	1,0	0,8	0,8	34,4	0,44	0,40	0,40	14,7	113	1998
62,8	27,8	60	0	0	40	2,2	3,9	0,0	1,4	0,6	0,6	22,9	0,47	0,40	0,40	13,5	91	1997
63,2	31,4	0	0	100	0	0,2	3,7	0,0	2,3	0,8	0,8	33,9	0,54	0,38	0,38	14,1	92	1997
76,0	30,0	100	0	0	0	1,5	1,0	0,0	1,4	0,8	0,8	32,1	0,45	0,38	0,38	14,1	68	1994
78,0	32,1	0	0	100	0	0,2	1,5	0,0	1,8	0,8	0,8	37,6	0,55	0,35	0,35	16,3	110	1994
84,8	32,1	0	0	100	0	0,2	1,5	0,0	1,8	0,8	0,8	37,6	0,55	0,32	0,32	17,0	76	1993

Tableau 8.4 Illustration des tests de raffinage ou il y a absence d'influence des variations des paramètres (x_k) et (y_k) sur le temps de percussion (la position du point A), $T=132\text{ }^\circ\text{C}$ et $\omega=3250$ (tr/min).

Charge 2 ^e stade (kW)	Charge 1 ^{er} stade (kW)	Épinette (%)	Sapin (%)	Pin gris (%)	Bouleau (%)	Neruds (%)	Caries (%)	Extractibles (%)	Longueur fibres (lw) (mm)	Entrefur D.plat 1 ^{er} stade (mm)	Entrefur D.conique 1 ^{er} stade (mm)	Consistance 1 ^{er} stade (%)	Production 1 ^{er} stade (kg/s)	Indice d'égoûtage 1 ^{er} stade (mL)	Entrefur D.plat 2 ^e stade (mm)	Entrefur D.conique 2 ^e stade (mm)	Consistance 2 ^e stade (%)	Production 2 ^e stade (kg/s)	Indice d'égoûtage 2 ^e stade (mL)	Temps de percussion (.10 ⁻³ s)
18.0	34.4	0.0	60.0	0.0	40.0	2.7	0.0	1.2	1.08	0.55	0.55	23.6	0.48	335	2.00	2.00	11.7	0.49	157	2055
18.0	25.3	0.0	100.0	0.0	0.0	2.8	0.0	0.9	1.52	0.80	0.80	24.3	0.43	401	0.50	0.50	10.9	0.45	210	2055
20.0	27.2	0.0	100.0	0.0	0.0	1.5	0.0	0.7	1.56	0.80	0.80	25.3	0.41	392	3.00	3.00	11.8	0.58	184	2045
20.0	30.1	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.4	0.7	1.71	1.00	1.00	22.8	0.42	364	1.00	1.00	11.0	0.49	200	2045
20.0	25.7	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.0	0.4	1.61	1.00	1.00	23.3	0.52	389	3.00	1.00	11.2	0.54	210	2045
20.0	26.4	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.0	0.4	1.61	1.00	1.00	22.0	0.47	280	3.00	3.00	10.5	0.60	190	2045
22.0	34.4	0.0	60.0	0.0	40.0	2.7	0.0	1.2	1.12	0.55	0.55	23.6	0.48	335	3.00	0.80	11.6	0.49	135	2037
22.0	24.3	0.0	100.0	0.0	0.0	1.5	0.0	0.7	1.51	0.80	0.80	25.0	0.40	418	1.00	1.00	11.2	0.56	195	2037
22.0	39.0	100.0	0.0	0.0	0.0	1.0	0.2	1.5	1.87	0.80	0.80	23.2	0.52	353	0.60	0.60	12.0	0.56	235	2037
22.0	31.0	0.0	100.0	0.0	0.0	1.1	0.2	1.5	1.74	1.00	1.00	21.3	0.46	285	1.00	1.00	11.2	0.61	168	2037
22.0	28.1	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.4	1.3	1.71	1.20	1.20	21.2	0.43	333	1.00	1.00	12.8	0.70	203	2037
22.0	29.0	0.0	100.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.4	1.57	1.20	1.20	18.8	0.46	336	0.80	0.80	11.1	0.61	225	2037
22.0	30.3	0.0	60.0	0.0	40.0	0.9	0.0	0.6	1.33	1.20	1.20	25.6	0.54	390	0.70	0.70	11.6	0.56	178	2037
23.0	31.1	0.0	60.0	40.0	0.0	0.8	0.0	0.7	1.77	0.90	0.90	19.5	0.43	323	0.70	0.70	10.9	0.54	180	2034
23.0	35.8	60.0	0.0	40.0	0.0	1.1	0.0	1.0	1.91	1.00	1.00	26.2	0.46	283	0.70	0.70	11.3	0.58	219	2034
24.0	36.4	0.0	100.0	0.0	0.0	2.5	0.0	0.9	1.62	0.80	0.80	23.4	0.49	466	0.80	0.80	10.4	0.51	229	2031
24.0	30.3	0.0	60.0	40.0	0.0	4.2	0.0	1.6	1.69	0.65	0.69	29.0	0.52	450	0.70	0.70	9.6	0.45	248	2031
24.0	25.8	0.0	60.0	0.0	40.0	2.7	0.0	1.2	1.17	0.70	0.70	17.0	0.49	187	2.00	2.00	12.4	0.58	187	2031
24.0	32.8	0.0	100.0	0.0	0.0	1.8	1.4	0.7	1.66	1.00	1.00	27.6	0.52	476	0.50	0.50	12.9	0.50	220	2031
24.0	30.0	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.4	1.0	1.69	1.00	1.00	16.4	0.39	339	0.80	0.80	11.1	0.63	200	2031
24.0	36.4	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.0	0.4	1.55	1.00	1.00	22.0	0.47	280	0.80	0.80	12.5	0.60	170	2031
26.0	24.3	0.0	100.0	0.0	0.0	1.5	0.0	0.7	1.54	0.80	0.80	25.0	0.40	418	0.60	0.60	11.0	0.56	177	2026
26.0	32.0	0.0	100.0	0.0	0.0	1.8	1.4	0.7	1.77	1.00	1.00	25.5	0.44	489	0.50	0.50	12.3	0.47	206	2026
26.0	31.0	0.0	100.0	0.0	0.0	1.1	0.2	1.5	1.68	1.00	1.00	21.3	0.46	285	0.60	0.60	11.6	0.61	148	2026
26.0	29.0	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.4	1.3	1.75	1.20	1.20	21.3	0.43	345	0.80	0.80	11.8	0.62	187	2026
27.0	30.1	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.4	0.7	1.68	1.00	1.00	22.8	0.42	364	0.50	0.50	11.8	0.49	162	2024
27.0	26.4	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.0	0.4	1.51	1.00	1.00	22.0	0.47	280	0.60	0.60	11.7	0.60	140	2024
27.0	44.3	0.0	0.0	0.0	100.0	0.5	0.0	1.0	0.84	0.60	0.60	25.1	0.65	321	0.40	0.40	14.4	0.78	210	2024
27.0	35.1	100.0	0.0	0.0	0.0	1.8	0.0	0.9	2.12	0.90	0.90	28.7	0.55	452	0.70	0.70	12.2	0.52	200	2024
27.0	37.3	60.0	0.0	0.0	40.0	1.3	0.0	0.9	1.51	0.90	0.90	25.9	0.52	283	0.55	0.55	12.8	0.54	191	2024
27.0	30.3	0.0	60.0	0.0	40.0	0.9	0.0	0.6	1.34	1.20	1.20	25.6	0.54	390	0.50	0.50	12.3	0.56	143	2024
28.0	34.4	0.0	60.0	0.0	40.0	2.7	0.0	1.2	1.13	0.55	0.55	23.6	0.48	335	0.60	0.60	12.8	0.49	115	2022
28.0	30.5	0.0	60.0	0.0	40.0	0.4	0.0	0.8	1.26	0.70	0.70	36.8	0.55	444	0.60	0.60	14.2	0.60	190	2022
28.0	24.5	0.0	100.0	0.0	0.0	1.1	0.1	0.6	1.61	1.00	0.93	18.4	0.45	191	0.55	0.55	12.4	0.55	191	2022
28.0	39.1	100.0	0.0	0.0	0.0	0.8	0.2	0.9	1.86	0.80	0.80	34.6	0.55	522	0.48	0.48	13.5	0.51	212	2022
28.0	32.0	0.0	100.0	0.0	0.0	1.8	1.4	0.7	1.69	1.00	1.00	25.5	0.44	489	0.48	0.48	12.0	0.47	164	2022
28.0	30.0	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.4	1.0	1.71	1.00	1.00	16.4	0.39	339	0.55	0.55	11.9	0.63	172	2022
28.0	39.0	100.0	0.0	0.0	0.0	1.0	0.2	1.5	1.85	0.80	0.80	23.2	0.52	353	0.50	0.50	12.8	0.56	173	2022
28.0	25.7	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.0	0.4	1.57	1.00	1.00	23.3	0.52	389	0.60	0.35	13.0	0.54	170	2022
28.0	25.7	0.0	100.0	0.0	0.0	1.2	0.0	0.4	1.56	1.00	1.00	23.1	0.52	389	0.55	0.55	12.1	0.54	135	2022
28.0	35.6	100.0	0.0	0.0	0.0	1.8	0.0	0.9	2.03	0.90	0.90	20.7	0.50	409	0.55	0.55	11.9	0.52	210	2022
28.0	35.1	100.0	0.0	0.0	0.0	1.8	0.0	0.9	2.08	0.90	0.90	28.7	0.55	452	0.50	0.50	12.2	0.52	173	2022
28.0	37.3	60.0	0.0	0.0	40.0	1.3	0.0	0.9	1.49	0.90	0.90	25.9	0.52	283	0.50	0.50	12.4	0.54	155	2022
28.0	35.8	60.0	0.0	40.0	0.0	1.1	0.0	1.0	1.94	1.00	1.00	26.2	0.46	283	0.50	0.50	11.7	0.58	155	2022
28.0	30.3	0.0	60.0	0.0	40.0	0.9	0.0	0.6	1.26	1.20	1.20	25.6	0.54	390	0.48	0.48	12.0	0.56	124	2022
28.5	37.4	0.0	20.0	40.0	40.0	0.8	0.1	1.3	1.27	0.60	0.60	25.9	0.57	358	0.55	0.55	13.8	0.67	187	2021
28.5	37.4	0.0	20.0	40.0	40.0	0.8	0.1	1.3	1.27	0.60	0.60	25.9	0.57	358	0.55	0.55	13.8	0.67	187	2021

Tableau 8.5 Illustration des essais de raffinage donnant un temps de percussion très voisin pour des consommations électriques différentes.

