

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M.Eng.

PAR
JAMILA OUALLA

CONCEPTION ET RÉALISATION D'UN FREIN MAGNÉTO-RHÉOLOGIQUE

MONTREAL, LE 13 JANVIER 2004

© droits réservés de Jamila Oualla

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Marc Thomas, directeur de mémoire

Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Christian Masson, président du jury

Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Eric David, professeur

Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC
LE 7 NOVEMBRE 2003
À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

CONCEPTION ET RÉALISATION D'UN FREIN MAGNÉTO-RHÉOLOGIQUE

Jamila Oualla

SOMMAIRE

Ce projet fait suite aux travaux déjà entrepris dans le domaine de l'application des fluides électro-rhéologiques. En effet, la propriété des fluides électro- (ER) ou magnéto-rhéologiques (MR) est de pouvoir changer leur viscosité en fonction d'un champ électrique ou magnétique appliqué. Une des applications de ces fluides est la conception d'un système de freinage, notamment pour les petites éoliennes. En effet, ce type de frein a les caractéristiques d'être silencieux et rapide contrairement aux freins mécaniques utilisés qui sont trop bruyants et nécessitent l'arrêt du système en cas de vents violents pour éviter l'emballement de l'éolienne.

Un banc d'essai a été réalisé au laboratoire pour simuler une petite éolienne et étudier son freinage par un frein MR existant sur le marché. Il s'agit du 'Rheonetic Rotary brake MRB-2107' dont on a étudié le comportement au freinage. Le frein MR a été sollicité dans différentes conditions de température et de contraintes continues et discontinues pour le mettre dans des conditions les plus proches de son utilisation en cas de freinage d'une petite éolienne de 200 à 500 W.

Les résultats trouvés se résument par le fait que : le frein peut diminuer la vitesse de rotation de 100 RPM au maximum, qu'il s'échauffe rapidement, que la conséquence de l'augmentation de la température du fluide est que la contrainte diminue et donc le couple de freinage diminue. D'autre part, la contrainte diminue également lors de son maintien en position de freinage dans le temps. Il s'avère que pour maintenir un même niveau de freinage, il faut augmenter le champ magnétique appliqué. Ces phénomènes ont été observés aussi bien à température ambiante qu'à basse température.

En conclusion, tel qu'il est conçu, ce frein MR ne possède pas la puissance suffisante pour freiner une petite éolienne. On propose donc la conception et la réalisation d'un nouveau frein MR plus performant et dont le couple de freinage est supérieur à 15 Nm.

Tenant compte du fluide utilisé et du champ magnétique désiré, un nouveau frein MR a été conçu et réalisé. Des essais sur le banc ont montré sa performance et sa capacité à délivrer un couple important sous une faible intensité du courant. D'autre part, ce frein ayant une surface d'échange thermique plus importante ne chauffe pas de façon excessive. En effet, refroidi par circulation d'eau, sa température s'est maintenue aux alentours de 34°C, et refroidi sous circulation d'air sa température a atteint 50°C alors qu'il était maintenu en position de freinage. Cette température ne présente pas de danger pour le fluide MR utilisé.

DESIGN AND REALISATION OF A MAGNETO-RHEOLOGICAL BRAKE

Jamila Oualla

ABSTRACT

This project followed upon the work already undertaken in the field of the electro-rheological fluids applications. Indeed, the property of the electro or magneto-rheological fluids is to be able to change their viscosity according to an electric or magnetic field applied. One of the applications of these fluids is the brake design, in particular for the small windmills. Indeed, this type of brake has the quiet and fast characteristics to be contrary to the applied mechanical brakes which are too noisy and require the stop of the system in the event of winds violent one to avoid the racing of the wind mill. A bibliographical study was made to know the controllable fluids such as the fluids MR, the small wind systems and their regulation as well as the various brakes. A test bench was carried out at the laboratory to simulate a small windmill and to study its braking by a MR brake existing on the market. It acts of the 'Rheonetic Rotary brake MRB-2107', which one studied the behaviour with braking on test bench.

The brake MR was requested under various conditions of temperature and continuous and discontinuous constraints to put it under the conditions closest to its use in the event of braking of a small windmill from 200 to 500 W. The found results are summarized by the fact that the brake can decrease the number of revolutions of 100 RPM to the maximum, which it warms up quickly, which the consequence of the increase in the temperature of the fluid is that the constraint decreases and thus the stalling torque decreases. In addition, the constraint also decreases at the time of its maintenance in position of braking in time. It proves that to maintain the same level of braking, it is necessary to increase the magnetic field applied. These phenomena were observed as well at ambient temperature with low temperature.

In conclusion, such as it is conceived, this brake MR does not have the sufficient power to slow down a small windmill. One thus proposes the design and the realization of a new brake more powerful MR and whose stalling torque is higher than 15 Nm. Holding account of the fluid used and wished magnetic field, I designed and produced a new brake MR. whose tests on the bench showed its performance and its capacity to deliver an important couple under a low intensity of the current. In addition, this brake having a thermal heat-transferring surface more important does not heat in an excessive way. En effect, cooled by water circulation, its temperature was maintained in the neighbourhoods of 34°C, and cooled under circulation of air its temperature reached 50°C whereas it was maintained in position of braking. This temperature does not present a danger to the fluid MR used.

REMERCIEMENTS

À l'occasion de ce mémoire de maîtrise, je présente mes remerciements à mon directeur de projet M. Marc Thomas, à M. François Lafleur pour leur encadrement et leur directive, ainsi que le CRIQ pour la bourse qu'il m'a accordée et le matériel qu'il a mis à ma disposition pour mener à bien ce projet.

Je remercie également M. J. Masounave, M. H. Champliand, M. C. Masson, M.E. David, et M. J.P. Kenné professeurs au département de génie mécanique.

Un grand merci à L. Turcotte, A. Vigneault, S. Plamondon, P. Shéridon, JG. Gagnon, H. Landry, S. Hebert, à M. Dussault et C. Lecoq, pour leur aide précieuse et leur disponibilité pour la réalisation de ce projet. Merci à l'entreprise Transformateurs Marcus Ltée pour avoir réalisé gracieusement le bobinage destiné au nouveau frein MR. Merci à Omar, à mes enfants Nora et Karim ainsi qu'à toute ma famille et mes amis(es) pour leur soutien et leurs encouragements tout au long de ce projet.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE.....	i
ABSTRACT.....	ii
REMERCIEMENTS.....	iii
TABLE DES MATIÈRES.....	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	ix
LISTE DES FIGURES.....	xi
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES.....	xv
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 APERÇU SUR L'ÉNERGIE ÉOLIENNE.....	3
1.1 Introduction.....	3
1.2 Courbe de Rayleigh.....	3
1.3 Théorie de Betz.....	4
1.4 Classification des systèmes éoliens.....	7
1.5 Les composants d'une éolienne.....	8
1.6 Évaluation des besoins en énergie électrique.....	10
CHAPITRE 2 PRÉSENTATION DES FLUIDES MAGNÉTO ET ÉLECTRO- RHÉOLOGIQUES.....	11
2.1 Introduction.....	11
2.2 Propriétés et applications des fluides électro ou magnéto-rhéologiques... 12	12
2.2.1 Fluides électro-rhéologiques (ER).....	12
2.2.2 Les fluides magnéto-rhéologiques.....	13
2.3 Intérêt des fluides ER et MR.....	14
2.4 Représentation des fluides ER et MR.....	15
2.5 Modèles des mécanismes contrôlés par les fluides MR.....	17
2.6 Comparaison des fluides MR et ER.....	19
2.7 Quelques exemples de systèmes à fluides MR.....	20
2.7.1 Amortisseur pour suspension de siège de véhicule lourd.....	20
2.7.2 Système de contrôle sismique des vibrations des structures.....	21
2.7.3 Prothèse intelligente à FM.....	22
2.7.4 Frein MR étudié.....	24
CHAPITRE 3 SYSTÈMES DE FREINAGE.....	27
3.1 Généralités.....	27

3.2	Frein à particules magnétiques	27
3.2.1	Description générale	27
3.2.2	Caractéristiques et mode de fonctionnement.....	27
3.3	Freins électriques à courant de Foucault	29
3.3.1	Principe de fonctionnement :.....	29
3.3.2	Caractéristiques du frein à courant de Foucault	30
3.4	Systèmes de freinage à friction.....	32
3.4.1	Historique des freins à disques	32
3.4.2	Les différents freins à friction	33
3.4.3	Exemples de performances des freins à friction.....	34
3.5	Qualités demandées à un frein.....	34
3.5.1	Problème de freinage	35
3.5.2	Travail et puissance de freinage	35
CHAPITRE 4 DISPOSITIFS DE RÉGULATION DES PETITES ÉOLIENNES		36
4.1	Introduction	36
4.2	Exemples de systèmes de régulation des petites éoliennes	36
4.2.1	Mise en drapeau de l'éolienne	36
4.2.2	Frein aérodynamique	37
4.2.3	Calcul théorique du couple de freinage du frein aérodynamique.....	39
4.3	Inconvénients de ces dispositifs de régulation	39
CHAPITRE 5 MONTAGE DU BANC ET RÉALISATION DES ESSAIS.....		41
5.1	Conditions d'étude	41
5.2	Banc d'essai	43
5.3	Caractéristiques du moteur utilisé	43
5.3.1	Caractérisation du moteur en utilisant un frein magnétique.....	45
5.3.1.1	Frein magnétique	45
5.3.1.2	Essais à partir d'une vitesse de rotation de 300 RPM.....	46
5.3.1.3	Essais à partir d'autres vitesses de rotation.....	47
5.3.2	Caractérisation du moteur en utilisant le frein MR	47
5.3.2.1	Essai à partir d'une vitesse de rotation de 300 RPM	48
5.3.2.2	Essais à partir d'autre vitesse de rotation.....	49
5.3.2.3	Comparaisons entre ces deux freins	49
CHAPITRE 6 RÉALISATION DES ESSAIS SUR LE FREIN MR.....		50
6.1	Premiers essais du frein MR (Lord)	50
6.1.1	Essai de ralentissement contrôlé.....	50
6.1.2	Essai à maximum de puissance	52
6.1.2.1	Ralentissement à partir 700 rpm.....	52
6.1.2.2	Ralentissement à partir 615 rpm.....	52
6.1.3	Interprétation des résultats des premiers essais du frein MR	52
6.2	Remarque importante	53
6.3	Estimation de la température interne du frein	54

6.4	Essais du frein MR avec maintien du freinage dans le temps	56
6.4.1	Freinage de 524 à 500 rpm	56
6.4.2	Freinage de 552 à 500 rpm	56
6.4.3	Freinage de 576 à 500 rpm	57
6.4.4	Freinage de 600 à 500 rpm	58
6.4.5	Interprétation des résultats des essais avec maintien du freinage.....	59
6.5	Essai du frein sous système de refroidissement à l'air.....	61
6.6	Calcul théorique du débit de fluide pour refroidir le frein MR	63
6.6.1	1 ^{er} cas: refroidissement à l'eau.....	64
6.6.2	2 ^e cas: refroidissement par éthylenglycol	65
6.6.3	Représentation du débit d'eau et d' éthylenglycol.....	66
6.7	Essais du frein MR à froid.....	67
6.7.1	Réalisation du montage	67
6.7.2	Freinage de 521 à 500 rpm	69
6.7.3	Essai 2.....	70
6.7.4	Freinage de 576 à 500 rpm	71
6.7.5	Freinage de 600 à 500 rpm	71
6.7.6	Interprétation des résultats des essais à froid	72
6.7.7	Récapitulatif des résultats des essais à froid sans maintien de freinage....	72
6.8	Comparaison des résultats des essais à froid et à température ambiante ..	74
6.8.1	Comparaison des voltages appliqués dans l'essai à froid et à température ambiante.....	74
6.8.2	Comparaison des puissances	75
6.9	Résumé des résultats des essais précédents.....	76
CHAPITRE 7 SIMULATION DU FREINAGE PAR LE FREIN MR.....		78
7.1	Position du problème.....	78
7.2	Simulation de l'algorithme de freinage.....	79
CHAPITRE 8 SYSTÈME DE CONTRÔLE DE LA VITESSE DE ROTATION		82
8.1	Commande du frein MR par un contrôleur PID	82
8.2	Aspects matériels des régulateurs PID	83
8.3	Influence des trois termes pris séparément.....	84
8.3.1	Action proportionnelle.....	84
8.3.2	Action intégrale	84
8.3.3	Action dérivée	85
8.4	Réglage des paramètres des régulateurs.....	85
8.4.1	Fonction de transfert d'un PID	86
8.4.2	Méthode pratique des réglages	87
8.4.3	Ajustement et réglage des gains	88
8.4.4	Accord des gains par la méthode de Ziegler Nichols	88
8.5	Description du PID utilisé	90
8.6	Ajustement automatique du PID (auto-tuning)	92
8.7	Montage avec contrôleur PID.....	93

CHAPITRE 9	CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEAU FREIN MR.....	95
9.1	Position du problème.....	95
9.2	Augmentation de la viscosité des fluides MR sous un champ magnétique.....	96
9.3	Dimensionnement du frein MR.....	97
9.3.1	Force développée.....	97
9.3.2	Dimensionnement de l'arbre.....	98
9.4	Conception du frein MR.....	99
9.4.1	Choix du fluide MR.....	100
9.4.2	Calcul des rayons des disques	101
9.4.2.1	Premier cas: frein composé d'un seul disque.....	101
9.4.2.2	Deuxième cas: frein composé de 3 disques reliés en parallèle.....	103
9.4.3	Calcul de l'épaisseur des disques.....	104
9.4.3.1	Premier cas : frein composé d'un seul disque.....	104
9.4.3.2	Deuxième cas : frein composé de 3 disques reliés en parallèle.....	105
9.4.4	Calcul du circuit magnétique.....	105
9.4.4.1	Premier cas : frein composé d'un seul disque.....	106
9.4.4.2	Deuxième cas: frein composé de 3 disques reliés en parallèle.....	110
9.5	Solution retenue.....	111
9.6	Récapitulatif	112
CHAPITRE 10	ESSAIS DU NOUVEAU FREIN MR.....	115
10.1	Montage du nouveau frein sur le banc d'essai et refroidissement à eau..	115
10.2	Caractérisation du fluide MR utilisé avec refroidissement à eau.....	115
10.3	Essais du frein pour arrêter le système en rotation avec refroidissement à l'eau	121
10.3.1	Essai à partir de 335 rpm	121
10.3.2	Essai à partir de 520 rpm.....	123
10.3.3	Évaluation de ces essais avec refroidissement à l'eau.....	124
10.4	Essais de freinage avec maintien et refroidissement à l'air.....	125
10.5	Essai de freinage jusqu'à une vitesse de consigne	126
10.5.1	Refroidissement à l'air	126
10.5.2	Refroidissement à l'eau.....	128
10.5.3	Comparaison des résultats des deux types de refroidissement.....	130
10.5.4	Commentaire sur ces résultats	131
10.5.5	Extrapolation des résultats.....	132
10.6	Régulation.....	133
CONCLUSION.....		135
RECOMMANDATIONS.....		137
ANNEXES		
1	: Spécification du frein Rheonetic MRB-2107.....	138

2 : Détermination de la raideur du ressort.....	141
3 : Vérification du bon étalonnage du ressort du tachymètre.....	143
4 : Caractérisation du moteur par frein Magtrol.....	146
5 : Caractérisation du moteur par le frein MR	153
6 : Photos du banc d'essai	156
7 : Fluide MRF 132.....	160
8 : Plan du nouveau frein MR	162
9 : Évaluation du coût du frein magnétique	169
BIBLIOGRAPHIE	172

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I	Crête de consommation d'un chalet 10
Tableau II	Comparaison des F.ER et des F.MR [6] 19
Tableau III	Caractéristiques des freins à particules magnétiques [25] 29
Tableau IV	Spécifications de freins à courant de Foucault [16] 31
Tableau V	Inventaire et applications des freins à friction [19]..... 33
Tableau VI	Exemple de freins à friction [18] 34
Tableau VII	Essais d'arrêt à partir de 300 rpm par frein de Magtrol 46
Tableau VIII	Essais d'arrêt à partir de 300 rpm par frein MR..... 48
Tableau IX	Essais de freinage par frein MR jusqu'à une vitesse de consigne..... 50
Tableau X	Essais de freinage à partir de 524 rpm avec maintien du freinage..... 56
Tableau XI	Essais de freinage à partir de 552 rpm avec maintien du freinage..... 57
Tableau XII	Essais de freinage à partir de 576 rpm avec maintien du freinage..... 58
Tableau XIII	Essais de freinage à partir de 600 rpm avec maintien du freinage..... 59
Tableau XIV	Essais de freinage avec refroidissement à l'air frais..... 62
Tableau XV	Débit d'eau pour différentes températures 64
Tableau XVI	Débit d'alcool éthyleneglycol pour refroidir 65
Tableau XVII	Essais de freinage à froid à partir de 521 rpm..... 70
Tableau XVIII	Essais de freinage à froid à partir de 551 rpm..... 70
Tableau XIX	Essais de freinage à froid à partir de 576 rpm..... 71
Tableau XX	Essais de freinage à froid à partir de 600 rpm..... 72
Tableau XXI	Essais de freinage à froid pour ramener la vitesse à 500 rpm..... 73
Tableau XXII	Réglage de Zieglers Nichols [28, 29]..... 89
Tableau XXIII	Récapitulatif des dimensions du frein 113
Tableau XXIV	Résultats des essais à champ constant..... 116
Tableau XXV	Essais à partir de 335 rpm 122
Tableau XXVI	Essai à partir de 520 rpm..... 123

Tableau XXVII Essais à partir de 700 rpm, refroidissement à l'air	126
Tableau XXVIII Essai de freinage de 700 à 500 rpm.....	129

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1	Courbe de Rayleigh [1] 4
Figure 2	Vitesse du vent en amont et en aval d'une éolienne [1] 4
Figure 3	Coefficient de puissance versus V_2/V_1 [1] 6
Figure 4	Puissance d'une éolienne ($D=7m$) [2] 7
Figure 5	Coefficient de puissance en fonction de λ 7
Figure 6	Éolienne desservant un chalet [3] 10
Figure 7	Fluide ER avant et après application du champ électrique [5] 12
Figure 8	Les particules en chaînes orientées dans le sens du champ électrique [5] 13
Figure 9	Fluide magnéto-rhéologique [6] 14
Figure 10	Rhéogramme d'un liquide de Bingham [13] 16
Figure 11	Modes opératoires des mécanismes contrôlés par les fluides MR [14] .. 17
Figure 12	Commercial Linear MR Fluid-based Damper. (Lord Corp.) 20
Figure 13	Mesure de la force versus vitesse de l'amortisseur MR de siège. (Lord) 20
Figure 14	Transmissibilité de la vibration pour un contrôleur à fluide MR de suspension de siège. (Lord Corp.) 21
Figure 15	Amortisseur sismique à fluide MR. (Lord Corp.) 21
Figure 16	Prothèse de pied avec contrôle en temps réel. (Lord Corp.) 22
Figure 17	Motion Master TM RD-1036 MR, fluide amortisseur utilisé dans la prothèse d'un genou. (Lord Corp.) 23
Figure 18	Représentation typique de la force versus la vitesse et le courant pour un fluide MR amortisseur pour la même prothèse. (Lord Corp.) .. 23
Figure 19	Frein MR. (Lord Corp.) 24
Figure 20	Frein Rheonetic TM MRB-2107. (Lord Corp.) 25
Figure 21	Géométrie du frein. (Lord Corp.) 25
Figure 22	Dimensions du frein MR. (Lord Corp.) 26
Figure 23	Frein à particules magnétiques [25] 28
Figure 24	Dimensions du frein à particules magnétiques [25] 28

Figure 25	Coupe d'un frein à courant de Foucault [16]	30
Figure 26	Schéma de principe du frein à disque [17]	32
Figure 27	Régulateur de vitesse à empennage articulé [1]	37
Figure 28	Régulation Windcharger [1]	38
Figure 29	Frein aérodynamique monté sur éolienne [2]	38
Figure 30	a. Frein au repos, b. Frein activé	39
Figure 31	Courbe de Weibull	42
Figure 32	Couple développé par un moteur asynchrone triphasé [22]	44
Figure 33	Caractéristique couple vitesse d'un moteur asynchrone triphasé [22]	44
Figure 34	Puissance développée à partir de 300 rpm	47
Figure 35	Puissance développée à partir de 300 rpm (frein MR)	49
Figure 36	Couple et Puissance nécessaires pour ramener la vitesse à 500 rpm	51
Figure 37	Voltage et courant nécessaires pour ramener la vitesse à 500 rpm	51
Figure 38	Banc d'essai muni du ventilateur	54
Figure 39	Transfert de chaleur par conduction [25]	54
Figure 40	Contrainte versus température [26]	60
Figure 41	Viscosité versus température [26]	60
Figure 42	Vue d'ensemble avec système de refroidissement	61
Figure 43	Frein muni de système de refroidissement	62
Figure 44	Débit d'eau versus puissance	65
Figure 45	Débit d'éthylenglycol pour différent T°	66
Figure 46	Débit pour refroidissement à 25°C	66
Figure 47	Débit pour refroidissement à 45°C	67
Figure 48	Banc d'essai pour essai à froid	68
Figure 49	Ventilateur à proximité du frein MR dans le congélateur	69
Figure 50	Puissance développée pour ramener la vitesse à 500 rpm	73
Figure 51	Puissance développée pour diminuer la vitesse de delta rpm	74
Figure 52	Voltage appliqué au frein pour ramener la vitesse à 500 rpm	75
Figure 53	Puissance développée à froid et à température ambiante	76
Figure 54	Simulation du freinage	80

Figure 55	Vitesse avant (en vert) et après (en bleu) freinage.....	81
Figure 56	Système en boucle fermée.....	82
Figure 57	Schéma interne d'un régulateur PID [28].....	83
Figure 58	Schéma bloc d'un processus.....	86
Figure 59	Réponse à un échelon corrigée par P, PI ou PID	87
Figure 60	Détermination de la valeur du gain	89
Figure 61	Réglage par la méthode Ziegler Nichols	90
Figure 62	PID utilisé : CN491A (Omega Eng. inc.)	91
Figure 63	Schéma bloc avec contrôleur PID CN491A (Omega Eng.inc.).....	91
Figure 64	Ajustement automatique avec contrôleur CN491A (Omega Eng. inc.)..	92
Figure 65	Auto accordement du PID CN491A (Omega Eng. inc.).....	92
Figure 66	Montage avec régulation par PID	93
Figure 67	Réponse du frein conçu lorsque régulé par le PID CN491A	94
Figure 68	Puissance développée pour abaisser la vitesse de $\Delta\omega$	95
Figure 69	Viscosité apparente [13].....	96
Figure 70	Mode direct	97
Figure 71	Dimensionnement de l'arbre.....	98
Figure 74	Frein composé d'un seul disque	104
Figure 75	Frein composé de 3 disques reliés en parallèle	105
Figure 76	Caractéristique magnétique du fluide MRF-132AD (Lord Rheonetic TM fluids).....	107
Figure 77	Circuit magnétique du nouveau frein.....	107
Figure 78	Caractéristique magnétique de l'acier doux, [30]	108
Figure 79	Frein à 3 disques	110
Figure 80	Vue éclatée du frein choisi à un seul disque	112
Figure 81	Schéma du rotor	113
Figure 83	Caractérisation du fluide MR.....	117
Figure 84	Représentation de la zone linéaire de caractérisation du FMR.....	118
Figure 85	Seuil d'écoulement versus courant appliqué	120
Figure 86	Puissance pour arrêter le système à partir de 335 rpm.....	122

Figure 87	Puissance développée pour freiner à partir de 520 rpm	124
Figure 88	Puissance développée pour ramener la vitesse à 500 rpm	127
Figure 89	Couple développé versus courant nécessaire	128
Figure 90	Puissance développée pour ramener la vitesse à 500 rpm	129
Figure 91	Couple développé versus courant appliqué.....	130
Figure 92	Courant nécessaire dans les deux cas de refroidissement	131
Figure 93	Puissance développée pour les deux cas de refroidissement	131
Figure 94	Banc d'essai muni du système de régulation par PID	133
Figure 95	Régulation du système par PID	134

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

A	Surface du matériau en m^2
A_{acier}	Surface de l'acier traversé par B_{acier} , m^2
A_f	Surface du fluide traversé par B_f , m^2
B_{acier}	Induction magnétique dans l'acier, Wb/m^2
β	Facteur de forme de la loi de Weibull
B_f	Induction magnétique dans le fluide, Wb/m^2
C	Couple appliqué, en N.m
C_f	Couple de freinage, en Nm
C_1	Couple noté à ω_1 , en Nm
C_2	Couple de freinage noté à ω_2 , en Nm
d	Épaisseur du matériau, en m
D	Diamètre de l'éolienne, m
$\Delta\omega$	Variation de vitesse, rad/s, rpm
Δx	Allongement, en m
D_f	Distance de freinage, en m
e	Entrefer (épaisseur du fluide), en m
E	Tension, en V
η	Viscosité du fluide, Pa-s
η_p	Coefficient de viscosité plastique, Pa-s
ER	Électro-Rhéologique
F	Force, N
f	Fréquence, en Hz
f.s	Facteur de sécurité
FER	Fluide Électro-Rhéologique
F_f	Effort de freinage, en N
FMR	Fluide Magnéto-Rhéologique