Charge 2 ^e stade (kW)	Indice d'égouttage (CSF2) (mL)	Température (°C)	Indice d'égouttage (CSF1) (mL)	Vitesse 2 ^e stade (tr/min)	Consistance (%)	Production 2 ^e stade (kg/s)	Temps de percussion (.10 ⁻³ s)
38,2	150	124	374	3500	11,5	0,63	1870
38,1	145	140	427	3500	13,7	0,45	1870
76,0	68	132	581	3250	14,1	0,56	1994
72,0	94	132	575	3250	15,0	0,56	1995
63,2	92	132	606	3250	14,2	0,47	1997
62,8	91	132	567	3250	13,5	0,50	1997
60,0	105	132	618	3250	12,6	0,45	1998
60,0	109	132	447	3250	17,6	0,65	1998
58,0	98	132	482	3250	16,2	0,56	1999
58,0	85	132	616	3250	14,3	0,49	1999
56,0	70	140	466	3000	15,5	0,54	2163
55,3	228	140	174	3000	13,3	0,55	2163
52,5	298	140	174	3000	12,4	0,55	2164
52,3	118	124	515	3000	12,6	0,63	2164

Tableau 8.6 Conditions de raffinage (X_k) et (Y_k) correspondantes aux essais de raffinages ayant un temps de percussions très voisin et des consommations électriques différentes.

Puissance consommée 2 ^e stade (kW)	Indice d'égouttage (CSF2) (mL)	Température (°C)	Indice d'égouttage (CSF1) (mL)	Puissance consommée 1 ^{er} stade (kW)	Vitesse 2 ^e stade (tr/min)	Consistance 2 ^e stade (%)	Production 2 ^e stade (kg/s)	Production 1 ^{er} stade (kg/s)	Dilution 1 ^{er} stade (US gal.min ⁻¹)	Dilution 2 ^e stade D.plat (US gal.min ⁻¹)	Consistance 1 ^{er} stade (%)	ÉpINETTE (%)	Sapin (%)	Pin gris (%)	Bouleau (%)	Entrefer D.plat (mm)	Entrefer D.conique (mm)	Rejets (%)	Longueur fibres (ww) (mm)	Fines (%)	Densité (g.cm ⁻³)	Temps de percussions (10 ⁻⁴ s)
38,2	150	124	374	41,5	3500	11,5	0,63	0,58	0,60	0,34	18,3	100	0	0	0	0,48	0,48	2,7	2,37	38,9	0,30	1870
38,1	145	140	427	50,2	3500	13,7	0,45	0,54	0,50	0,34	25,8	100	0	0	0	0,55	0,55	1,2	2,57	37,1	0,34	1870
76,0	68	132	581	30,0	3250	14,1	0,57	0,45	0,20	0,50	32,1	100	0	0	0	0,38	0,38	0,8	2,57	42,9	0,40	1994
72,0	94	132	575	28,3	3250	15,0	0,56	0,49	0,20	0,52	28,3	20	0	40	40	0,35	0,35	0,3	1,96	41,1	0,34	1995
63,2	92	132	606	31,4	3250	14,1	0,48	0,54	0,25	0,48	33,9	0	0	100	0	0,38	0,38	0,1	2,42	43,9	0,33	1997
63,2	92	132	606	31,4	3250	14,1	0,48	0,54	0,25	0,48	33,9	0	0	100	0	0,38	0,38	0,1	2,42	43,9	0,33	1997
62,8	91	132	567	27,8	3250	13,5	0,51	0,47	0,25	0,45	22,9	60	0	0	40	0,40	0,40	0,9	2,06	39,1	0,34	1997
62,8	91	132	567	27,8	3250	13,5	0,51	0,47	0,25	0,45	22,9	60	0	0	40	0,40	0,40	0,9	2,06	39,1	0,34	1997
60,0	105	132	618	25,2	3250	12,6	0,45	0,49	0,25	0,50	33,5	60	0	40	0	0,40	0,40	0,8	2,65	43,1	0,34	1998
60,0	109	132	447	39,2	3250	17,6	0,65	0,62	0,38	0,52	31,5	0	0	0	100	0,25	0,25	0,3	1,04	46,1	0,32	1998
58,0	98	132	482	29,6	3250	16,2	0,57	0,41	0,22	0,53	26,6	100	0	0	0	0,39	0,39	0,8	2,53	40,3	0,38	1999
58,0	85	132	616	26,3	3250	14,3	0,49	0,50	0,28	0,52	36,3	0	60	40	0	0,40	0,40	0,4	2,41	47,2	0,36	1999
56,0	70	140	466	45,5	3000	15,5	0,54	0,58	0,50	0,40	26,2	100	0	0	0	0,50	0,50	0,7	2,38	37,2	0,40	2163
55,3	228	140	174	26,4	3000	13,3	0,55	0,60	0,60	0,34	17,0	100	0	0	0	0,55	0,55	0,7	2,41	37,9	0,32	2163
52,5	298	140	174	26,4	3000	12,4	0,55	0,60	0,60	0,34	17,0	100	0	0	0	0,60	0,60	0,8	2,51	39,2	0,29	2164
52,3	118	124	515	38,1	3000	12,6	0,63	0,54	0,60	0,40	17,0	100	0	0	0	0,48	0,48	2,1	2,35	39,1	0,32	2164

En conséquence, d'autres facteurs peuvent entrer en jeu qui n'ont pas pu être mesurés. Parmi ces facteurs on cite, à titre d'exemple, l'effet du bois de printemps ou d'été.

On peut conclure, selon les résultats de ces tests, que ces points existent et il est, jusqu'à présent, très difficile de les prévoir afin de choisir des combinaisons adéquates de conditions de raffinages (x_k et y_k) qui permettraient de localiser les points souhaités sur la courbe de la Figure 8.4. On a obtenu aléatoirement ces deux facteurs dans notre base de données. La question qui se pose, est-il possible de prévoir ces points critiques à l'avance? Avant de répondre à cette question, il est nécessaire d'étudier le temps de percussion en fonction des conditions de raffinage. L'obtention de ces points critiques se fera à l'aide d'une régression statistique entre le temps de percussion et une des variables qui est mesurable expérimentalement.

8.3.3 Étude expérimentale des conditions de raffinage sur le temps de percussion

La variation de l'entrefer augmente la force exercée sur les amas des fibres, la variation de la charge électrique consommée devrait être une conséquence immédiate de toute variation d'entrefer, à condition que le raffinage s'effectue pour la même nature de fibres. Selon le Tableau 8.4, on remarque que, lors de certains essais de raffinage issus de notre base de données, la charge électrique consommée et le temps de percussion restent invariables (le point (A) est invariant) sous différentes valeurs de l'entrefer. On peut expliquer cette remarque par le fait que d'autres paramètres de raffinage (le degré de raffinage du premier stade par exemple) ont modifié la morphologie des fibres de telle sorte qu'elles ont reçu une même quantité d'énergie du système (Se). Par conséquent, ces fibres modifiées ont reçu la même force de la part des lames du raffineur puisqu'ils ont un même temps d'impact et la même consommation électrique, par la suite leur modification a généré des fibres avec des longueurs différentes (voir Tableau 8.4) malgré qu'ils aient reçu la même énergie. La perturbation du système (Sr) qui provoque cette situation n'est pas une chose facile à reproduire sur d'autre circonstance de fonctionnement de raffinage. Après une longue investigation sur une grande base de

données, une des variables qui mérite l'analyse et celle du temps de percussion en fonction de la consistance et le degré de raffinage du premier stade.

8.3.3.1 Variation du temps de percussion en fonction de la consistance du raffinage du deuxième stade et le degré de raffinage du premier stade

Le raffinage réalisé avec le même bois (épinette) au premier stade suivi d'un raffinage au deuxième stade sous une température $T = 132\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une vitesse de rotation $\omega = 3250\text{ (tr/min)}$ a donné les résultats illustrés sur la courbe de la Figure 8.5.

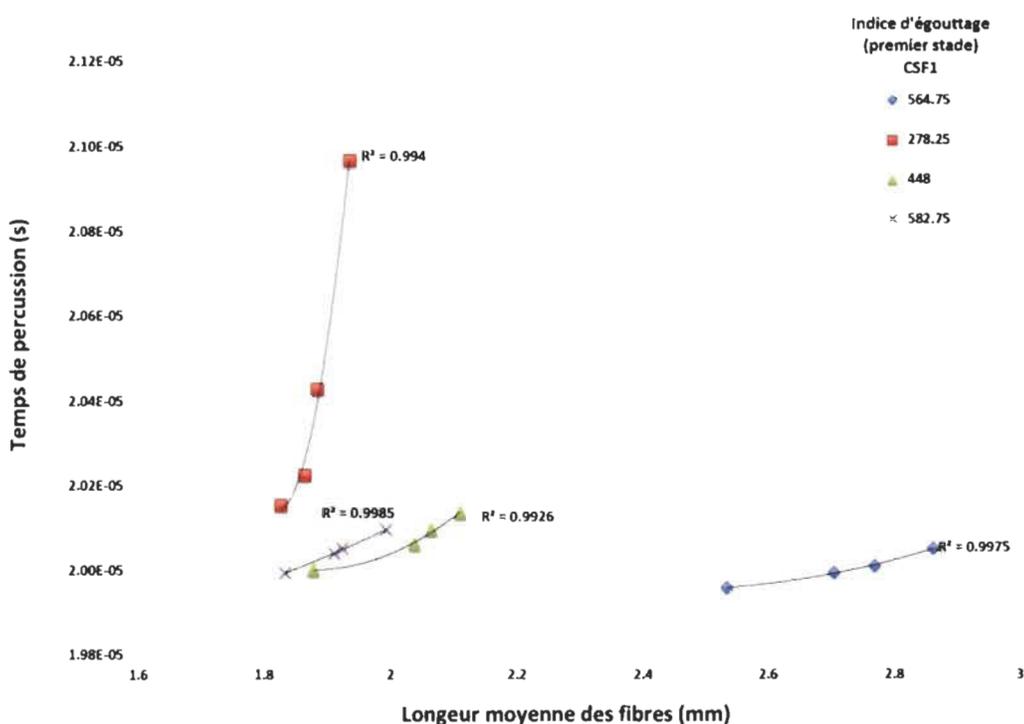


Figure 8.5 Variation du temps de percussion en fonction de la consistance des fibres au deuxième stade et l'indice d'égouttage du premier stade.

La courbe de la Figure 8.5, montre que, pour un degré de raffinage du premier stade donné, le temps de percussion diminue avec la consistance des fibres. Par conséquent, les amas des fibres qui contiennent plus d'eau ont besoin de beaucoup plus de temps pour acquérir toute l'énergie mécanique fournie par le système (Se) pendant chaque impact. D'autre part, pour une consistance donnée, les fibres qui sont moins raffinées au

premier stade nécessitent moins de temps, pour que leur percussion soit maximale (ou bien pour que le transfert d'énergie mécanique soit complet pendant chaque impact).

8.3.3.2 Le raccourcissement des fibres raffinées en fonction de l'intensité de la force inertielle, transmise du système (S_e) au système (S_r) pendant le temps d'impact

Pour un raffinage du même bois (épinette) au premier stade suivi d'un raffinage du deuxième stade, à une température $T = 132\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une vitesse de rotation $\omega = 3250\text{ (tr/min)}$ on a obtenu les résultats présentés à la Figure 8.6.

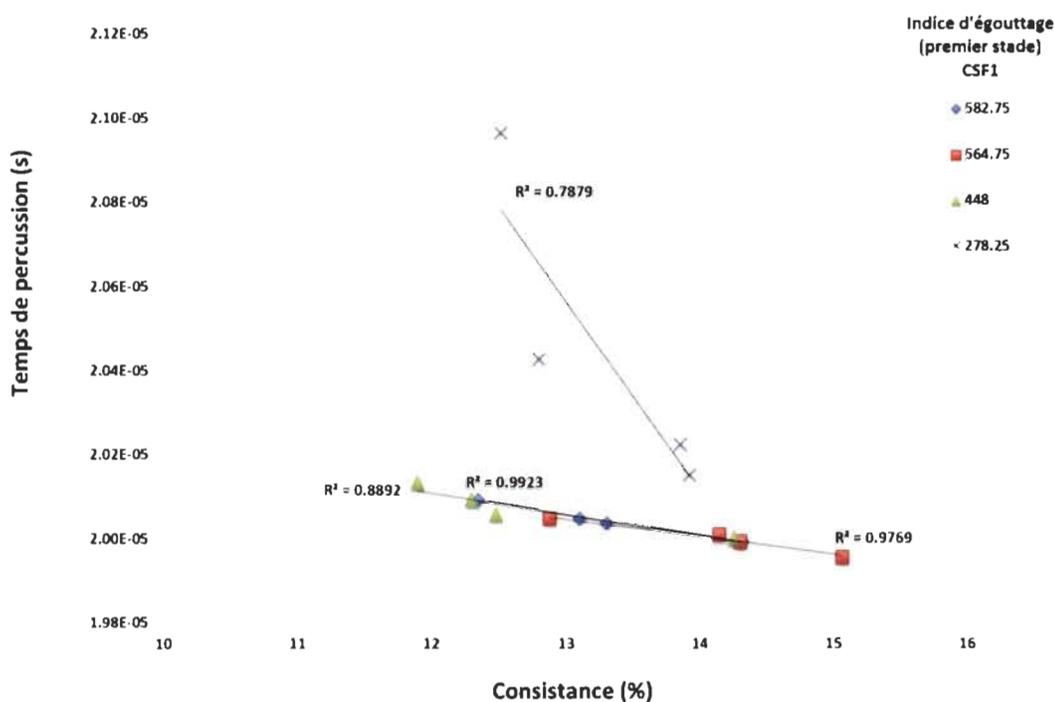


Figure 8.6 Variation de la longueur moyenne des fibres en fonction de leur temps de percussion et le degré de raffinage du premier stade.

On remarque que les fibres les plus raccourcies ont été produites avec un temps de percussions plus court. D'autre part, pour un même temps de percussion, les fibres qui sont moins raffinées au premier stade ont un taux de raccourcissement plus faible.

L'évolution de la force qui accompagne l'énergie mécanique fournie par le système (S_e) au système (S_r) doit être envisagée dans l'étude de l'effet du raccourcissement des

fibres. Pour ce faire on doit distinguer entre la force échangée mutuellement entre les deux systèmes (Se) et (Sr), et la force transmise dans le système (Sr) pour être reçue par les amas des fibres. Notre objectif est d'analyser la force inertielle, qui est fournie par le système (Se) au système (Sr), responsable de l'énergie transmise pendant la durée de chaque impact. Nous avons développé une expression mathématique (voir Équation 4.1) :

$$F = \frac{C_{em} - C_r}{r\omega}$$

Ou encore :

$$F = \frac{P_{nette}}{r\omega}$$

où P_{nette} est la consommation nette d'énergie électrique.

À partir des essais de raffinage réalisés sur le bois d'épinette, avec un degré de raffinage correspondant à un indice d'égouttage de 583mL au premier stade suivi d'un raffinage au deuxième stade à la température $T = 132\text{ }^{\circ}\text{C}$ et avec une vitesse de rotation $\omega = 3250\text{ (tr/min)}$, nous avons tracé la courbe qui combine l'effet du raccourcissement des fibres, du temps d'impact et la force inertielle transmise entre les deux systèmes (Se) et (Sr) pendant le même impact (voir Figure 8.7).

La courbe de la Figure 8.7 montre que lorsqu'une perturbation du système (Sr) augmente la durée d'impact, citons par exemple la diminution de la consistance ou bien la diminution du degré de raffinage du premier stade (voir la Figure 8.5), alors la force inertielle fournie par le système (Se) au système (Sr) sera diminuée. Par conséquent les fibres raffinées seront moins raccourcies.

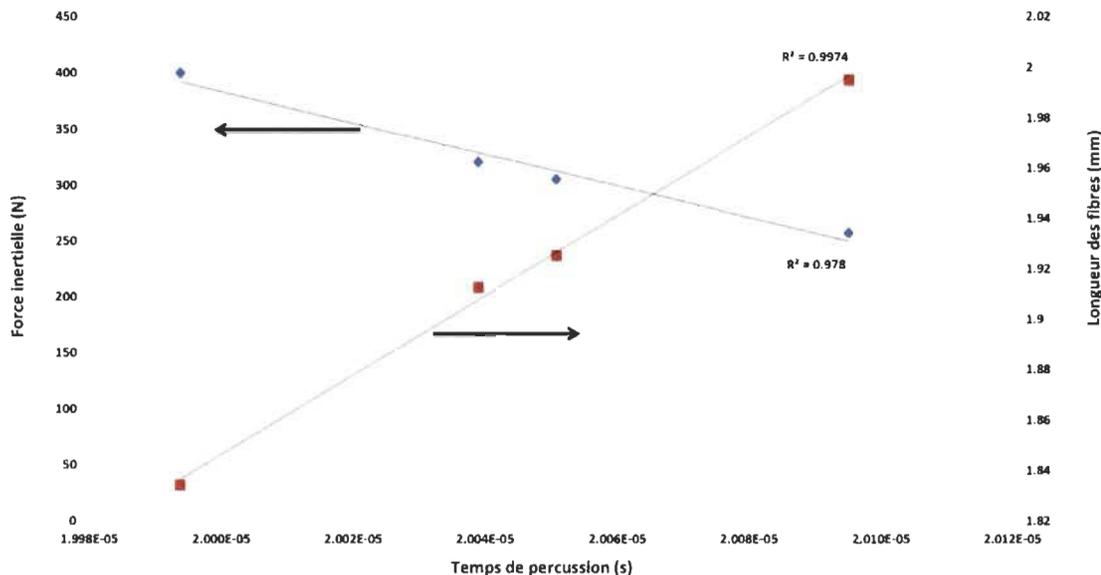


Figure 8.7 Effet combiné du temps de percussion et de la force inertielle sur le raccourcissement des fibres.

8.3.4 Effet de l'essence du bois sur le temps de percussion

Des mesures effectuées sur le raffineur du CRML au niveau du premier et du deuxième stade ont permis de calculer le temps de percussion selon certaines variations des paramètres de raffinage du premier et du deuxième stade (x_k et y_k). Nous avons tracé la courbe du temps de percussion et de la charge correspondante selon l'essence du bois raffiné (voir Figure 8.8). Les résultats obtenus montrent que les déplacements du point (A) sous l'effet des paramètres de raffinage sont limités selon la nature de l'essence du bois raffiné d'une manière indépendante des perturbations effectuées sur le système (Sr) (ou les variations aléatoires des paramètres (x_k et y_k)). L'intervalle du temps de percussion dépend aussi de l'essence du bois raffiné. Pour une température de $T=132^\circ\text{C}$ et une vitesse de rotation de $\omega=3250$ tr/min, nous avons calculé, selon l'essence du bois raffiné, la moyenne des temps de percussion sur plusieurs tests de raffinage (423 tests de raffinage du premier et du deuxième stade pour certaines variations des paramètres de raffinage x_k et y_k). Le Tableau 8.7 illustre les résultats obtenus.

Les résultats obtenus, illustrés dans le Tableau 8.7, montrent que le temps de percussion dépend effectivement de l'essence du bois raffiné. De plus, le bouleau et le pin gris ont un temps de percussion moyen très similaire.

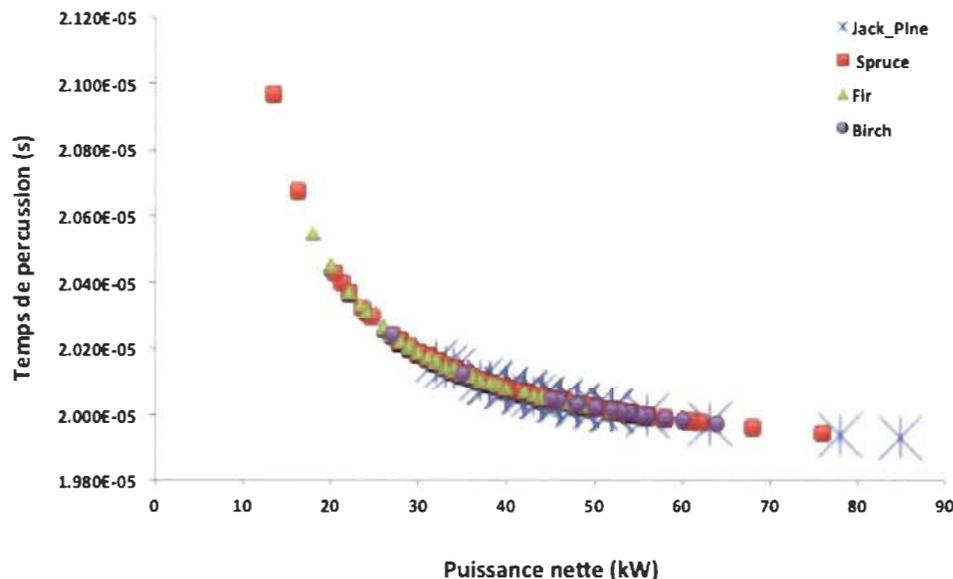


Figure 8.8 Illustration de l'effet de l'essence de bois sur le temps de percussion.

Tableau 8.7 Moyenne du temps de percussion en fonction de l'essence du bois raffiné, température de raffinage 132°C, vitesse de rotation 3250 (tr/min)

Essence de bois	Épinette	Sapin	Pin gris	Bouleau
Temps de percussion moyen (s)	2,011E-05	2,017E-05	2,005E-05	2,002E-05

8.3.4.1 Effet du temps de percussion sur le degré de raffinage du deuxième stade en fonction de la température et le degré de raffinage du premier stade

Selon la courbe de la Figure 8.9, on remarque que l'augmentation du temps de percussion génère des fibres bien raffinées au deuxième stade de raffinage. On remarque aussi que sous la même température de raffinage et pour un même temps de percussion, les fibres seront bien raffinées au deuxième stade tant qu'elles auront un degré de raffinage inférieur au premier stade. La courbe montre aussi que pour un même degré de raffinage du deuxième stade, le paramètre du degré de raffinage des fibres au premier stade a un effet sur le temps de percussion qui ressemble à celui de la température du raffinage.