Φ	Flux magnétique, en Wb
g	Accélération due à la pesanteur, en m/s^2
$\dot{\gamma}$	Taux de déformation
H	Excitation magnétique, At
H_f	Excitation magnétique dans le fluide, At
H_i	Excitation magnétique dans le milieu i, en At
I	Courant, en A
J_0	Moment polaire, en Kg/m^2
K	Raideur, en N/m
K_d	Gain dérivé
K_i	Gain intégral
K_p	Gain proportionnel
L	Longueur, en m
λ	Conductivité thermique du matériau, en $W/m^\circ C$
MR	Magnéto-Rhéologique
\dot{m}	Debit massique, en kg/s
N	Nombre de spires
n	Vitesse de rotation en tr/mn, rpm
$n_{nom.}$	Vitesse nominale, tr/mn, rpm
ω	Vitesse de rotation, rad/s
ω_1	Vitesse avant freinage, en rad/s
ω_2	Vitesse à la fin du freinage, en rad/s
P	Puissance transmise, en Watts
P_c	Puissance calorifique transmise par conduction, W
$P_{nom.}$	Puissance, en W
Q	Puissance calorifique, W
R	Rayon de l'arbre, en m
ρ	Masse volumique, en kg/m^3

R_i	Rayon, m
S	Vitesse relative, en m/s
S_i	Surface, en m^2
σ_e	Limite d'élasticité, Pa
τ	Contrainte de cisaillement, Pa
$\tau_y(H)$	Contrainte due à l'application du champ magnétique H , en Pa
θ	Angle, en rad
T_i	Températures interne et externe des deux faces, $i = 1, 2$, en degré C
T_j	Constante de temps $j = d$ dérivée, $j = i$ intégrale, s
TSR	Taux supérieur de rendement.
V	Vitesse relative du pôle, en m/s
\dot{V}_e	Débit volumique du fluide, m^3/s
V_i	Vitesse, en m/s
w	Largeur du canal de flux entre les pôles fixes, en m
\dot{W}	Travail, J

INTRODUCTION

Depuis des siècles, l'homme capte l'énergie contenue dans le vent. Les moulins à vent hollandais qui datent du 12^{ème} siècle constituaient en 1700 une importante source d'énergie en Europe. Aujourd'hui c'est le souci de l'environnement, le changement climatique et les engagements internationaux de réduire les émissions de gaz à effet de serre qui a attiré l'attention, augmenté l'intérêt et encouragé l'utilisation de l'électricité verte non polluante afin de contribuer à la protection de l'environnement par la réduction d'émission de gaz à effet de serre.

Le but de ce projet est d'étudier l'alternative d'utiliser un frein magnéto-rhéologique (MR) pour le freinage des petites éoliennes : les petits systèmes éoliens utilisent un système de freinage mécanique bruyant, dont la nuisance sonore risque de décourager les particuliers qui désirent installer ces systèmes éoliens. Par contre le frein étudié présente l'avantage d'être silencieux et d'avoir un temps de réponse très rapide.

Le plan de travail est le suivant :

au début, il contient une *partie de recherche bibliographique* qui permettra de traiter les points suivants :

- Aperçu sur l'énergie éolienne et les systèmes éoliens.
- Présentation des fluides MR utilisés dans ces freins ainsi que les applications de ces fluides dont le frein MR étudié.
- Recherche bibliographique sur les différents systèmes de freinage existants.
- Recherche bibliographique sur les systèmes de freinage des petites éoliennes.

Il contient ensuite une *partie pratique* qui consiste à traiter les points suivants :

- Montage d'un banc d'essai pour simuler le freinage d'une petite éolienne par le frein MR.
- Essais de freinage et étude du comportement du frein MR.

- Établir le couple de freinage nécessaire et la loi commande du frein.
- Implanter le système de commande.
- Conception du nouveau frein et essai du nouveau frein.

Des essais de freinage seront donc réalisés sur le banc d'essai afin de simuler le freinage d'une petite éolienne par le frein Rheonetic MR. On notera alors les problèmes relevés pour ce type de frein ainsi que ses limites d'utilisation. Les résultats obtenus constitueront une base de travail pour la conception et la réalisation d'un nouveau frein MR plus performant tenant compte des problèmes rencontrés lors des essais. Ce nouveau frein sera essayé à son tour pour connaître ses performances et vérifier si on a bien contourné les problèmes rencontrés lors des essais sur le frein Rheonetic.

CHAPITRE 1

APERÇU SUR L'ÉNERGIE ÉOLIENNE

1.1 Introduction

Le vent constitue une source d'énergie continuellement renouvelée par les phénomènes naturels. Les technologies appliquées aux énergies renouvelables telles que les systèmes éoliens convertissent les sources naturelles d'énergies renouvelables en énergie utilisable qui peut soit remplacer les sources d'énergie conventionnelle soit servir de ressource d'appoint. L'utilisation de ce type d'énergie propre permet de diminuer la quantité de gaz à effet de serre émise par les sources d'énergie conventionnelle et contribuer donc à la protection de l'environnement.

De grandes installations éoliennes modernes apparaissent ça et là et les gens sont de plus en plus sensibles aux problèmes d'environnement. D'autre part, dans certaines régions éloignées du réseau électrique, l'éolienne peut être une alternative intéressante pour alimenter en énergie renouvelable un chalet, un commerce ou une ferme. La capacité de ces petits systèmes se situe entre 100 W et 25 kW. À la limite inférieure de cette échelle des capacités, l'électricité produite suffit à satisfaire les besoins d'un chalet à savoir-faire fonctionner quelques ampoules d'éclairage, une radio et du matériel récréatif. À l'autre limite, l'électricité produite par l'éolienne peut satisfaire la majorité des besoins d'une exploitation agricole ou d'un immeuble institutionnel.

1.2 Courbe de Rayleigh

Pour calculer la vitesse annuelle moyenne du vent, il faut mesurer la vitesse du vent pendant une période déterminée en notant les laps de temps pendant lesquels le vent souffle aux différentes vitesses. On calcule ensuite la vitesse annuelle moyenne du vent. Pour qu'un système éolien présente un intérêt matériel, la vitesse annuelle moyenne doit atteindre 15 Km/h (5 m/s) minimum. La courbe de Rayleigh de distribution de la vitesse

du vent est un graphique (figure 1) montrant le nombre d'heures pendant lesquelles le vent souffle à chacune des vitesses relevées. Le vent souffle le plus fréquemment à la vitesse correspondant au point le plus élevé de la courbe.

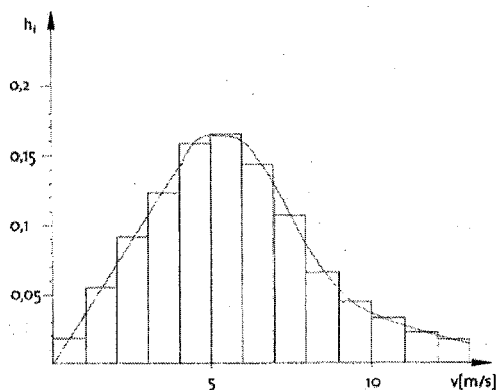


Figure 1 Courbe de Rayleigh [1]

1.3 Théorie de Betz

La théorie globale du moteur éolien a été établie par Betz [1, 2]. Il suppose que le moteur éolien est placé dans un air animé à l'infini amont d'une vitesse V_1 et à l'infini aval d'une vitesse V_2 .

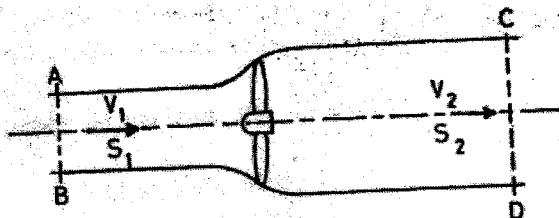


Figure 2 Vitesse du vent en amont et en aval d'une éolienne [1]

L'égalité qui traduit l'incompressibilité de l'air et la permanence de l'écoulement s'écrit en considérant la figure 2 avec V_i la vitesse de l'air à la traversée de l'aéromoteur, S_i la surface balayée par l'hélice :

$$S_1 V_1 = S_2 V_2 = \text{Constante} \quad (1)$$

La force F exercée par le moteur éolien sur l'air en mouvement est :

$$F = \rho S V (V_1 - V_2) \quad (2)$$

La puissance P absorbée par le moteur éolien est :

$$P = F V = \rho S V^2 (V_1 - V_2) \quad (3)$$

où : P en Watts

F en N.m

V en m/s

ρ en Kg/m³

Cette puissance est égale à la variation de l'énergie cinétique de la masse d'air qui traverse par seconde l'éolienne. Il vient:

$$\frac{1}{2} \rho S V (V_1^2 - V_2^2) = \rho S V^2 (V_1 - V_2) \quad (4)$$

$$\text{On tire : } V = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (5)$$

Ce qui conduit à :

$$P = \frac{1}{4} \rho S (V_1^2 - V_2^2)(V_1 + V_2) = \frac{1}{2} \rho S V_1^3 \left[\frac{1}{2} \left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \left(1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \right) \right] \quad (6)$$

La variation de la puissance recueillie en fonction de la vitesse résiduelle V_2 est :

$$\frac{\partial P}{\partial V_2} = \frac{1}{4} \rho S (V_1^2 - 2 V_2 V_1 - 3 V_2^2) = 0 \quad (7)$$

L'équation (7) admet deux racines :

$$V_2 = -V_1 \text{ (qui n'a pas de sens physique)} \quad (8)$$

$$V_2 = \frac{V_1}{3} \text{ (qui correspond à un maximum de la puissance)} \quad (9)$$

Donc la puissance maximale susceptible d'être recueillie est :

$$P_{\max} = \frac{8}{27} \rho S V_1^3 = \frac{1}{2} \rho S V_1^3 \frac{16}{27} \quad (10)$$

$$\text{Donc } C_{p,\text{Betz}} = C_{p,\max} = \frac{16}{27} = 0,59$$

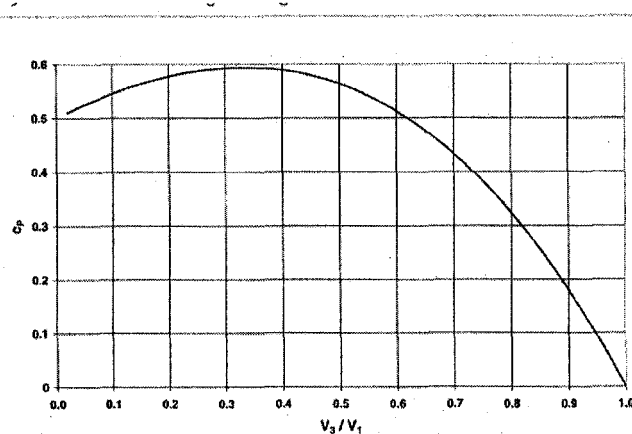


Figure 3 Coefficient de puissance versus V_2/V_1 [1]

La quantité d'énergie contenue dans le vent est proportionnelle au cube de la vitesse. D'autre part, le maximum d'énergie (figure 3) qu'un système éolien idéal peut capter équivaut à environ 59 % de l'énergie contenue dans le vent. Cette valeur est appelée la limite de Betz. Les figures 4 et 5 montrent respectivement la puissance d'une éolienne de diamètre 7 m et l'évolution de son coefficient de puissance en fonction de la puissance dans le vent.