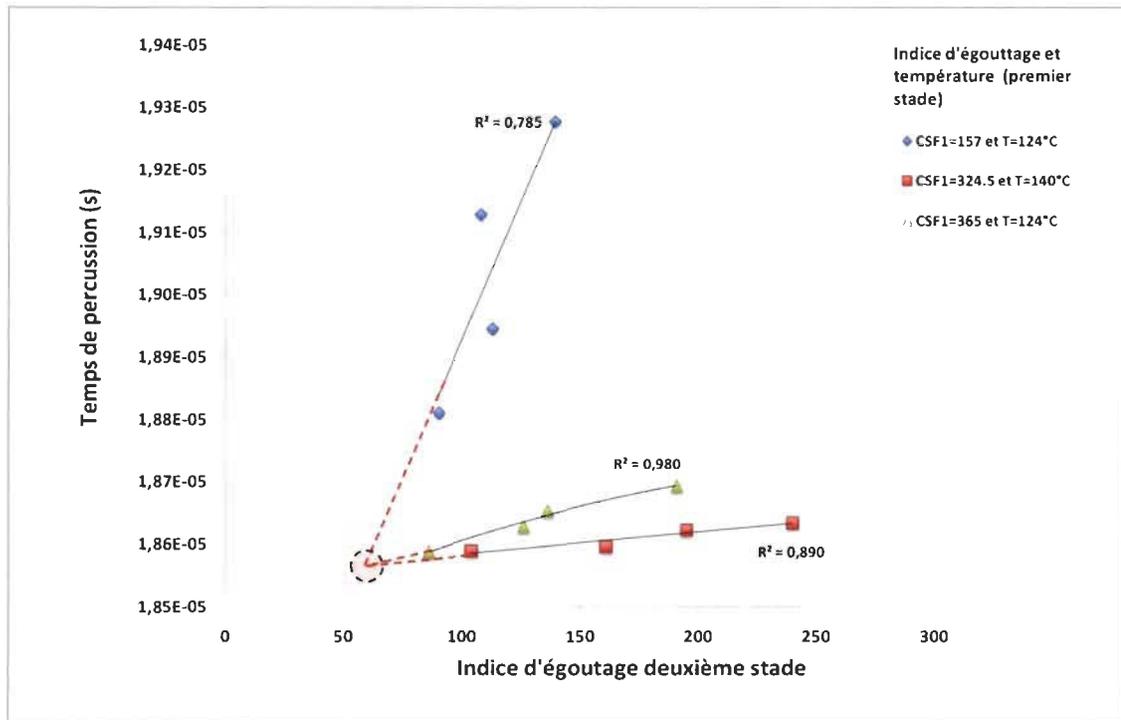


Figure 8.9 Comparaison de l'indice d'égouttage et la température sur le temps de percussion des fibres d'épinette raffinées avec une vitesse de rotation de 3500 (tr/min).

8.3.5 Effet des variables du milieu extérieur (S_e) sur le temps de percussion

Il est fort intéressant de distinguer la différence entre le temps de percussion (tp) et la puissance électrique nette consommée (P_{nette}). Cette dernière permet la mesure du temps de percussion en fonction des caractéristiques du raffineur (moment d'inertie (I) et la largeur ds , de la performance du moteur électrique (la variable x) et les perturbations du système (S_r) (c'est-à-dire la variation des paramètres de raffinage (x_k et y_k) et la nature des fibres raffinées). Elle traduit l'énergie mécanique par le temps d'impact, fournie au système (S_r) par le système (S_e). Le temps de percussion représente la durée temporelle nécessaire pour que ce transfert énergétique soit complet. Nous avons mesuré sa valeur moyenne pour l'épinette sur plusieurs essais de raffinage en deux stades. Pendant ces essais, nous avons modifié le milieu extérieur (S_e) en variant la fréquence d'impact et la température du milieu du raffinage. Les résultats obtenus sont affichés sur le Tableau 8.8.

Tableau 8.8 Effet de la fréquence d'impact sur la moyenne du temps d'impact des fibres d'épinette

Fréquence d'impact (Hz)	54.2	50.0	58.3
Temps d'impact(s)	2.01E-05	2.18E-05	1.87E-05

Selon le Tableau 8.8, le système (Se) fournit une énergie mécanique au système (Sr) selon un processus de percussion des lames avec les fibres. La percussion pour les fibres cellulosiques d'épinette se produit pendant une durée temporelle moyenne d'une valeur de $tp = 2.02 \cdot 10^{-5}$ (s).

Le temps d'impact dépend de la nature des fibres et de sa morphologie interne (voir Figure 8.8 et Tableau 8.7). Par conséquent, l'étude du temps de percussion moyen, spécifique pour chaque essence de bois, permettra de mieux comprendre son évolution en fonction des paramètres du système (Se). Nous avons calculé le temps de percussion lors de la réalisation de plusieurs essais de raffinage d'épinette (premier et deuxième stade avec des variations aléatoires des paramètres de raffinage x_k et y_k). Le raffinage a été effectué pour deux vitesses de rotation (ω) et deux températures du raffinage (T). Les résultats obtenus sont illustrés sur le Tableau 8.10. Nous avons présenté au Tableau 8.9 les moyennes correspondantes.

Tableau 8.9 Moyenne, sur les perturbations du système (S_r), du temps de percussion des fibres d'épinette, et de la consommation électrique. Raffinage réalisé avec deux vitesses de rotation $\omega = 3000$ et 3500 (tr/min) et sous deux températures de raffinage $T = 124$ et 140°C (Raffineur du CRML).

ω (tr/min)	T ($^\circ\text{C}$)	Tp (s)	P_{nette} (kW)
3000	124	2.17E-05	45
3000	140	2.18E-05	37
3500	124	1.87E-05	42
3500	140	1.88E-05	36

Les résultats expérimentaux du Tableau 8.9 nous permettent de conclure que le temps de percussion dépend de la température de raffinage (T) et de la vitesse de rotation (ω). Selon l'équation 8.1 le temps de percussion est une fonction de la vitesse de rotation (ω). Le Tableau 8.8 mit en évidence l'effet de la rotation sur le temps de percussion.

Tableau 8.10 Mesure du temps d'impact pour l'épinette (100%spruce). Raffinage effectué avec deux vitesses de rotation de 3000 et 3500 (tr/min) et sous deux valeurs de température.

CopeauxID	Spruce%	Temps de percussion (s)	Consommation électrique (kW)	Vitesse de rotation (tr/min)	Température de raffinage (°C)
Y9	100	2.18757E-05	26.1	3000	140
Y9	100	2.17961E-05	31	3000	140
Y9	100	2.17422E-05	35.9	3000	140
Y9	100	2.16599E-05	48.5	3000	140
Y11	100	2.17412E-05	36	3000	140
Y11	100	2.16691E-05	46.6	3000	140
Y11	100	2.16519E-05	50.3	3000	140
Y11	100	2.16305E-05	56	3000	140
Y14	100	2.1643E-05	52.5	3000	140
Y14	100	2.16385E-05	53.7	3000	140
Y14	100	2.16328E-05	55.3	3000	140
Y14	100	2.16651E-05	47.4	3000	140
Y3	100	2.25841E-05	13.1	3000	124
Y3	100	2.19693E-05	22.3	3000	124
Y3	100	2.18424E-05	27.9	3000	124
Y3	100	2.17102E-05	39.8	3000	124
Y4	100	2.18215E-05	29.2	3000	124
Y4	100	2.17684E-05	33.3	3000	124
Y4	100	2.17162E-05	39	3000	124
Y4	100	2.16792E-05	44.7	3000	124
Y6	100	2.17507E-05	35	3000	124
Y6	100	2.16478E-05	51.3	3000	124
Y6	100	2.16438E-05	52.3	3000	124
Y6	100	2.16278E-05	56.8	3000	124
Y10	100	1.88156E-05	29.2	3500	140
Y10	100	1.87562E-05	33.1	3500	140
Y10	100	1.87096E-05	37.2	3500	140
Y10	100	1.86555E-05	43.8	3500	140
Y12	100	1.8774E-05	31.8	3500	140
Y12	100	1.87009E-05	38.1	3500	140
Y12	100	1.86816E-05	40.3	3500	140
Y12	100	1.86314E-05	47.7	3500	140
Y13	100	1.86343E-05	47.2	3500	140
Y13	100	1.86228E-05	49.3	3500	140
Y13	100	1.85958E-05	55.2	3500	140
Y13	100	1.85904E-05	56.6	3500	140
Y2	100	1.92764E-05	16.8	3500	124
Y2	100	1.91275E-05	19.1	3500	124
Y2	100	1.89455E-05	23.6	3500	124
Y2	100	1.88103E-05	29.5	3500	124
Y5	100	1.88228E-05	28.8	3500	124
Y5	100	1.87E-05	38.2	3500	124
Y5	100	1.86646E-05	42.5	3500	124
Y5	100	1.86476E-05	45	3500	124
Y7	100	1.86936E-05	38.9	3500	124
Y7	100	1.86541E-05	44	3500	124
Y7	100	1.86287E-05	48.2	3500	124
Y7	100	1.85892E-05	56.9	3500	124

La température (T) est un paramètre contrôlable via la chaudière (unité industrielle de la production de la vapeur d'eau à haute pression qui sera transmise au raffineur à une température (T) alors que la vitesse de rotation (ω) est un paramètre caractéristique du moteur électrique. Les deux paramètres (T) et (ω) sont donc indépendants et on peut écrire le temps de percussion sous la forme différentielle d'une fonction de deux variables :

$$dt_p = (\omega, T) = A(\omega, T) d\omega + B(\omega, T) dT \quad \text{Équation 8.4}$$

avec;

$$A = \left. \frac{\delta t_p(\omega, T)}{\delta \omega} \right]_{T=Cst} \quad \text{Équation 8-4}$$

$$B = \left. \frac{\delta t_p(\omega, T)}{\delta T} \right]_{\omega=Cst} \quad \text{Équation 8-5}$$

Les valeurs des fonctions $A(\omega, T)$ et $B(\omega, T)$ (calculées à partir du Tableau 8.9 et des Équations 8.6 et 8.7) sont présentées au Tableau 8.11 :

Tableau 8.11 Calcul des fonctions $A(\omega, T)$ et $B(\omega, T)$

ω (tr/min)	T (°C)	$A(\omega, T)$	$B(\omega, T)$
3000	140	-6.0E-09	-7.4E-09
3500	124	-6.0E-09	-7.3E-09

Une analyse des données du Tableau 8.11 permet de déduire la relation suivante, en tenant compte des erreurs d'incertitude sur la mesure de la température (T) :

$$\frac{\delta A}{\delta T} = \frac{\delta B}{\delta \omega} \quad \text{Équation 8.6}$$

L'équation 8.7 est très intéressante, car elle permet de satisfaire la condition nécessaire et suffisante pour que la fonction du temps de percussion soit une différentielle exacte (voir annexe). Par conséquent, le temps de percussions est indépendant du chemin suivi lors du raffinage.

Remarques

- La fonction $A(\omega, T)$ peut être définie par la dérivation du temps de percussion (t_p) par rapport à la vitesse de rotation (ω);
- Puisque nous avons montré précédemment que le temps de percussion n'est autre que le temps de relaxation de Maxwell alors l'équation 8.4 est une autre preuve supplémentaire de la dépendance du temps de relaxation de Maxwell de la température, de plus l'équation 8.4 permettra de trouver un modèle statistique pour exprimer cette dépendance.

La signification physique de ces résultats se résume comme suit, on obtient toujours le même état de raffinage (même temps de percussion moyen sur les perturbations du système (Sr)) en raffinant les fibres avec une variation simultanée de la vitesse de rotation et de température, ou en fixant d'abord la vitesse de rotation tout en augmentant la température suivie d'une augmentation de la vitesse de rotation à température constante (voir Figure 8.10).