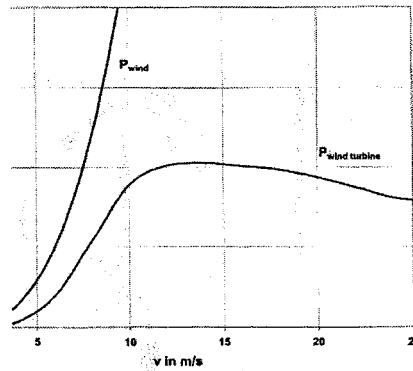


Figure 4 Puissance d'une éolienne (D=7m) [2]

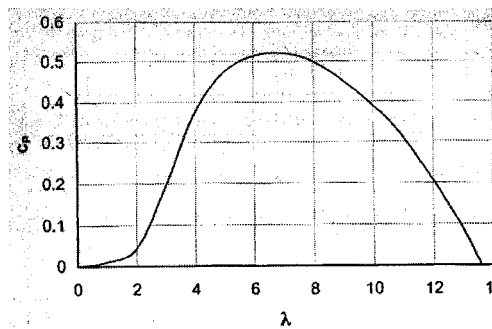


Figure 5 Coefficient de puissance en fonction de lambda
 $(\lambda = \rho S V^3 / 2)$ [2]

1.4 Classification des systèmes éoliens

Les petits systèmes éoliens sont classés en fonction de leur puissance nominale. Il existe plusieurs catégories de petits systèmes éoliens [3] :

- les micro-systèmes : 100 W maximum utilisés pour des applications telles que : systèmes portatifs destinés à l'éclairage et aux ensembles de télécommunication des camps de pêche et de chasse etc...

- les mini-systèmes : 100 à 10 kW destinés pour des applications telles que : l'éclairage localisé et de secours, la réfrigération et fabrication de glace pour la conservation du poisson etc...
- les petits systèmes : 10 kW à 50 kW. La capacité de ces systèmes est suffisante pour assurer l'approvisionnement en électricité d'une ferme et pour alimenter des communautés ou des camps éloignés.

1.5 Les composants d'une éolienne

Il existe deux types d'éoliennes : éolienne à axe vertical et éolienne à axe horizontal. L'éolienne à axe horizontal est la plus courante. L'axe du rotor est parallèle au sol. Elle est le plus souvent utilisée dans des applications de faible puissance. L'éolienne est formée de différents composants : le rotor, le générateur ou l'alternateur, la tour, les batteries et les onduleurs.

- Le rotor est formé de pales ayant un profil aérodynamique. Le diamètre des pales détermine la quantité d'électricité produite par le système. On compte habituellement 2 à 3 pales. Lorsque le vent fait tourner les pales, celles-ci font tourner le rotor qui fait tourner le mécanisme d'entraînement et le générateur.
- Le générateur/alternateur produit l'électricité grâce à la rotation des pales de l'éolienne. Le générateur produit du courant continu et l'alternateur produit du courant alternatif.
- La boîte d'engrenages : les éoliennes dont la puissance est supérieure à 10 kW sont munies d'une boîte d'engrenages qui permettent d'adapter la vitesse du rotor à celle du générateur. Mais dans la plupart des mini-systèmes, le générateur/alternateur tourne à la même vitesse que le rotor.

- L'empennage : un mécanisme à lacet maintient l'éolienne à axe horizontale dans la ligne du vent. Des mécanismes spéciaux de déverrouillage permettent de se servir du système à lacet pour faire pivoter les éoliennes et les sortir de l'influence des vents forts lorsqu'ils risquent de les endommager.
- La tour : elle supporte l'éolienne et fait partie intégrante du système éolien. Elle doit être conçue pour porter le système et résister aux intempéries. On utilise souvent les tours basculantes pour les petits systèmes car elles facilitent l'entretien sécuritaire de l'éolienne.
- Les batteries : permettent de stocker de l'électricité et de la restituer quand le vent n'est pas propice. Elles doivent avoir une forte profondeur de décharge (c'est la quantité d'énergie qu'on peut extraire d'une batterie sans compromettre sa recharge).
- Les onduleurs : l'énergie stockée dans les batteries est sous forme de courant continu. Certains appareils d'éclairage et électroménagers utilisés dans le matériel de camping, de navigation et dans les véhicules récréatifs sont conçus au départ pour être alimentés en courant continu. Mais la plupart des appareils électroménagers classiques utilisent le courant alternatif. L'onduleur convertit le courant continu d'une batterie en courant alternatif. Il existe plusieurs types d'onduleurs : pour service léger (100 à 1000 W) sont généralement alimentés par un courant continu de 12 V et conviennent aux ampoules d'éclairage et aux petits appareils tels que les postes de télévision et de radio, ainsi qu'aux petits outils manuels. Les onduleurs à usage industriel de 400 à 10000 W peuvent être reliés à différentes tensions : 12, 24 ou 48 V.

1.6 Évaluation des besoins en énergie électrique

Pour se faire une idée des besoins en énergie électrique d'un chalet, on propose les données de l'exemple de la figure 6 et du tableau I. Les besoins en énergie d'un chalet isolé peuvent être comblés par une éolienne de 500 Watts [3].

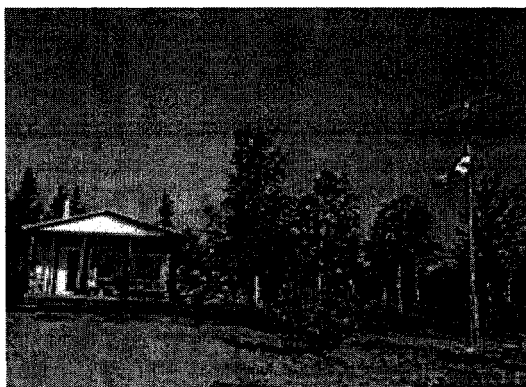


Figure 6 Éolienne desservant un chalet [3]

Tableau I

Crête de consommation d'un chalet

Electroménager/équipement	Puissance (W)
4 ampoules de 24 W	96
Petit téléviseur couleur	90
Téléphone portatif	6
Réfrigérateur à haut rendement	150
Petit ventilateur	24
Ordinateur portatif	15
Magnétoscope à cassette	30
Puissance consommée	411

CHAPITRE 2

PRÉSENTATION DES FLUIDES MAGNÉTO ET ÉLECTRO-RHÉOLOGIQUES

2.1 Introduction

Les fluides électro-rhéologiques (FER) et les fluides magnéto-rhéologiques (FMR) appartiennent à la classe des fluides contrôlables. En effet sous l'action d'un champ électrique, pour les FER, et sous l'action d'un champ magnétique, pour les FMR, ces matériaux voient leur viscosité augmenter de façon considérable.

Composés de particules polarisables suspendues dans un fluide diélectrique, ces particules se polarisent sous l'effet d'un champ électrique ou magnétique, ce qui se traduit par la formation de chaînes de particules qui s'opposent à l'écoulement du fluide. Ces dernières années plusieurs applications de ces fluides ont vu le jour et cela dans différents domaines.

L'utilisation du frein MR pour le freinage des petites éoliennes pourrait être une alternative intéressante. En effet par période de grand vent, les éoliennes peuvent s'emballer et risquer de se détériorer. Le freinage par les moyens classiques est très bruyant et nécessite l'arrêt complet de l'éolienne, car c'est de l'énergie qui est dissipée sous forme de chaleur et non convertie ce qui diminue son rendement.

Le frein MR est silencieux, rapide, compact et pourrait probablement répondre de façon optimale aux exigences d'une utilisation rationnelle des éoliennes.

2.2 Propriétés et applications des fluides électro ou magnéto-rhéologiques

2.2.1 Fluides électro-rhéologiques (ER)

Les fluides ER sont composés de particules polarisables immergées dans un fluide diélectrique. Les particules utilisées en général pour ces fluides sont : la silice, le titane, les zéolithes dont le diamètre varie de 0,1 à 100 microns. Les huiles peuvent être l'huile de silicone ou l'huile minérale. Sous l'effet d'un champ électrique appliqué de l'ordre de 1 kV/mm, ces particules forment des chaînes comme illustré par la figure 7, cet arrangement a pour conséquence de faire varier la rhéologie de ces fluides dont l'augmentation de la viscosité. Winslow [4] a expliqué cet effet dans les années 1940, ce qui lui a valu le nom de l'effet de Winslow pour ce phénomène électro-rhéologique. Déjà en 1947 Winslow proposa quelques applications des fluides électro-rhéologiques mais qui n'ont pas suscité beaucoup d'intérêt à l'époque.

Ces dernières années plusieurs chercheurs se sont intéressés aux fluides ER [5]. Ces fluides répondent mécaniquement à la stimulation électrique de façon rapide (quelques millisecondes) et réversible et se manifestent par la transition d'un état liquide à un état gélatineux sous l'application d'un champ électrique extérieur. L'énergie mécanique des chocs et des vibrations peut être absorbée par ces matériaux sous l'effet d'un champ électrique extérieur. On observe alors une haute contrainte de cisaillement.

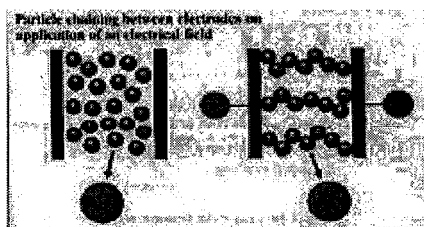


Figure 7 Fluide ER avant et après application du champ électrique [5]

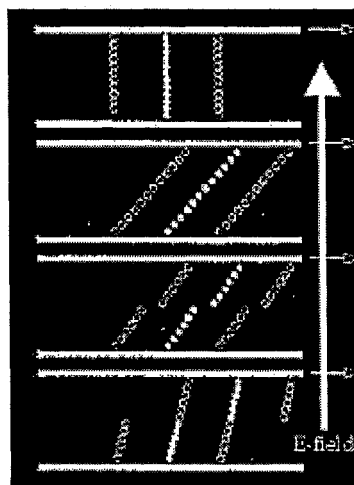


Figure 8 Les particules en chaînes orientées dans le sens du champ électrique [5]

2.2.2 Les fluides magnéto-rhéologiques

La première découverte et le développement des fluides MR peuvent être accrédités à Jacob Rabinow à la fin des années 1940 [6]. Mais ils restent considérablement moins connus que leurs prédécesseurs les fluides électro-rhéologiques (ER) dont le phénomène ER actuel a été découvert par Winslow. Les deux fluides ER et MR sont formés de particules polarisables ayant une dimension de l'ordre de quelques microns.

Les fluides MR sont des matériaux dont le comportement rhéologique est réversible et change quand on leur applique un champ magnétique. Ils sont composés de particules polarisables suspendues dans un fluide diélectrique. Typiquement, les FMR contiennent 20-40 % en volume de particules. Ces fines particules, dont le diamètre est de 0,1 à 10 microns, peuvent être de fer, de nickel, cobalt dispersées dans un liquide aqueux ou minéral.

La réponse des fluides MR résulte de la magnétisation induite dans les particules en suspension par l'application d'un champ électrique extérieur. L'interaction entre les dipôles résultants fait que les particules forment une structure en colonnes parallèles au

champ appliqué. Cette structure en chaîne restreint le mouvement du fluide, ce qui a pour conséquence d'augmenter la viscosité du fluide. L'énergie mécanique nécessaire pour produire cette microstructure, résultant de la contrainte produite par le champ, augmente quand le champ appliqué augmente. En l'absence de champ appliqué, les fluides MR montrent un comportement de type Newtonien :

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \quad (11)$$

où : τ : Contrainte de cisaillement, Pa

η : Viscosité du fluide, Pa-s

$\dot{\gamma}$: Taux de cisaillement, 1/s

Récemment les fluides MR ont eu un regain d'intérêt grâce à leur faible voltage comparé aux fluides ER. En effet, soumises à un champ magnétique de l'ordre de 24 V, il y a formation d'agrégats de particules magnétisées qui s'organisent sous forme de colonnes orientées dans le sens du champ magnétique. Il en résulte une augmentation de la viscosité et de la contrainte de cisaillement. La figure ci-dessous illustre le comportement de ces fluides.

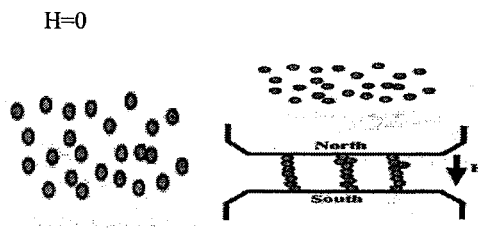


Figure 9 Fluide magnéto-rhéologique [6]

2.3 Intérêt des fluides ER et MR

L'intérêt des fluides ER et MR est dû à leur aptitude à fournir une réponse simple, silencieuse, rapide (en quelques millisecondes) et réversible. Ils ont l'avantage de donner

un haut rendement dynamique grâce à l'énergie magnétique élevée qui peut être établie dans le fluide. Les fluides magnéto-rhéologiques peuvent être utilisés avec un voltage faible [7]. Les mécanismes peuvent être contrôlés par un courant de 1 à 2 ampères alors que leurs prédécesseurs les fluides ER nécessitent un champ électrique élevé : 1kV/mm.

Ces 20 dernières années, les fluides ER ont suscité l'intérêt de scientifiques, ingénieurs et inventeurs. Beaucoup d'applications industrielles ont alors été développées mais leur commercialisation a été limitée pour plusieurs raisons dont le fait qu'ils aient besoin d'une haute tension pour alimenter le champ électrique, ce qui peut poser des problèmes de sécurité pour l'opérateur qui manipule les appareils à fluide ER. En plus leur coût reste encore élevé.

Récemment on observe un regain d'intérêt pour les fluides MR et un succès commercial important [8]. Cela est dû au fait qu'ils sont plus sécuritaires car il suffit d'un faible voltage pour avoir l'effet rhéologique escompté. D'autre part ces fluides sont moins vulnérables que les FER aux impuretés et trouvent des applications privilégiées dans différents domaines. On trouve :

- le frein MR qui sera étudié dans ce projet [9],
- l'amortisseur pour le contrôle des structures en tremblement de terre [10],
- application en orthopédie [11],
- divers applications [12].

2.4 Représentation des fluides ER et MR

La réponse électro ou magnéto-rhéologique des fluides résulte de la polarisation induite dans les particules en suspension par application d'un champ électrique ou magnétique extérieur. Cette structure en chaînes réduit le mouvement du fluide et en l'absence de champ les fluides montrent un comportement Newtonien. Ainsi le comportement de ces

fluides est souvent représenté par le modèle de Bingham ayant une contrainte produite variable [13].

Dans ce modèle, le flux suit les équations de Bingham : Le rhéogramme d'un liquide de Bingham est une droite ne passant pas par l'origine, voir figure 10.

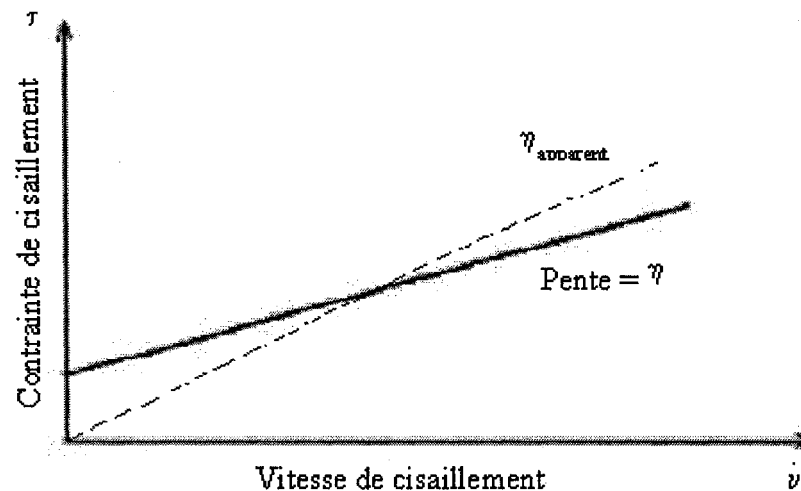


Figure 10 Rhéogramme d'un liquide de Bingham [13]

L'équation rhéologique des liquides de Bingham est :

$$\tau = \tau_y + \eta_p \dot{\gamma} = \eta_{app} \dot{\gamma} \quad (12)$$

Avec : τ : contrainte de cisaillement;

τ_y : seuil d'écoulement;

η_p : coefficient de viscosité plastique;

$\dot{\gamma}$: taux de déformation.

Sous l'influence d'un champ électrique ou magnétique extérieur, les comportements caractéristiques des fluides ER ou MR sont représentés comme fluide de Bingham idéal [14], c'est à dire que l'écoulement n'est observé que s'il dépasse le seuil d'écoulement.

À partir d'une courbe expérimentale de ces fluides, on peut calculer deux paramètres τ_y et η_p . Mais leurs comportements au-dessous de la contrainte d'écoulement sont très compliqués. Il reste encore quelques problèmes non compris concernant le comportement de ces fluides et la relation entre la rhéologie et les microstructures de ces matériaux.

2.5 Modèles des mécanismes contrôlés par les fluides MR

La plupart des mécanismes contrôlés par les fluides MR peuvent être classés [14] comme ayant les modes suivants :

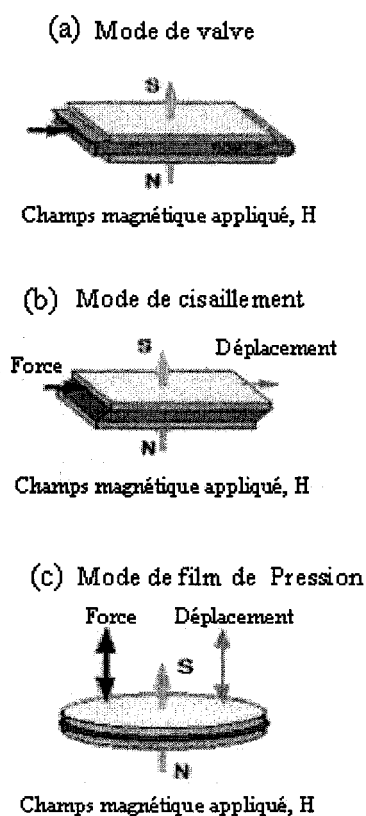


Figure 11 Modes opératoires des mécanismes contrôlés par les fluides MR [14]

- a : des pôles fixes (pressure driven flow mode), comme c'est le cas des amortisseurs et des absorbeurs de chocs,
- b : des pôles relativement amovibles (direct shear mode), comme c'est le cas des freins et des embrayages,
- c : le 3^{ième} mode est connu comme film sous pression (squeeze film) et il est utilisé pour les faibles mouvements et les applications de forces élevées.

La différence de pression, développée dans le mécanisme basé sur le mode des pôles fixes (Pressure Driven Mode), est supposée résultante de la somme de la composante de viscosité ΔP_η et de la composante de la contrainte ΔP_τ produite induite par le champ. Cette pression peut être approximée par [5] :

$$\Delta P = \Delta P_\eta + \Delta P_\tau = \frac{12\eta QL}{e^3 w} + \frac{C\tau_y L}{e} \quad (13)$$

- où : L : longueur
- e : épaisseur
- w : largeur du canal de flux entre les pôles fixes
- Q : débit volumique du fluide
- η : viscosité du fluide (sans champ appliqué)
- τ_y : contrainte produite en réponse au champ appliqué
- C : paramètre dont la valeur minimum est 2 pour $\Delta P_\tau/\Delta P_\eta < 100$ et une valeur maximum de 3 pour $\Delta P_\tau/\Delta P_\eta > 100$

De la même manière, la force développée dans les mécanismes à pôles relativement mobiles (Direct Shear Mode) est [14] :

$$F = F_\eta + F_\tau = \eta \frac{VA}{g} + \tau_y A \quad (14)$$

- où : V : vitesse relative, m/s
- A : Lw , aire du pôle, m²
- g : accélération due à la pesanteur, ms⁻²

2.6 Comparaison des fluides MR et ER

Les fluides ER et MR comme matériaux de contrôle sont proches par beaucoup d'aspects. Le tableau II nous montre les propriétés des FER et FMR. Ils ont les performances de transformation liquide-solide sous l'effet d'un champ électrique (effet électro-rhéologique) ou magnétique (effet magnéto-rhéologique).

Tableau II

Comparaison des F.ER et des F.MR [6]

Propriété	Fluides MR	Fluides ER
Résistance du champ	50 ~ 100kPa	2 ~ 5kPa
Champ Maximum	~ 250kA/m	~ 4kV/mm
Viscosité Plastique Apparente η	0.1 - 10Pa-s	0.1 ~ 1.0Pa-s
Intervalle Température fonct.	-40 ~ 150°C	+10 ~ 90°C
Stabilité	N'est pas affecté par la plupart des impuretés~	Peut ne pas tolérer les impuretés
Densité	3 ~ 4g/cm ³	1 ~ 2g/cm ³
η/τ_o^2	10 ⁻¹¹ ~ 10 ⁻¹⁰ s/pa	10 ⁻⁸ ~ 10 ⁻⁷ s/Pa
Densité d'énergie Maximum	0.1 Joules/cm ³	0.001 Joules/cm ³
Matériaux Auxiliaires	Fe , Ni , Co	Toutes surfaces conductrice
Temps de réponse	0,1 - 1ms	Milli secondes
Source de puissance (typique)	2 - 50V, 1 ~ 2A	2000 ~ 5000V, 1 - 10mA

2.7 Quelques exemples de systèmes à fluides MR

2.7.1 Amortisseur pour suspension de siège de véhicule lourd

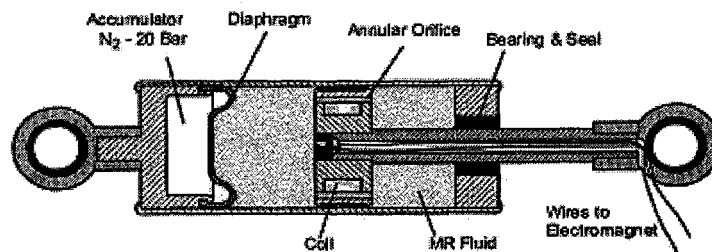


Figure 12 Commercial Linear MR Fluid-based Damper. (Lord Corp.)

Ce petit amortisseur compact (100 mm) est sous forme de mono tube, il est utilisé comme système de suspension pour les sièges de véhicules de longue route. Il est capable de donner une force de contrôle pour une faible intensité de courant comme montré à la figure 13.

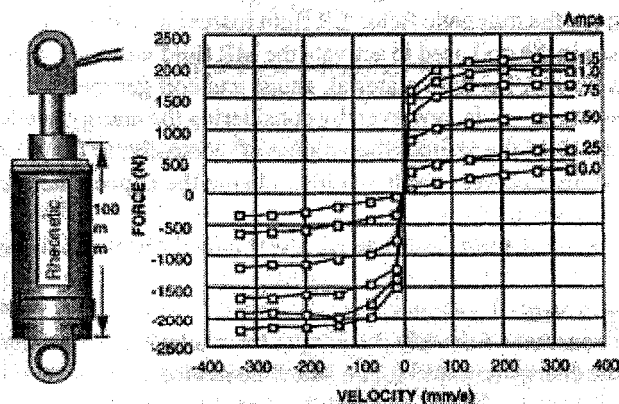


Figure 13 Mesure de la force versus vitesse de l'amortisseur MR de siège. (Lord)

D'autre part, il réduit de façon importante l'intensité de la vibration dans la zone de résonance, comme le montre la figure 14.

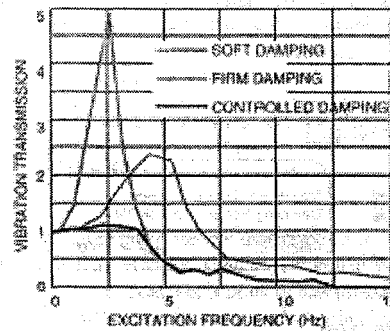


Figure 14 Transmissibilité de la vibration pour un contrôleur à fluide MR de suspension de siège. (Lord Corp.)

2.7.2 Système de contrôle sismique des vibrations des structures

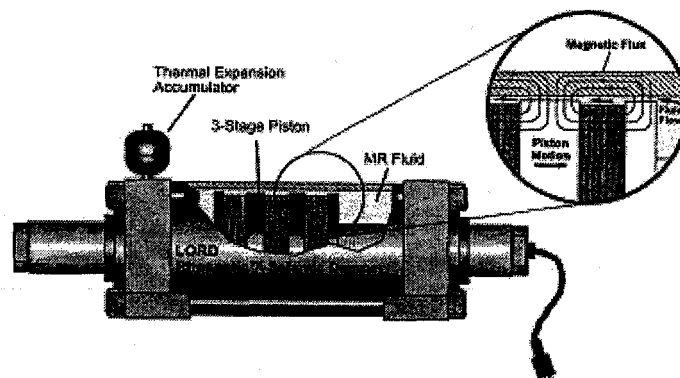


Figure 15 Amortisseur sismique à fluide MR. (Lord Corp.)

Cet amortisseur sismique possède une géométrie simple et trouve son application dans l'ingénierie civile. Il répond de façon très rapide en cas de tremblement de terre.

2.7.3 Prothèse intelligente à FM

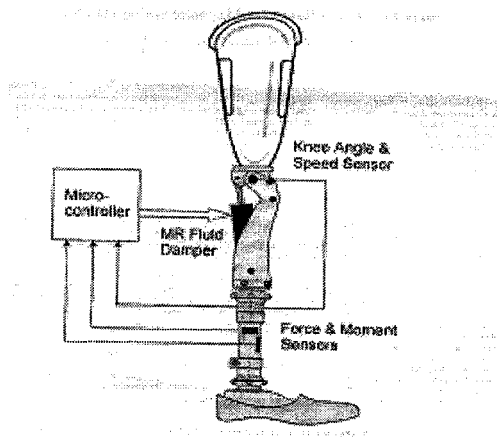


Figure 16 Prothèse de pied avec contrôle en temps réel. (Lord Corp.)