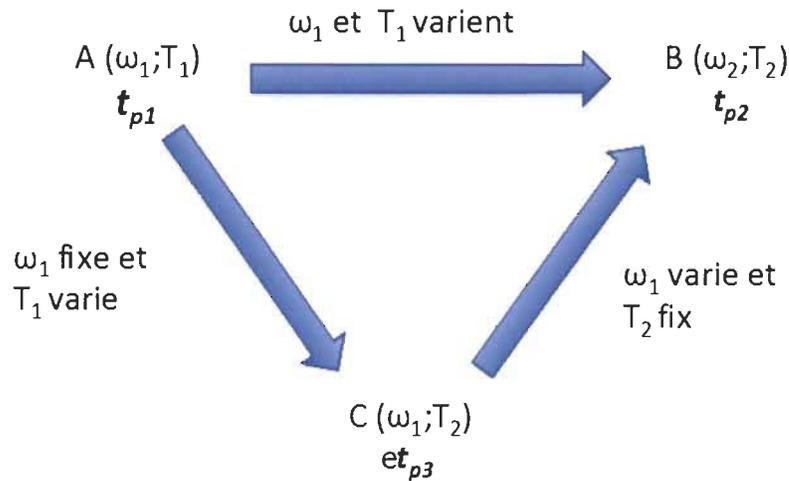


Figure 8.10 L'indépendance du temps de percussion du chemin suivi pendant le processus de raffinage

Que se passe-t-il pour la moyenne, sur les mêmes perturbations du système (Sr), de la charge consommée en empruntant le même chemin suivi pendant le raffinage ?

Si on refait le même calcul, cette fois avec la charge consommée, et en posant :

$$dP_{nette} = A^*(\omega, T)d\omega + B^*(\omega, T)dT \quad \text{Équation 8.7}$$

Avec :

$$A^* = \left. \frac{\delta P_{(\omega, T)}}{\delta \omega} \right]_{T=Cst} \quad \text{Équation 8.8}$$

$$B^* = \left. \frac{\delta P_{(\omega, T)}}{\delta T} \right]_{\omega=Cst} \quad \text{Équation 8.9}$$

On trouve les résultats du Tableau 8.12 suivant :

Tableau 8.12 Calcul des fonctions $A^*(\omega, T)$ et $B^*(\omega, T)$

ω (tr/min)	$B^*(\omega, T)$	T (°C)	$A^*(\omega, T)$
3000	0.49	140	-0.05
3500	0.41	124	-0.02

On déduit immédiatement que la condition de la différentielle exacte n'est pas satisfaite. On conclut que la moyenne de la charge consommée nette n'est pas une différentielle exacte. La moyenne de consommation électrique dépend du chemin suivi.

Par conséquent, si le raffineur conduit à une consommation électrique moyenne à l'état d'équilibre (B), alors le raffineur ne pourra jamais arriver à cette consommation électrique en passant par le chemin (ACB). Il ne reste plus que le choix du chemin le moins coûteux du point de vue de la consommation énergétique au niveau de la chaudière (par variation de la température) et de la consommation électrique du moteur (par variation de la fréquence).

Remarque - La relation du temps de percussion (t_p) et de la charge mée (P_{nette}) donnée par la formule de l'équation 1.20, ne permet pas de conclure que la charge consommée représente une différentielle exacte puisque le temps d'impact est une différentielle exacte. La même chose se produit pour la fonction d'entropie (S) du système et la chaleur échangée avec le milieu extérieur (Q) sous une température (T), malgré que ces grandeurs sont reliées par la formule suivante : $dS = Q/T$. On montre expérimentalement que l'entropie (S) est une différentielle exacte tandis que la chaleur échangée ne l'est pas.

On conclut, d'après ces résultats, que le paramètre (t_p) est une fonction d'état du fonctionnement du raffineur qui dépend de la température (T) et la fréquence d'échange de l'énergie mécanique (ω) entre le raffineur et le moteur électrique et que cette fonction d'état est une différentielle exacte.

8.3.6 Effet d'une variation des éléments inertiels du système (S_r) sur la consommation électrique

Nous avons relaté en détail dans la partie bibliographique les effets de la géométrie des lames du raffineur sur la consommation électrique durant le procédé de raffinage. Une étude expérimentale finlandaise confirme l'effet important de la géométrie des lames sur la consommation électrique.

En raffinant différentes essences de bois dans un autre raffineur, qui fonctionne avec la même vitesse de rotation, mais doté d'une configuration différente au niveau de ces lames, on obtiendra la même courbe caractéristique du temps de percussion et la charge nette consommée (voir Figure 8.4). Elle sera décalée selon la modification apportée au système (S_r) au niveau de sa valeur du moment d'inertie (I) de ces lames, la largeur des lames du stator (ds) du nouveau raffineur.

Considérons deux raffineurs alimentés par le même système (S_e) et qui raffinent la même essence (de l'épinette par exemple), la génération d'une même perturbation sur chaque système (S_r) engendre le même temps de percussion avoisinant la valeur moyenne $tp = 2.02 \cdot 10^{-5}$ (s), comme cela a déjà été mentionné plus haut. La variation du moment d'inertie du deuxième raffineur exige au système (S_e) d'augmenter ou de diminuer son énergie mécanique fournie au système (S_r), pour qu'il puisse garder la même valeur moyenne du temps de percussion. Une dérivation de l'équation 8.1 permet de décrire la variation de la consommation électrique en fonction de la variation du moment d'inertie :

$$\frac{\partial P_{nette}}{P_{nette}} = \frac{\partial I}{I} \qquad \text{Équation 8.10}$$

On déduit que le pourcentage de variation de la consommation électrique est égal à celui de la variation du moment d'inertie des lames du rotor.

Par contre, si on ne fait varier que la largeur (ds) des lames du stator alors la variation de la consommation en électricité aura la forme différentielle suivante :

$$\frac{\partial P_{nette}}{\partial d_s} = \frac{2xl\omega^2 \left(\frac{x}{2} - 1\right)}{\left(r\omega(2-x)\right) \left(t_p - \frac{2}{r\omega(2-x)} d_s\right)^2} \quad \text{Équation 8.11}$$

La valeur du paramètre (x) est fixe, puisque les deux raffineurs fonctionnent avec le même moteur électrique dont les performances sont constantes.

La variation totale de la consommation électrique en fonction du moment d'inertie (I des lames du rotor et de la largeur(d_s)), peut s'écrire sous la forme différentielle suivante :

$$dP_{nette} = \frac{P_{nette}}{I} + \left[\frac{2xl\omega^2 \left(\frac{x}{2} - 1\right)}{\left(r\omega(2-x)\right) \left(t_p - \frac{2}{r\omega(2-x)} d_s\right)^2} d(d_s) \right] \quad \text{Équation 8.12}$$

La dernière formule décrit la variation de la charge consommée par le système (Se) lorsque le système (Sr) modifie ces composantes intrinsèques en raffinant la même essence du bois sous une même perturbation produite sur le système (Sr).

8.4 Conclusion

Le système (Se) transmet l'énergie mécanique au système (Sr) à une fréquence d'impact f ($\omega = 2\pi f$) contrôlable selon les performances du moteur électrique. L'énergie mécanique transmise pendant chaque impact entre les deux systèmes (Sr) et (Se) s'effectue sur une période infiniment petite. Par conséquent, l'évolution de l'énergie transmise en fonction du temps a l'allure d'un pic de Dirac. Nous avons estimé la valeur moyenne du temps d'impact, pour les fibres cellulosiques d'environ $tp = 2.02 \cdot 10^{-5}$ (s), de l'ordre d'un millionième de seconde.

À partir de la combinaison de la notion du temps de percussion et de plusieurs essais de raffinages réalisés au CRML au niveau du premier et du deuxième stade, nous avons pu trouver un moyen efficace pour expliquer l'aptitude du temps de percussion à détecter une probable déformation des lames du raffineur en étudiant expérimentalement, à partir

des essais de raffinage, les seules perturbations qui sont aptes à provoquer la déformation et dont leur effet a été confirmé par les chercheurs dans ce domaine (débit de la pâte et effet de l'entrefer). Le temps de percussion est un nouveau paramètre qui pourra jouer, pour les constructeurs des raffineurs industriels, le rôle d'une jauge très précise pour étudier l'effet des vibrations du carter et de la déformation des lames sur les pertes énergétiques sous forme de vibration mécanique, comme cela a été apporté dans la partie bibliographique, et ainsi prévoir un éventuel effet de résonance mécanique.

De même, nous avons démontré, expérimentalement, l'effet des variations des paramètres de contrôles de raffinages (xk) et (yk) sur le temps de percussion, que nous avons dénommé par la perturbation portée sur le système (Sr). Nous avons conclu que le temps de percussion dépend de l'essence des bois raffinés et de la manière avec laquelle la perturbation a été produite.

Bien évidemment, le temps de percussion dépend des performances du système (Se) qui fournissent l'énergie mécanique au raffineur. Ces performances sont paramétrées par la fréquence d'impact (f) et le paramètre (x), qui est délivré par le moteur électrique, et la température (T) de la vapeur haute pression qui est fournie par la chaudière.

D'autre part, l'étude expérimentale montre que la durée de transmission d'énergie au moment de l'impact (temps de percussion) est une différentielle exacte et est indépendante du chemin suivi.

Le temps de percussion représente un nouveau paramètre qui est apte à suivre les traces des fibres dans la zone de raffinage par une simple mesure de leur temps d'impact, quelle que soit la perturbation effectuée sur le système (Sr). L'application de cette nouvelle technique sur les raffineurs permettra de mesurer le temps de résidence sous différentes conditions de raffinage et sur n'importe quel type de raffineur pour la basse et la haute consistance avec une excellente précision et ainsi contourner les problèmes rencontrés lors de la mesure expérimentale et théorique du temps de résidence, à savoir, l'effet de la haute consistance et la mesure de la valeur du coefficient de friction tangentielle. L'intensité de raffinage devra être recalculée sur la base de la valeur réelle du temps de résidence après l'avoir mesuré par cette nouvelle technique. On pourra ainsi la

comparer avec l'énergie mécanique transmise pendant la durée de chaque impact entre les systèmes (Se) et (Sr). De cette façon nous obtiendrons plus de précisions sur l'énergie mécanique reçue par les amas des fibres et son évolution selon la perturbation produite sur le système (Sr).

L'évolution du temps de percussion en fonction de la performance du moteur électrique (l'élément du système (Se)), varie selon la valeur du paramètre (x). Il est primordial d'envisager une étude pour établir la relation entre le paramètre (x) et les caractéristiques intrinsèques du moteur électrique (rendement, constante du temps mécanique du moteur électrique et probablement d'autres caractéristiques). La réussite de cet objectif permettra de quantifier le temps d'impact avec les paramètres et toutes les caractéristiques des deux systèmes (Se) et (Sr), et ainsi on pourra construire selon une perturbation donnée, des courbes expérimentales des propriétés des fibres et des papiers en fonction du temps de percussion et les paramètres de raffinage. Nous aurons ainsi la possibilité de développer des modèles statistiques standards qui seront indépendants des systèmes (Se) et (Sr), elles dépendront seulement de leurs paramètres et caractéristiques.