Une des nouvelles applications les plus passionnantes de la technologie des fluides MR est le contrôle d'amortissement en temps réel des mécanismes avancés de prothèses. Dans de tels systèmes [11], un petit amortisseur de fluide MR appelé 'Smart Magnetic System' est utilisé pour le contrôle en temps réel du mouvement d'un membre artificiel basé sur des données d'un ensemble de détecteurs sensibles.

Ce système de genou basé sur l'amortissement par les fluides MR contrôlables a été introduit dans le commerce du marché orthopédique et de commerce en l'an 2000.

Les amortisseurs classiques de prothèses pour le genou artificiel devaient être ajustés pour accommoder les différentes conditions de marche, mais ils ne pouvaient le faire en temps réel. On devait les changer manuellement pour aller d'un mode à un autre. Les Smart Magnetic System [11] fournissent des prothèses de jambe avec un joint de genou artificiel et les conditions pour contrôler de telles prothèses afin d'assurer, indépendamment du changement de conditions d'opérations, une démarche optimale pour la personne qui la porte et un temps de réponse rapide pour les changements

abrupts de l'allure de la marche. Les éléments du Smart Magnetic System sont montrés à la figure 17.

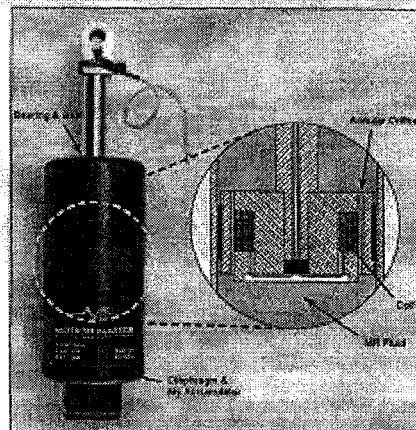


Figure 17 Motion MasterTM RD-1036 MR, fluide amortisseur utilisé dans la prothèse d'un genou. (Lord Corp.)

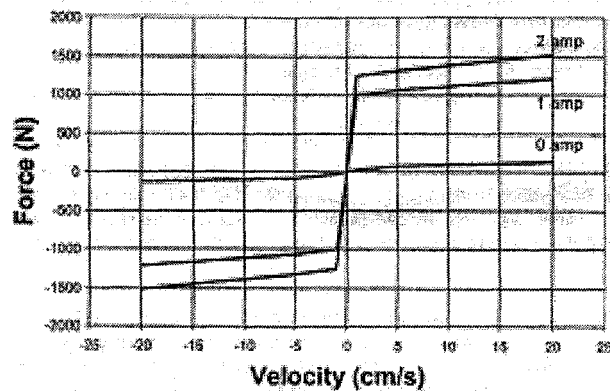


Figure 18 Représentation typique de la force versus la vitesse et le courant pour un fluide MR amortisseur pour la même prothèse. (Lord Corp.)

La figure 18 montre la vitesse et la force de réponse en fonction du courant appliqué au système MR utilisé pour la prothèse du pied. On remarque que pour un faible ampérage la force de réponse est importante.

2.7.4 Frein MR étudié

Il s'agit d'un frein magnétique utilisant un fluide magnéto-rhéologique dont la température d'opération se situe entre -30 et 70 degré C. L'annexe 1 donne les spécifications de ce frein fournies par le constructeur. Sous l'action d'un champ magnétique résultant d'un courant électrique dans la bobine constituant le frein, les particules magnétiques du fluide MR s'orientent dans le sens du champ en formant des colonnes qui s'opposent au mouvement. Le freinage se fait suite à l'augmentation de la viscosité du fluide MR.

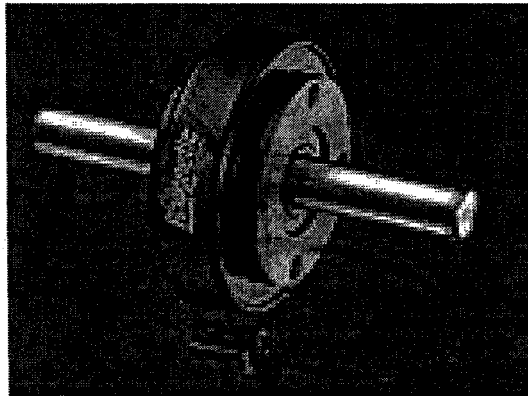


Figure 19 Frein MR. (Lord Corp.)

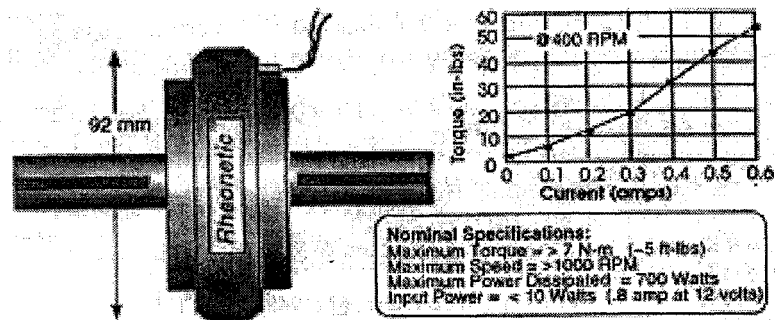


Figure 20 Frein Rheonetic™ MRB-2107. (Lord Corp.)

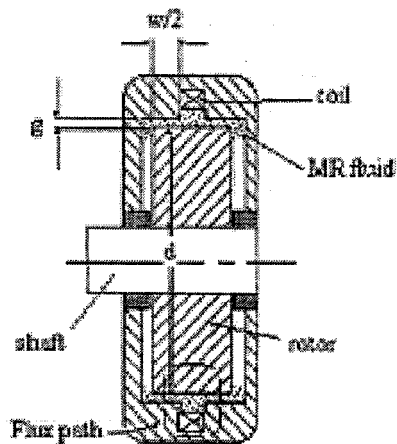


Figure 21 Géométrie du frein. (Lord Corp.)

Quand le frein tourne, le fluide est soumis à des contraintes de cisaillement à l'intérieur du disque.

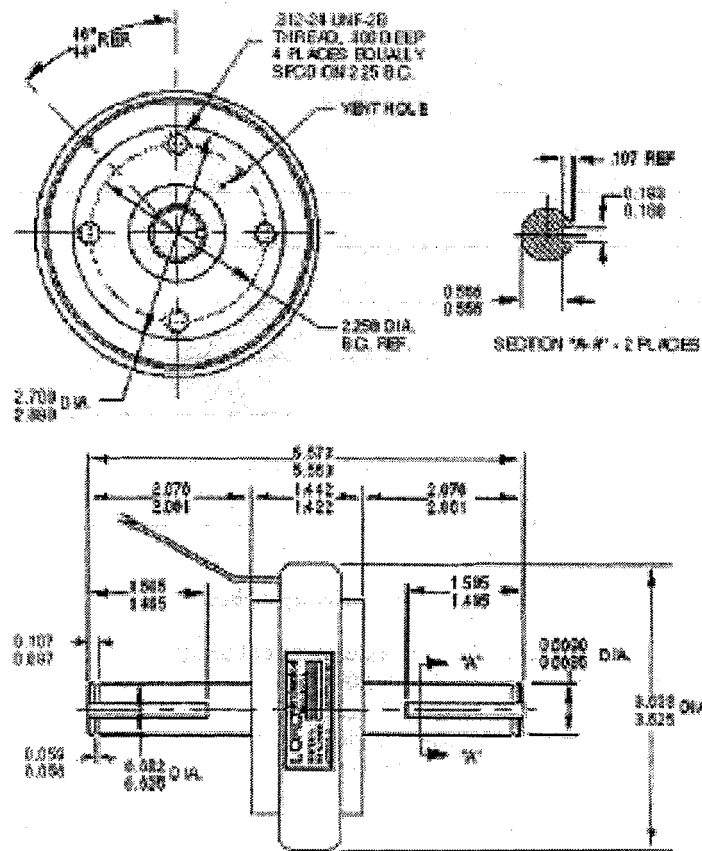


Figure 22 Dimensions du frein MR. (Lord Corp.)

CHAPITRE 3

SYSTÈMES DE FREINAGE

3.1 Généralités

Un frein [15] est destiné à ralentir (frein de ralentissement) ou à arrêter complètement le mouvement (frein d'arrêt). Le ralentissement ou l'arrêt d'un organe en mouvement nécessite l'existence d'actions mécaniques antagonistes. Celles-ci peuvent être d'origines diverses soit un :

- Systèmes de freinage à friction,
- Systèmes de freinage électromécanique par courants de Foucault,
- Systèmes de freinage magnétique (par particules magnétiques).

3.2 Frein à particules magnétiques

3.2.1 Description générale

Les freins à particules magnétiques se distinguent des autres freins électromagnétiques, puisqu'ils peuvent être contrôlés de manière plus précise, la rapidité de leur temps de réponse les rend plus adaptés aux applications de contrôle de tension.

3.2.2 Caractéristiques et mode de fonctionnement

Ce type de frein donne une réponse rapide sous l'action d'un champ magnétique. Comme le montre la figure 23, les particules magnétiques sont localisées dans la cavité à poudre. En absence de champ magnétique, les particules restent simplement dans la cavité; mais quand on applique une tension aux bornes de la bobine et qu'un courant y circule, le flux magnétique créé essaie de lier les particules les unes aux autres. Plus le courant est intense, plus le lien qui unit les particules augmente et une force résistante est créée sur le rotor qui freine et éventuellement stoppe l'arbre de sortie.

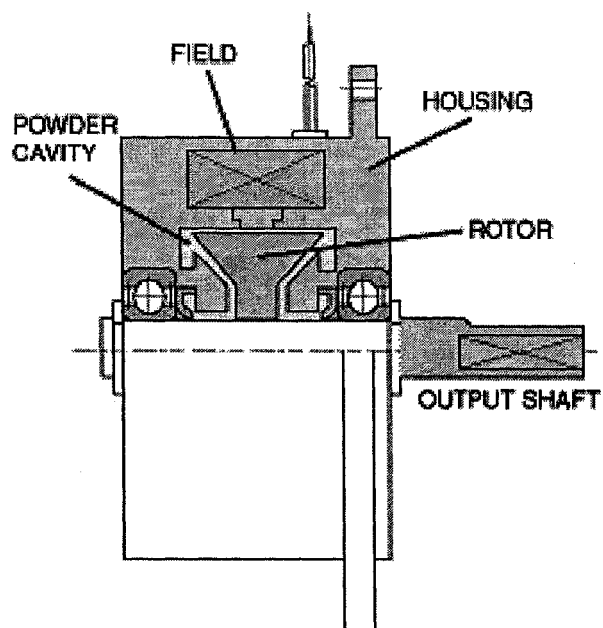


Figure 23 Frein à particules magnétiques [25]

Ces freins existent pour différents couples de freinage et dans différentes dimensions. La figure 24 donne les dimensions de ce type de frein.

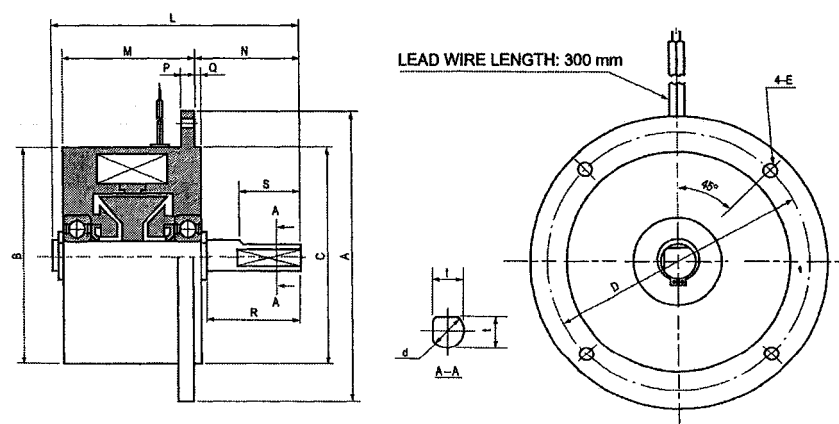


Figure 24 Dimensions du frein à particules magnétiques [25]

Il existe plusieurs modèles de freins à particules magnétiques. Le tableau 3 résume leurs caractéristiques.

Tableau III

Caractéristiques des freins à particules magnétiques [25]

Modèle		OPB 5N	OPB 10N	OPB 20N	OPB 40N	OPB 80N
Couple [N.m]		0.50	0.99	1.99	3.98	7.96
Puissance (DC24V) [W]		6.4	8.9	9	9	9
Moment d'inertie J [kgcm ²]		0.15	0.26	0.84	3.25	5.25
Dimensions axiales [mm]	d_{gr}	6	7	10	12	15
	t	5.5	6.5	9	10	13
	A	65	75	92	112	128
	B	46	56	69	86	100
	C_{r0}	43	54	69	86	98
	D	56	66	82	100	114
Dimensions radiales [mm]	E	4.5	4.5	4.5	5.5	6.5
	L	56	61	71.5	79	95
	M	27.5	33	34	36	42
	N	25.5	25.8	35	40	50
	P	3	4	4	5	6
	Q	2.5	3	3	5	6
	R	22.3	22	31	34	43
	S	12	12	20	20	20
Poids [Kg]		0.41	0.68	1.00	1.81	2.99

3.3 Freins électriques à courant de Foucault

La figure 25 montre la composition schématique d'un frein à courants de Foucault

3.3.1 Principe de fonctionnement :

Un courant continu parcourt la bobine d'excitation créant ainsi un champ magnétique, lorsque le disque crénelé est en rotation, il y a création de courants de Foucault générant un couple antagoniste.

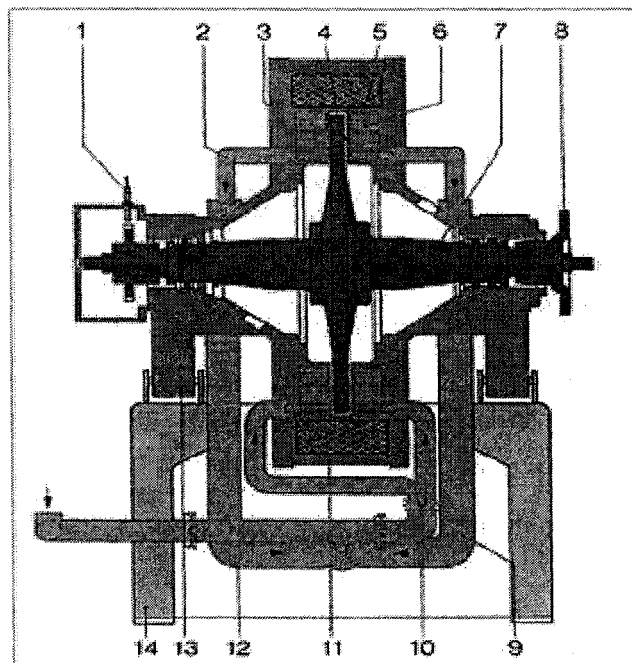


Figure 25 Coupe d'un frein à courant de Foucault [16]

Légende :

1 : capteur de vitesse 2 : sortie d'eau avec thermostat 3 : entrefer 4 : rotor 5 : bobine d'excitation 6 : chambre de refroidissement 7 : arbre de frein 8 : bride d'accouplement 9 : tuyau de sortie d'eau 10 : articulation 11 : carter de frein 12 : tuyau de sortie d'eau 13 : supports de sortie à lames 14 : cadre.

3.3.2 Caractéristiques du frein à courant de Foucault

Il existe plusieurs modèles de frein à courant de Foucault, le tableau IV donne les spécifications de certains modèles de ce type de freins [16].

Tableau IV

Spécifications de freins à courant de Foucault [16]

SPECIFICATIONS TECHNIQUES

Modèle	Diamètre de l'arbre	Nombre de rotors	Diamètre des rotors	Couple maximal	Vitesse maximale N	Puissance		Masse admissible en liaison	Moment d'inertie	Débit d'eau	Poids net
	mm		mm	N.m	T/min	Ch	kW	Kg	m².Kg	m³/h	Kg
FA 3/30 SLV	35	1	175	14	15 000	5	3,68	0,8	0,015	0,5	180
FA 10/30 SLV				35		10	7,36				
FA 20/30 SLV				46		20	14,72				
FE 60-S	50	1	280	130	13 000	60	44,11	1,3	0,034	5,0	230
FE 100-S				210		100	73,52				
FE 150-S				235		150	110,89				
FE 260-S	50	1	380	610	12 000	260	191,17	3,3	0,176	8,7	474
FE 300-S						300	220,00				
FE 350-S	60	1	506	1 400	8 000	350	257,40	9,0	0,618	11,0	723
FE 350-SA					10 000	400	294,12				
FE 600-SD	50	2	380	850	13 500	500	368,00	3,0	0,287	16,0	650
FE 1000-ST		4	320		18 000	800	588,00	2,2	0,450	28,5	1200
FE 1200-ST	60	3	484	1 800	10 000	1 000	735,00	8,0	1,500	31,2	
FE 800-S	90	1	700	2 850	5 500	600	441,30	19,0	3,040	18,8	1300
FE 900-S	100		918	4 000	4 000	900	662,00	32,5	9,810	28,3	2280
FE 600-DV	90	2	700	4 700	5 500	1 000	735,00	19,0	5,600	31,2	2200

3.4 Systèmes de freinage à friction

3.4.1 Historique des freins à disques

Le frein à disque [17], [18] a été révélé au grand public lors des 24 heures du Mans de 1953, avec sa première utilisation par Jaguar. Cette technologie avait fait l'objet de brevets depuis 1902 avec un dépôt au nom de Lanchester.

Pour les avions, l'utilisation du frein à disque est apparue durant la seconde guerre mondiale avec l'augmentation de l'énergie à dissiper résultant des atterrissages à des vitesses de plus en plus grandes des avions. Une extension vers le frein multidisque qui permet d'augmenter les surfaces d'échange est actuellement utilisé pour le freinage des avions gros porteurs.

D'autres domaines comme le transport ferroviaire et l'industrie utilisent le frein à disque quand les énergies à dissiper sont importantes. Les disques ont la forme d'un cylindre de faible longueur dans leur partie active. Les surfaces opposées du disque forment les pistes de frottement.

La commande de freinage s'effectue par l'application des matériaux de friction sur les faces du disque, ce qui est le rôle des différents étriers de freins. La figure 26 donne le schéma de principe du frein à disque.

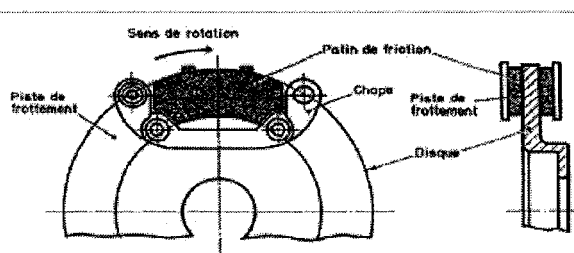


Figure 26 Schéma de principe du frein à disque [17]

3.4.2 Les différents freins à friction

Le tableau V donne différentes réalisations dont les affectations sont diverses, dresse l'inventaire et les applications de ce type de freins [19].

Tableau V

Inventaire et applications des freins à friction [19]

Type de commande	Type de frein	Origine du freinage	Origine du dé freinage	Applications
Pneumatique	À sabots articulés	Mécanique : ressort 3	Pneumatique : pression P agissant sur le piston 4	Compresseur, convoyeur, broyeur
Pneumatique	À sabots articulés	Pneumatique : pression P agissant sur le piston 8	Mécanique : ressort 3	Train T.G.V
Pneumatique	Mono disque (type disque d'embrayage)	Pneumatique : pression P agissant sur les pistons 4	Mécanique : ressort 5	Automatisme, pneumatique (chaîne de montage...)
Hydraulique	Multi disque type disque d'embrayage	Pneumatique : pression P agissant sur les pistons 4	Mécanique : ressort 5	Machines diverses nécessitant une importante puissance de freinage
Electro-magnétique	Mono disque ventilé	Mécanique : ressort 4	Electromagnétique	Moteur frein
Mécanique	Mono disque	Mécanique : translation du câble 6 dans la gaine 7 suivant b	A effort F constant appliqué par le câble, le couple de freinage croît avec les rapports $k=I_2/I_1$ et $k=I_4/I_3$	
Mécanique	À sangle	Mécanique : translation du tirant 4 commandée par un câble	Mécanique : ressort 3	Motoculteur
Mécanique	Mono disque	Mécanique : auto-serrage	Mécanique : rotation de la manivelle 3 dans le sens indiqué sur le dessin	Treuil

3.4.3 Exemples de performances des freins à friction

Le tableau ci-dessous fournit des données numériques sur les caractéristiques de freinage d'un treuil à crochet à moteur électrique [18].

Tableau VI

Exemple de freins à friction [18]

Tableau 5 - Caractéristiques de freinage d'un treuil à crochet à moteur à courant continu à excitation en série						
Opérations du cycle	Couple de ralentissement C (N · m)	Accélération négative angulaire γ_d (rad/s ²)	Vitesse angulaire ω (rad/s)	Durée de freinage t_f (s)	Puissance maximale P_{max} (kW)	Énergie de freinage E (J)
Montée en pleine charge	702	207,7	66	0,317	29,17	4 623
Descente en pleine charge	182	53,8	66	1,22	29,17	17 796
Montée à vide	442	130,7	126	0,96	55,69	26 732
Descente à vide	442	130,7	126	0,96	55,69	26 732
Énergie totale de freinage au cours du cycle (180 s)						75 882

3.5 Qualités demandées à un frein

Parmi les qualités demandées à un frein [20, 21], on distingue :

- l'efficacité,
- la régularité du couple de freinage,
- le silence lors du fonctionnement,
- un faible indice de commande,
- un entretien facile,
- un bas prix de revient,

Ces qualités s'opposent l'une à l'autre et il faut établir entre elles un compromis en fonction du but à atteindre. Un frein efficace est un frein qui fournit un couple de freinage donné pour un faible indice de commande.

3.5.1 Problème de freinage

Pour ramener au repos un corps en mouvement, on doit absorber l'énergie mécanique qu'il a emmagasinée et la transformer en chaleur par frottement dans le frein. Cela cause des problèmes d'usure et de corrosion et nécessite des systèmes de refroidissement adaptés.

3.5.2 Travail et puissance de freinage

Dans un mouvement de translation, le travail de freinage W_f est :

$$W_f = F_f D_f \quad (15)$$

où : F_f : effort de freinage, en N

D_f : distance de freinage, en m

Dans un mouvement de rotation, le travail de freinage pendant un cycle d'opérations est donné par :

$$W_f = C_f \theta \quad (16)$$

où θ (rad), parcours angulaire total, C_f est le couple (N.m) et W_f est en joule.

La puissance de freinage pendant le coup de frein est maximal pour la vitesse angulaire maximale :

$$P_{\max} = C_f \omega_{\max} \quad (17)$$

CHAPITRE 4

DISPOSITIFS DE RÉGULATION DES PETITES ÉOLIENNES

4.1 Introduction

Une des applications probables du frein MR étudié est le freinage des petites éoliennes. Aussi ce chapitre trace brièvement les dispositifs de régulation des petites éoliennes. Les éoliennes sont conçues pour produire de l'électricité à un prix aussi bas que possible. En cas de vitesses de vent importantes, il est nécessaire de perdre une partie de l'énergie supplémentaire contenue dans le vent afin d'éviter tout endommagement de l'éolienne. Toutes les éoliennes sont donc conçues avec un système de régulation de la puissance.

4.2 Exemples de systèmes de régulation des petites éoliennes

4.2.1 Mise en drapeau de l'éolienne

Pour de nombreuses utilisations, il est souhaitable que la vitesse de l'éolienne reste relativement constante malgré la variation du vent. Pour cela on utilise donc des régulateurs de vitesse. Ces dispositifs servent aussi de limiteurs de puissance et d'effort sur les pâles par grand vent [2].