Enfin, quel est l'effet conjoint du temps de percussion du premier stade et celui du deuxième stade sur l'évolution énergétique du procédé de raffinage et plus particulièrement sur les résultats de traitements des fibres? Comment vont-ils évoluer en présence des produits chimiques mis en jeu lors du procédé de raffinage et quel est l'impact des produits chimiques sur la propriété mathématique du temps de percussion? Gardera-t-il toujours sa forme de différentielle exacte en leur présence? Ce sont des questions qui ne peuvent avoir de réponses qu'après avoir effectué d'autres expériences sur le raffineur qui devront être spécifiques et qui satisfont les conditions nécessaires de vérification.

Chapitre 9 - Conclusion générale

Le procédé de raffinage consiste en l'application des contraintes mécaniques sur les fibres. Il représente une étape fondamentale qui permet de développer le potentiel de liaison des fibres cellulosiques pour les préparer selon les propriétés requises du papier à produire. Des recherches sur ce procédé ont été entamées depuis le début du siècle dernier, pourtant le raffineur est toujours considéré comme une boîte noire et les connaissances théoriques de ce procédé restent limitées. Les meilleurs résultats obtenus sont de type expérimental et non abstrait; par conséquent, ils ne peuvent pas décrire et quantifier les phénomènes observés expérimentalement dans ce procédé.

Des recherches phénoménologiques ont fait l'objet de longues études de la part de certains chercheurs pour tenter de quantifier ce procédé. La majorité de leurs investigations tombent en contradiction avec l'expérience puisque les fondements de leurs démarches théoriques sont basés sur des remarques expérimentales et sont construites selon des hypothèses qui peuvent être erronées. À titre d'exemple citons la notion de la charge spécifique d'arête, ce processus aboutit souvent à des résultats qui sont loin de décrire avec précision la réalité des phénomènes qui se produisent à l'intérieure du raffineur.

Les phénomènes qui accompagnent le transfert de l'énergie aux amas des fibres sont inconnus et difficiles à quantifier puisqu'ils sont régis par plusieurs variables dépendantes et indépendantes. Il existe probablement certains de ces phénomènes qui ne sont pas encore connus. Ce transfert s'accompagne par une transformation d'énergie de sa source magnétique générée par le courant électrique au sein du moteur vers sa destination mécanique dans les lames au sein du raffineur. L'énergie mécanique se transmet par la suite aux amas des fibres pour se dissiper sous forme de chaleur.

Cette thèse a pour objet d'apporter de nouveaux éléments d'investigations théoriques, décrivant le choc qui se produit entre les amas des fibres et les lames du rotor et du stator. Nous avons pu quantifier ce choc en introduisant des grandeurs physiques adéquates, le moment d'inertie des lames du rotor responsable du choc. Les calculs mathématiques ont nécessité d'introduire aussi la viscosité dynamique de la suspension fibreuse pour enfin

aboutir à une équation différentielle qui contient les paramètres fondamentaux dans ce procédé. Le développement de la solution de cette équation différentielle permet de la vérifier expérimentalement. À l'opposé des autres modèles qui contiennent trop de variables qui sont difficiles, voire même impossibles, à mesurer expérimentalement (le raffineur ne peut pas être instrumenté selon chaque modèle). Par la suite, nous avons comblé les besoins des ingénieurs du domaine en mettant à leur disposition des outils théoriques, accessibles par l'expérience pour un éventuel contrôle du raffinage.

Le présent travail est orienté d'une manière qui permet de bien comprendre le processus de transformation de l'énergie, en distinguant les paramètres responsables de chaque transformation, pour arriver à une équation différentielle contenant ces paramètres.

La viscosité dynamique est apparue dans les calculs et elle a pu être quantifiée par une résolution adéquate de l'équation différentielle. Elle représente un paramètre majeur, car elle caractérise la nature des fibres et son environnement. Elle est aussi un paramètre nécessaire pour déterminer la valeur des forces reçues par les amas des fibres, sans oublier son rôle majeur et fondamental pour calculer l'évolution de l'énergie à l'intérieur des fibres par la méthode SEA que nous avons introduite auparavant. La valeur de la viscosité dynamique est indispensable dans le calcul de la puissance qui représente le travail de la force visqueuse.

La caractérisation de l'intensité de raffinage par notre théorie a permis de montrer que la capacité des raffineurs est proportionnelle à la valeur du moment d'inertie de ses lames. De ce fait, nous pouvons à présent étudier rigoureusement, grâce au moment d'inertie, l'effet de la longueur, de l'angle de taillage, de sectorisation et de la position radiale de la lame dans le raffineur.

Notre approche est basée sur le choc et elle est atypique. Son intérêt est vaste et réside dans sa forme différentielle qui décrit spécifiquement les entrecroisements des lames. Il est donc possible de trouver un moyen capable d'optimiser la grande consommation d'énergie électrique dans ce procédé. En effet, de nouveaux créneaux de recherches scientifiques sont accessibles grâce à notre théorie qui donne une multitude d'axes de recherche, citons par exemple la possibilité de déterminer très rapidement la viscosité des

fluides, de nature solide, à l'encontre de l'expérience courante de la goutte de poix, qui est une expérience de longue durée destinée à mesurer l'écoulement d'un fragment de poix (n'importe quel liquide très visqueux, qui semble solide, le plus souvent du bitume) sur de nombreuses années. D'autre part, nous avons mesuré la valeur de la viscosité dynamique de l'eau et nous avons trouvé des résultats identiques à sa valeur sous la même condition de température. De ce fait, notre théorie a engendré une application majeure, soit le rôle que peut jouer le raffineur en le considérant comme un viscosimètre fonctionnant sur une large bande de viscosité dynamique.

Le temps de percussion représente un nouveau paramètre qui est apte à suivre les traces des fibres dans la zone de raffinage par une simple mesure de leur temps d'impact, quelle que soit la perturbation effectuée sur le système (Sr). L'application de cette nouvelle technique sur les raffineurs permettra de mesurer le temps de résidence sous différentes conditions de raffinage et sur n'importe quel type de raffineur pour la basse et la haute consistance avec une excellente précision et ainsi contourner les épineuses problématiques rencontrées lors de la mesure expérimentale et théorique du temps de résidence à savoir, l'effet de la haute consistance et la mesure de la valeur du coefficient de friction tangentielle. L'intensité de raffinage devra être recalculée sur la base de la valeur réelle du temps de résidence après l'avoir mesuré par cette nouvelle technique. On pourra ainsi la comparer avec l'énergie mécanique transmise pendant la durée de chaque impact entre les systèmes (Se) et (Sr). De cette façon, on obtiendra plus de précision sur l'énergie mécanique reçue par les amas des fibres et son évolution selon la perturbation produite sur le système (Sr).

L'évolution du temps de percussion en fonction de la performance du moteur électrique (l'élément du système (Se)), varie selon la valeur du paramètre (x). Il est primordial d'envisager une étude pour établir la relation entre le paramètre (x) et les caractéristiques intrinsèques du moteur électrique (rendement, constante du temps mécanique du moteur électrique et probablement d'autres caractéristiques). La réussite de cet objectif permettra de quantifier le temps d'impact avec les paramètres et toutes les caractéristiques des deux systèmes (Se) et (Sr), et ainsi on pourra construire selon une perturbation donnée, des courbes expérimentales des propriétés des fibres et des papiers en fonc-

tion du temps de percussion et les paramètres de raffinage. Nous aurons ainsi la possibilité de développer des modèles statistiques standards qui seront indépendants des systèmes (Se) et (Sr), elles dépendront seulement de leurs paramètres et caractéristiques.

Enfin, quel est l'effet conjoint du temps de percussion du premier stade et celui du deuxième stade sur l'évolution énergétique du procédé de raffinage et plus particulièrement sur les résultats de traitements des fibres? Comment vont-ils évoluer en présence des produits chimiques mis en jeu lors du procédé de raffinage? Quel est l'impact des produits chimiques sur la propriété mathématique du temps de percussion? Gardera-t-il toujours sa forme de différentielle exacte en leur présence? Ce sont des questions qui ne peuvent avoir de réponses qu'après avoir effectué d'autres expériences sur le raffineur qui devront être spécifiques et qui satisfont les conditions nécessaires de vérification.

D'ores et déjà, le procédé de raffinage a atteint un niveau supérieur de connaissance théorique et il n'est plus entaché par la nomenclature de « boîte noire » qu'il a portée pendant très longtemps, et ce pendant le siècle précédent. Nous avons requantifié la majorité des grandeurs physiques introduites dans ce procédé. Il ne reste plus que le temps de résidence et la notion de *taper* qu'on n'a pas pu complètement achevée et testée vue la complexité de calcul qu'ils contiennent et faute de délai alloué à ma thèse. Cette partie sera poursuivie ultérieurement sous forme d'articles. Mes prochains travaux devront faire appel à d'autres domaines de connaissances à savoir les équations différentielles développées dans l'étude des moteurs électriques afin de les fusionner avec notre équation différentielle et des concepts introduits pour aboutir à un modèle très global décrivant ainsi l'ensemble composé par le moteur électrique en liaison mécanique avec le raffineur. Ainsi, nous pourrions étudier le résultat de calcul pour espérer concevoir dans le futur un moteur électrique spécifique pour le procédé de raffinage qui consomme moins d'énergie électrique.

Enfin, après toutes ces années de recherche très enrichissantes, on se rend compte que plus on avance, plus on découvre des phénomènes à élucider. Néanmoins, ce niveau de connaissance et de concepts introduits est suffisant pour résoudre des problèmes rencontrés dans l'industrie et fournir les outils nécessaires pour concevoir les futurs raffineurs à haute performance.

Bibliographie

-
- 1 <http://dc275.4shared.com/doc/qjZGbloU/preview.html>, *cours de pâte et papier*. consulté le 23 aout 2011 à 6:10 (2011).
 - 2 Levlin, J.E., *Investigacion y tecnica del papel*. (98), p. 799-817 (1988).
 - 3 Baker, C.F., *Refining Technology*. éd. S.I. Pira International (2000).
 - 4 Joris, G., *The Paradoxes and Absurdities in Industrial Refining*. 63(3): 6-16 (2009).
 - 5 Kerekes, R.J., *Characterization of Pulp Refiners by a C-Factor*, Nord. Pulp. Pap. Res. J., 1: p. 3-8 (1990).
 - 6 <http://cerig.efpg.inpg.fr/dossier/papier-materiau/page05.htm>, *Les types de raffineurs*. consulté le 23 novembre 2011 à 18:32 (2011).
 - 7 <http://french.alibaba.com/product-gs-img/zm-460conical-refiner-rotor-506321544.html>, consulté le 07 mars 2012 à 17:32 (2012).
 - 8 Roux, J.C., Joris, J., Caugal. G., *Quelque écueils de la charge spécifique d'arêtes dans le raffinage à basse concentration*, ATIP, 53(1): 3-9 (1999).
 - 9 Atack, A., Stationwala, M.I., Fontebasso, J., Huusari, E., Perkola, M., Ahlquist, P., *Hight-Speed photography of pulp flow pattern in a 5 MW pressurized refiner*. Intl. Mech. Pulp. Conf., 280 (1989).
 - 10 Fox, T.S., Brodkey, R.S., Nissan, A.H., *Inside a Disk Refiner*. Tappi, 65(7): 80-83 (1982).
 - 11 Roux, J.C., *Désintégration et raffinage de la pâte à papier*. Techniques de l'ingénieur. J 6903 (2008).
 - 12 Harrington, C.G., *Selection of Refiner Drive Motors*. Tappi, 47(6) (1964).
 - 13 Lumiainen, J., *New Theorie Can Improve Practice*. Pulp and Paper Intl., 32(8): 46-54 (1990).
 - 14 Banks, W.A., *Design Considerations and Engineering Characteristics of Disc Refiners*. Paper Technol., 8(4): 363-369 (1967).
 - 15 Chu, J., Roux, J.C., *A study of Hydro-mechanical in Disk Refiners with Low Concentration*. Intl. Conf. Pulp. Papermaking and Biotechnology , Vol 2, p. 581-585 (2008).
 - 16 Miles, K.B., May, W.D., *The Flow of Pulp in Chip Refiners*. Pulp and Paper. 16(2): J63-J72 (1990).

- 17 Eriksson, K., Karlstrom, A., *Modelling Approches for Critical Process Limitations in the Operating of Thermomechanical Pulp Refiners*. Nord. Pulp Pap. Res. J. 24(2): 231-238 (2009).
- 18 Kalstrom, A., Sikter, D., Gustavsson, M., *Plate Gap Estimation Based on Physical Refining Measurements*, Intl. Mech. Pulp. Conf., 6-9 (2007).
- 19 Batchelor, W.J., Martinez, D.M., Kerekes, R.J., Ouellet, D., *Forces on Fibre in Low-Consistency Refining :Shear Force*. J. Pulp Pap. Sci., 23(1): J40-J45 (1997).
- 20 Martinez, D.M., Batchelor, W.J., Kerekes, R.J., Ouellet, D., *Forces on Fibre in Low Consistency Refining: Normal Force*. J. Pulp Pap. Sci. 23(1): J11-J18 (1997).
- 21 Senger, J., Olmstead, M., Ouellet, D., Wild, P.M., *Measurement of Shear and Normal Forces in the Refining Zone of a TMP Refiner*. J. Pulp Pap. Sci. 31(1): 28-32 (2005).
- 22 Olender, D., Omholt, I., Salminen, L.I., Fredrikson, A., Lucander, M., Wild, P., Sirviö, J., Browne, Th., *Bar Crossing Forces in a TMP Refiner*. Intl. Mech. Pulp. Conf., 88-91 (2011).
- 23 Senger, J., Siadat, A., Ouellet, D., Wild, P., *Measurement of Normal and Shear Forces during Refining Using a Piezoelectric Force Sensor*. J. Pulp Pap. Sci. 30(9): 247-251 (2004).
- 24 Olender, D., Wild, P., Byrnes, P., Ouellet, D., Sabourin, M., *Forces on Bars in Mill-Scale High Consistency Refiners:Trends in Primary and Rejects Stage Refining*. J. Pulp Pap. Sci. 33(3): 163-171 (2007).
- 25 Siadat, A., Banks, A., Wild, P.M., Senger, J.J., Ouellet, D., *Development of a Piezoelectric Force Sensor for a Chip Refiner. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part E, Journal of Process Mechanical Engineering*, 217(E): 133-140 (2003).
- 26 Olender, D., Wild, P., Byrnes, P.A., *Piezoelectric Force Sensor for Mill-Scale Chip Refiners. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part E, Journal of Process Mechanical Engineering*, 222(2): 115-122 (2008).
- 27 Gradin, P.A., Johnsson, O., Berg, J.E., Nystrom, S.K., *Measurement of the Power Distribution in a Single Disc Refiner*, J. Pulp Pap. Sci. 25(11): 384-387 (1999).
- 28 Backlund, H.O., Høglund, H., Gradin, P., *Study of Tangential Force and Temperature Profiles in Commercial Refiners*, Intl. Mech. Pulp. Conf., p. 379-386 (2003).
- 29 Olender, D., *Forces on Bars in High-consistency Mill-Scale refiners*. Ph.D. thesis, University of victoria, Canada, (2008).
- 30 Gradin, P.A., Berg, J.E., Gulliksson, M.E, Nystrom, S.K., *Measuring Force In Refiner Plate Gap*. Intl. Mech. Pulp. Conf., p. 81-83 (2011).

-
- 31 Eriksen, O., Gregersen, Y., Krogstad, P., *Refining Zone Pressure in a Mill-Scale TMP Refiner Measured by Fibre-Optic Sensors*. Nord. Pulp Pap. Res. J. 20(4), 468-476 (2005).
 - 32 Illikainen, M., Härkönen, E., Ullmar, M., Ninimäki, J., *Distribution of Power Dissipation in a TMP refiner plate gap*. Paperi Ja Puu. 88(5), 293-297 (2006).
 - 33 Smith, S., *The Action of the Beater in Papermaking*. TS1109 S65e CI: Thèse de doctorat. 212 pages (1923).
 - 34 Leider, P.G., Nissan, A.H., *Understanding the Disk Refiner: Measurement of Treatment of Fibres*. Tappi J. 60(10): 85-101 (1977).
 - 35 Miles, K.B., *A simplified Method for Calculation the Residence Time and Refining Intensity In a Chip Refiner*. Paperi ja Puu, 74(9), 1999.
 - 36 Miles, K.B., Dana, H., May, W.D., *The Flow of Steam in Chip Refiners*. Intl Symp. Fundamental Concepts of Refining. Appleton, WI, p. 30-42 (1980).
 - 37 Poirier, D., May, W. D., *The Measurement of Pulp Distribution and Residence Time in a Chip Refiner*. Pulp and paper reports. PPR799 (1990).
 - 38 Senger, J.J., Ouellet, D. and Bennington, C.P., *Effects of Pulp Furnish and Refiner Speed on Residence Time in a High Consistency Refiner*. Tappi J., 81(4): 152-158 (1998).
 - 39 Eriksson, K., Stina Hemdal, S., Karlström, A., *Fiber Distribution in Refining Zones*, Intl. Mech. Pulp. Conf., Xian, China (2011).
 - 40 Nelsson, E., Hildén, L., Sandberg, Ch., Fernando, D., Daniel, G., *Mill Scale Experiences of Combined Sulphite Pre-treatment and High Intensity Refining of Spruce*, Intl. Mech. Pulp. Conf., p. 182-186 (2011).
 - 41 Lanouette, R., Yang, K.C., Law, K.N., *A New Approach to Mechanical Pulping- Pretreatment of Chips by Normal-to- Grain Compression Prior to Refining*. Intl. Mech. Pulp. Conf., 229-233 (1999).
 - 42 Stationwala, M.I., *Production of High Quality and Low Energy Chemithermomechanical Pulp*. Tappi J. 77(2): 113-119 (1994).
 - 43 Fernando, D., Daniel, D., *Characterisation of Spruce Thermochemical Pulps at the Fibre Cell Wall Level: A Method for Quantitatively Assessing Pulp Fibre Development Using Simons' Stain*. Tappi J. 9(10): 47-55 (2010).
 - 44 Garnier, B., *Vibrations des structures industrielles*. Techniques de l'Ingénieur. Référence R6190 (2009).
 - 45 Troclet, B., *Analyse énergétique des vibrations sous sollicitations aéroacoustique et validations dans l'industrie spatiale*. Mémoire d'habilitation à diriger des Recherches Université Pierre Marie Curie, Paris VI. Soutenue le 3 octobre 2007.
 - 46 Lyon R, H., *Statistical Energy Analysis of Dynamical System. Theory and Application*. MIT press (1984).

-
- 47 Lyon R, H., Maidanik, G., *Power Flow between Linearly Coupled Oscillators*. J. Acoust. Soc. Am., 34, 623-629 (1962).
 - 48 Sharton, T.D., Lyon, R.H., *Power Flow and Energy Sharing in Random Vibration* J. Acoust. Soc. Am., 43(6), 1332-1343 (1968).
 - 49 Crandall, S.H., Lotz, R., *On the Coupling Loss Factor in Statistical Energy Analysis*. J. Acoust. Soc. Am., 49, 352-356 (1971).
 - 50 Woodhouse, J., *An approach to the Theoretical Background of Statistical Energy Analysis Applied to Structural Vibration*. J. Acoust. Soc. Am., 69(6): 1695-1709 (1981).
 - 51 Keane, A.J., Price, W.G., *Statistical Energy Analysis of Strongly Coupled Systems*. Sound Vib., 189(4): 443-478 (1996).
 - 52 Chandiramani, K.I., *Some Simple Models Describing the Transition from Weak coupling to Strong Coupling in Statistical Energy Analysis*., J. Acoust. Soc. Am., 63(4): 1081-1083 (1978).
 - 53 Lyon R,H., Dejong R,G, *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*. Boston: Butterworth-Heinemann, (1995).
 - 54 Borello, G., *Analyse statistique énergétique*. Techniques de l'ingénieur. R6215 (2006).
 - 55 Härkönen, E., et al., *A Theoretical Model for TMP-Refiner*. Intl. Mech. Pulp. Conf., Stockholm, Sweden: p. 95-102 (1997).
 - 56 Härkönen, E., et al., *Fiber Development in TMP Mainline*. Intl. Mech. Pulp. Conf.. Quebec, Canada, p. 171-178 (2003).
 - 57 Mayade, T.L., *Éléments d'analyse pour l'optimisation du raffinage de la pâte à papier*. thèse présentée à l'université nationale polytechnique de Grenoble (1995).
 - 58 Engberg, B., Berg, J.E., *A comparative Study of Models Describing High Consistency Refining*. Int. Mech. Pulp.Conf., Xian, China (2011).
 - 59 Miles, K.B., May, W.D., *Predicting the Performance of a Chip Refiner : A Constitutive Approach*. Pulp & Paper Research Institute of Canada, PPR 842 (1990).
 - 60 Huhtanen, J.P., Karvinen, R., Vikman, K., Vuorio, P., *Determination of Freeness Reduction by Refining Intensity Definition Based on Fluid Dynamical Model*. Int. Mech. Pulp. conf. Sundsvall, Sweden: p. 209 (2009).
 - 61 Engstrand, P., Kalstrom, A., *Filling The Gap, Improved Energy efficiency and Quality Stability in Mechanical Pulp Refining*, Intl. Mech. Pulp. Conf., p. 546-549 (2011).
 - 62 Siadat, A., *The Measurement of Force in Chip Refiners*. MASC Thesis, Dept. Mech. Engin., Univ. British Columbia, Vancouver, BC, canada (2001).

-
- 63 Huhtanen, J.P., Karvinen, R., Vikman, K., Vuorio, P., *Theoretical Background of New Energy Saving Refiner Segments Design*. Energy and Carbon Management. Pulp Paper, Helsinki, Finland, p. 111-118 (2004).
- 64 Marly, M.B., *Low Energy Segments Transform the Refining Process*. Paper Technol, 49(6): 15-20 (2008).
- 65 Muhić, D., et al., *Influence of Temperature on Energy Efficiency in Double Disc Chip Refining*. Nordic Pulp and Paper Res. J., 25(4): 420-427 (2010).
- 66 Batchelor, W.J., *Effects of Flocculation and Floc Trapping on Fibre Treatment in Low-Consistency Refining*. J. Pulp Pap. Sci., 27(7): 249-254 (2001).
- 67 Broussard, J.P., *Mécanique générale*. INSA de Lyon. chapitre 10 : Théorèmes généraux, p. 767-853 (1994).
- 68 Zhi-Qiang, F., Maria, Z., Pierre, J., *Simulation mécanique à micro-nanoéchelles*. Techniques de l'ingénieur. [NM 6 050], (2006).
- 69 Xiao, S.P., Belytschko, T., *A Bridging Domain Method for Coupling Continua with Molecular Dynamics*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 193, p. 1645-1669 (2004).
- 70 Sjostrom, E., *Wood chemistry : Fundamentals and Applications*. 2nd ed., Academic Press (San Diego), p. 293 (1993).
- 71 Robert, J.C., *Paper Chemistry*. Chapman & Hall (NY); Blackie (Glasgow & London), 234 (1991).
- 72 Fenegel, D., Wegener, G., *Wood : Chemistry Ultrastructure Reactions*. Walter de Gruyter Inc. 613 (1984).
- 73 http://www.facstaff.bucknell.edu/mvigeant/thermo_demos/mathiasmetzmetzler/pages/system.htm, consulté le 2 février 2014 à 13:59 (2014)
- 74 Lalanne, C., *Vibration et chocs mécaniques*. Analyse pratique des mesures. tome 6 (1999).
- 75 <http://www.google.fr/imghp?hl=fr&tab=wi> , google images.
- 76 Comes, B., *Vibration des structures pour l'ingénieur et le technicien: théorie et applications*. Génie Mécanique, Technosup. les filières technologiques des enseignements, ellipses, niveau C (2009).
- 77 <http://fr.wikipedia.org/wiki/Dissipation>, consulté le 1 aout 2011 à 18:57 (2011).
- 78 http://cerig.efpg.inpg.fr/icg/Dossiers/Papier_mince/chapitre3.htm, *Raffinage*. vue le 6 aout 2011 à 15:52 (2011).
- 79 Melmoux, E., *Secousses sismiques et équipements électriques*. CT 180, édition décembre 1995. Cahier technique Merlin Gerin n° 180 / p.2: p.26 (1995).
- 80 Pang, L.j., Scharpf, Sh. E.W., *Modeling of thermal energy demand in MDF Production*. Forest Prod. J., 57(9): 97-104 (2007).

-
- 81 Proulx, G.I., *Intensité de raffinage dans les usines de l'est du Canada*. Comme exigence partielle de la maîtrise en pâte et papiers. Rapport de recherche présenté à l'Université du Québec à Trois-Rivières (1999).
- 82 Gonzague, Y., Grégory, B. (2010), *Machine synchrone*. Tirée de http://fi26.bujot-fr.com/wiki/index.php?title=Machine_Synchrone, Consulté le 2 janvier 2013 (2013).
- 83 *Machine synchrone triphasée*. Tirée de http://fr.wikipedia.org/wiki/Machine_synchrone, Consultée le 2 janvier 2013 (2013).
- 84 *Centre de gravité*. Dans Wikipedia. Tiré de http://fr.wikipedia.org/wiki/Centre_de_gravit%C3%A9 . Consulté le 3 janvier 2013 (2013)
- 85 *Moment d'inertie*. Dans Wikipedia. Tiré de http://fr.wikipedia.org/wiki/Moment_d'inertie . Consulté le 04 janvier 2013 (2013)
- 86 *Énergie cinétique*. Dans Wikipedia. Tiré de http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89nergie_cin%C3%A9tique . Consulté le 3 janvier 2013 (2013).
- 87 Ferdinand, P.B., Russell Johnston, E., *Mécanique pour ingénieurs-Volume 1, Statique: De Boeck* (2009).
- 88 Roux, J.C., *Stock Preparation. Part 1, Pulp Treatment Processes*. 12th Fundamental Research Symposium, Oxford, p. 19-80 (September 2001).
- 89 Qian, X., Tessier, P., *A mechanistic Model for Predicting Pulp Properties from Refiner Operating Conditions*. Tappi J., 78(4): 215-222 (1995).
- 90 Alami, R., Boileau, I., Harris, G., Lachaume, J., Karnis, A., Miles, K.B., and Roche, A., *Impact of refining intensity on energy reduction in commercial refiners: The effect of primary stage consistency*, Tappi J., 80(1): 185-192 (1997).
- 91 Goncharov, V.N., Smirnova, E. A. and Shemyalkin, E. V., *Method for the determination of stresses between refiner blades.*, Bum. Promst. 27(5): 134-138 (1970).
- 92 Atack, D., Stationwala, M.I., *On the measurement of temperature and pressure in the refining zone of an open discharge refiner*. Trans Tech Sect Can Pulp Pap Ass. 1(3): 71-76 (1975).
- 93 Eriksen, O., *High-speed measurements of pressure and temperature in the refining zone of high-consistency refiner*. 88th Annual Meeting, Pulp and Paper Technical Association of Canada (PAPTAC): p. C135-C142 (2002).
- 94 Brun, R., *Manuel du mécanicien et du thermicien*, Paris: Editions Technip. (1977).
- 95 Wauquier, J.-P., *Pétrole brut, produits pétroliers, schémas de fabrication*. Sous la coordination de Jean-Pierre Wauquier, Paris: Ed. Technip. (1994).
- 96 Byron Bird, R., Stewart, W.E., Lightfoot, E.N., *Transport phenomena*. New York [u.a.]: Wiley (2007).

-
- 97 Brun, R. and N. Belouaggadia, *Écoulements et transferts : fluides parfaits, fluides réels, convection*. Technosup. Milieux continus, (2011).
- 98 Borghi, D.R., *Les milieux continus multiphysiques hors d'équilibre et leur modélisation*. Revue Européenne de Mécanique Numérique, 18(2), 241-242 (2009).
- 99 Renvoize, V., *Physique PSI-PSI* Cours complet avec tests, exercices et problèmes corrigés*, Paris: Pearson (2010).
- 100 Boyer, F. and P. Fabrie, *Eléments d'analyse pour l'étude de quelques modèles d'écoulements de fluides visqueux incompressibles*, Berlin; New York: Springer (2006).
- 101 Joris, G., *Gestion optimale d'une unité industrielle de raffinage*. <http://www.matechpaper.com/matech/publications/GOUIDR.pdf> , Consulté le 28 mai 2013 à 13:20 (2013).
- 102 Batchelor, W.J., Kibblewhite., *Calculation of the Relative Bonded Area and Scattering Coefficient From Sheet Density and Fibre Shape*, Holzforschung. 60(3): 253-258. (2006).
- 103 Radoslavova, D., *Modélisation hydrodynamique du processus de raffinage des pâtes à papier* Thèse de doctorat de l'institut National Polytechnique de Grenoble (INP-G) en Génie des Procédés (1995).
- 104 Rantanen, J., et al., *Construction of a single bar refiner*. Tappi J., 10(7): 45-51 (2011).
- 105 Roux, J.C., Mayade, T. M., *Modeling of the particle breakage kinetics in the wet mills for the paper industry*. Powder Technology., 105(1): 237-242 (1999).
- 106 http://fr.wikipedia.org/wiki/Lois_du_mouvement_de_Newton , Consulté le 1er avril 2013 à 22:27 (2013).
- 107 Frazier, W.C., *Refiner Tram and its Contribution to Pulping Movement in High Consistency Refiners*. Pulp and Paper Canada., 107(3): 48-51(2006).
- 108 Chagaev, O., Zou, X., *A New Concept to Characterize Fibre Development in Refining and Mechanical Pulp Quality for LWC and SC Grades*. Pulp and Paper Canada, 108(1): 50-56 (2007).
- 109 http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89coulement_de_Poiseuille. consulté le 5 avril 2013 à 20:12 (2013).
- 110 [http://fr.wikipedia.org/wiki/Puissance_\(physique\)](http://fr.wikipedia.org/wiki/Puissance_(physique)). consulté le 28 mai 2013 à 14:20 (2013).
- 111 http://www.dsa.uqac.ca/~rbeguena/Systemes_Asservis/Labs/LAB4.pdf. consulté le 15 juin 2013 à 22:21 (2013).
- 112 Kerekes, R.J., *Energy and forces in refining*. J. Pulp Pap. Sci., 36(1-2), 10-15 (2010).

-
- 113 Chezeaux, M., *Contribution à l'interprétation de l'effet Weissenberg dans les fluides viscoélastiques* (1970).
- 114 Haussonne, J.-M., *Céramiques et verres : Principes et techniques d'élaboration*. Lausanne: Presses Polytechniques et Universitaires Romandes (2005).
- 115 Combette, P. and I. Ernoult, *Physique des polymères*. (2005).
- 116 Kausch, H.-H., *Matériaux polymères : Propriétés mécaniques et physiques*, Lausanne: Presses polytechniques et universitaires romandes (2001).
- 117 http://fr.wikipedia.org/wiki/Relaxation_de_contrainte. Consulté le 28 mai 2013 à 16:00 (2013).
- 118 http://www.thermexcel.com/french/tables/eau_boui.htm. Consulté le 27 mai 2013 à 15:25 (2013).

Annexe (fonction de réponse en fréquence)

Annexe : Fonction de réponse en fréquence ou fonction de transfert

Soumettons un oscillateur à une force aléatoire (Figure 0-1), dans ces conditions, nous souhaitons déterminer une grandeur capable d'estimer sa réponse à une force aléatoire appliquée $f(t)$.

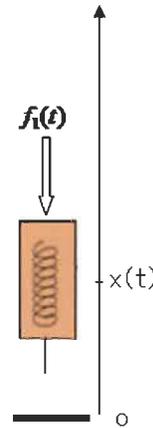


Figure 0.1 Oscillateur à un degré de liberté, soumis à une force aléatoire $f(t)$, aux efforts de réaction élastique de raideur k et de l'amortissement visqueux c .

La masse de l'oscillateur est soumise aux forces suivantes :

1. La force aléatoire $f(t)$,
2. Les efforts de réaction élastique générés par la raideur k ,
3. L'amortissement visqueux c .

Si $x(t)$ est la position de la masse du ressort alors l'équation du comportement dynamique est la suivante [56] :

$$m \cdot x'' + c \cdot x' + k \cdot x = f(t) \quad \text{Équation 0.1}$$

En appliquant la transformée de fourrier de l'Équation 0.1, on trouve :

$$-\omega^2 m X + k X + J \omega c X = F \quad \text{Équation 0.2}$$

X, F : Respectivement transformée de fourrier de $x(t)$ et $f(t)$.

On déduit de l'équation 0.2 la fonction de transfert (fonction de réponse en fréquence) :

$$H = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

Ou bien :

$$H(\omega) = \frac{1}{m} \left(\frac{1}{-\omega^2 + \omega_0^2 + j\eta\omega\omega_0} \right)$$

Équation 0.3

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} : \text{Pulsation de résonance de l'oscillateur non amortie.}$$

$$\eta = \frac{c}{m\omega_0} : \text{Facteur de perte par amortissement.}$$