Pour éviter que la machine ne s'emballe, on provoque à fur et à mesure de l'accroissement de la vitesse du vent, une réduction de la surface offerte au vent par l'hélice par inclinaison de l'axe de celle-ci sur la direction du courant d'air. Lorsque la vitesse du vent atteint un certain seuil, l'hélice se met en drapeau, ce qui est montré par les dispositifs représentés dans la figure 27 :

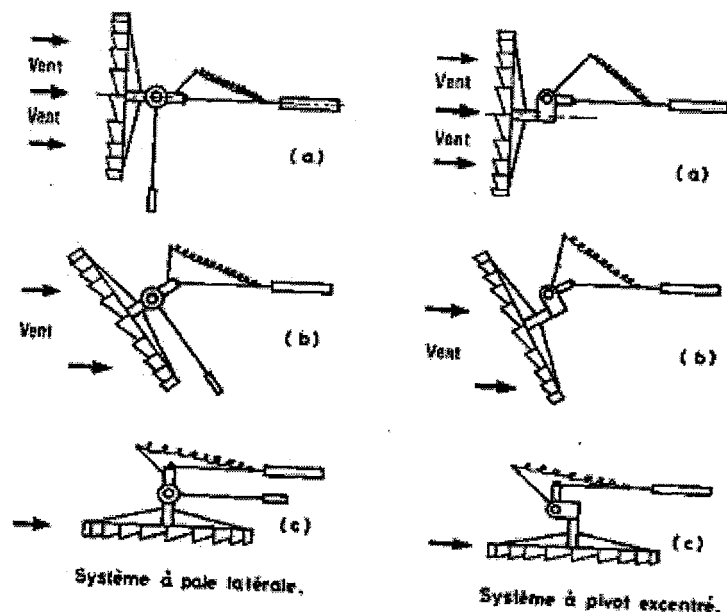


Figure 27 Régulateur de vitesse à empennage articulé [1]

L'action du vent agissant sur la plaque latérale liée rigidement au boîtier de l'hélice provoque l'inclinaison de l'axe de l'hélice sur la direction du vent. L'équipage s'immobilise dans une position telle que les moments dus aux forces s'exerçant sur la plaque latérale et le gouvernail arrière par rapport à l'axe du support s'équilibrent.

4.2.2 Frein aérodynamique

Il existe aussi des systèmes de freinage tel que le frein aérodynamique, que nous avons au laboratoire et dont on va faire le calcul théorique du couple de freinage. Il s'agit du système Windcharger. C'est un système qui fonctionne sous l'action de la force centrifuge. Il est monté sur l'axe de l'hélice. Il est constitué par deux plaques courbées, articulées sur des bras diamétralement opposés calés à 90 degrés par rapport à l'hélice supposé bipale. La partie avant des palettes plus lourde et plus longue que la partie arrière, est reliée à un ressort, comme le décrit la figure 28 :

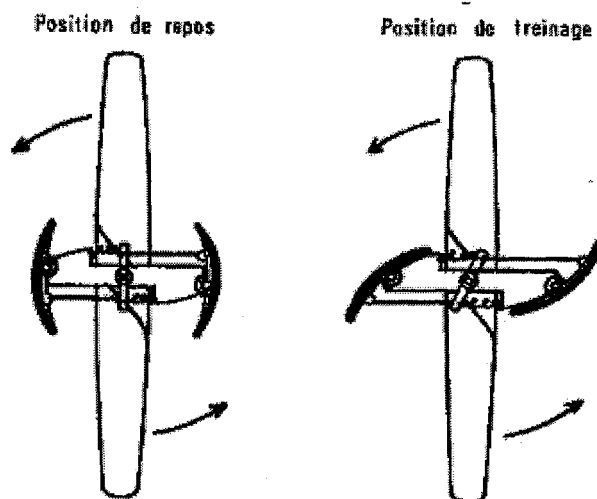


Figure 28 Régulation Windcharger [1]

Si la vitesse du vent est inférieure à 8,50 m/s, le régulateur n'intervient pas, les palettes étant maintenues en position concentrique par des ressorts. Lorsque la vitesse du vent dépasse 8,50 m/s, les ailerons du régulateur s'ouvrent automatiquement sous l'action de la force centrifuge. La pression de l'air qui vient s'exercer aussi renforce l'effet de cette dernière. L'ensemble agit comme un frein aérodynamique.

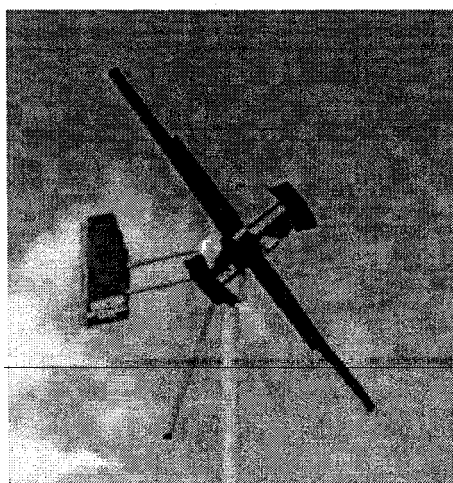


Figure 29 Frein aérodynamique monté sur éolienne [2]

4.2.3 Calcul théorique du couple de freinage du frein aérodynamique

On a appliqué plusieurs forces sur le ressort constituant le frein aérodynamique et on a noté les allongements correspondants. Ces données sont fournies en annexe 2. Sachant la relation : $F = K \Delta x$, on a pu déterminer la raideur du ressort : $K = 23\,400 \text{ N/m}$.

D'après la figure 30, on voit que le ressort s'allonge au maximum de $\Delta x = (L/2) \sin \alpha$, où L est la longueur de la tige qui relie les ressorts aux plaques courbées et α l'angle que fait cette tige avec la verticale quand le frein est au repos. On a $L = 0,10 \text{ m}$ et $\alpha = 10$ degrés. La force engendrée par cet allongement est : $F = 203,16 \text{ N}$. Le couple de freinage est donc : $T = F (L/2) \cos \alpha$, soit $T = 10 \text{ Nm}$.

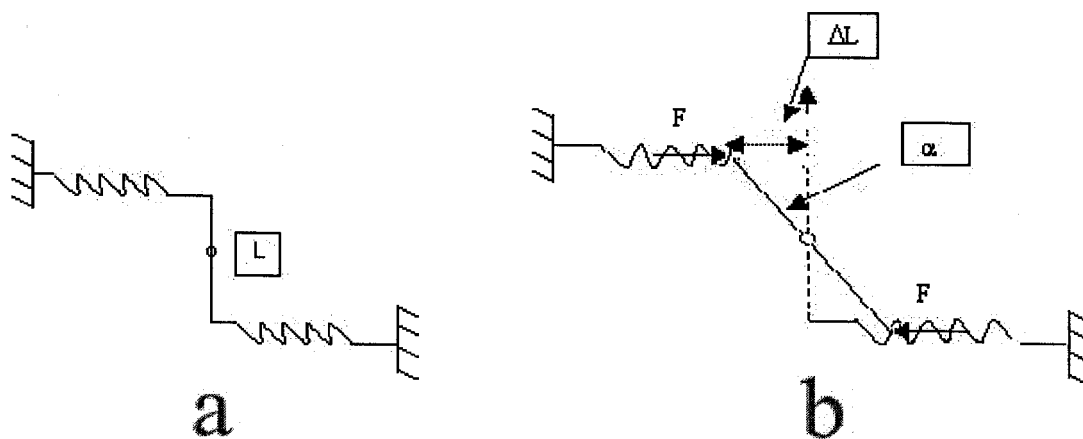


Figure 30 a. Frein au repos, b. Frein activé

4.3 Inconvénients de ces dispositifs de régulation

Ces systèmes de régulation sont bruyants et ne permettent pas de profiter de façon optimale du vent. Le rendement de la machine s'en trouve alors affecté et la nuisance, due au bruit, limite l'utilisation des éoliennes par les particuliers. L'intensité du bruit acoustique, causé par une éolienne suscite souvent beaucoup d'inquiétudes. Il arrive souvent d'associer bruit et danger en matière d'éoliennes. Lorsque le vent souffle, le

rotor émet une sorte de sifflement, un peu comme le fait le vent à travers les arbres et les bâtiments.

Le bruit émis par l'éolienne peut être d'origine mécanique ou aérodynamique. Le bruit aérodynamique est causé essentiellement par la pale en mouvement et provient surtout du bout de la pale. Il s'intensifie à mesure que la vitesse de rotation augmente.

Finalement, quand le rotor entre dans sa plage de régulation, le décrochage aérodynamique cause l'émission de bruits caractéristiques à chaque type de système de régulation. La régulation par décrochage aérodynamique a l'inconvénient de faire apparaître des vibrations par le décrochage. D'autre part le décrochage aérodynamique provoque la turbulence sur la partie de la pale qui n'est pas face au vent. Les pales sont fléchies dans un mouvement alternatif perpendiculaire au plan du vent, ce qui peut à la longue entraîner un problème de fatigue.

CHAPITRE 5

MONTAGE DU BANC ET RÉALISATION DES ESSAIS

5.1 Conditions d'étude

On suppose que l'étude se fait sur une petite éolienne dont la vitesse de rotation correspond d'après le recueil 'Énergie éolienne Théorie, conception et calcul pratique des installations' [2], à :

$$TSR = \frac{\omega R}{V} = \frac{2\pi n D}{120V} \quad (18)$$

Pour un TSR de 6 :

$$n = \frac{60}{\pi} TSR \left(\frac{V}{D} \right) = 114,65 \frac{V}{D} \quad (19)$$

n vitesse de rotation, en tours/min

D diamètre des pales, R rayon des pales, en mètre (m)

V en mètre par seconde (m/s).

La puissance des éoliennes similaires peut être obtenue en appliquant la relation 10 et en faisant l'approximation :

$$P = \frac{1}{2} C_p \rho V^3 \frac{\pi D^2}{4} = 0,284 D^2 V^3 \quad (20)$$

P est exprimé en Watts, $C_p = 0,59$, $\rho = 1,225$

Si on considère une petite éolienne de diamètre 2 mètres et qui fournit une puissance de 200 W, en combinant les équations (19) et (20), elle doit tourner à une vitesse de 362 tr/min sous un couple de 5,3 N.m. En appliquant (19), cela correspond à une vitesse V de 5,6 m/s. D'autre part on sait que le frein aérodynamique se met en marche quand la

vitesse du vent dépasse 8,50 m/s. en vertu de 19 cela correspond à une vitesse de rotation n de 490 tr/min. Donc pour $n < 500$ tr/min le frein n'intervient pas. L'éolienne va par conséquent tourner entre 360 et 500 tr/min, ce qui correspond à des vitesses de vent de 5,6 à 8,50 m/s. D'après la courbe de Weibull (figure 31), ces vitesses correspondent aux vitesses de vent les plus fréquemment rencontrées. En effet, dans la plupart des régions du monde, les vents extrêmes sont très rares alors que des vents frais ou modérés sont assez fréquents. D'autre part, la probabilité d'avoir des vents d'une vitesse supérieure à 12 m/s est très faible. Cette valeur correspond à une vitesse de rotation de l'éolienne de 690 tr/min. On cherchera donc à déterminer le couple de freinage pour ramener la vitesse de rotation au dessous de 500 tr/min.

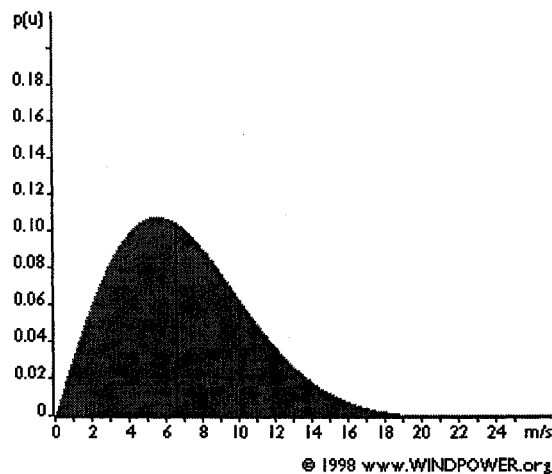


Figure 31 Courbe de Weibull

Sur le site en question, la vitesse moyenne du vent est de 7 m/s, la forme de la courbe est déterminée par le paramètre de forme β qui est égal à 2 :

$$P(u) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{u}{\theta}\right)^\beta\right) \quad (21)$$

5.2 Banc d'essai

Le banc d'essai est constitué par les composantes ci-dessous :

- Moteur
- Variateur de vitesse
- Couple mètre allant jusqu'à 12 Nm
- Un tachymètre (annexe 3)
- Frein magnétique
- Frein MR
- Thermocouple
- Une source électrique

5.3 Caractéristiques du moteur utilisé

Pour simuler le rotor d'une petite éolienne, on utilise un moteur asynchrone triphasé. Ces types de moteur sont les plus fréquemment employés dans l'industrie à cause de leur simplicité, leur robustesse, leur prix peu élevé et leur entretien facile.

Les caractéristiques du moteur utilisé telles que spécifiées sur sa plaque signalétique sont :

$E = 575 \text{ V}$, couplage en étoile

$I = 5,6 \text{ A}$, courant de ligne

$P_{\text{nom.}} = 3,73 \text{ kW}$, puissance nominale

$f = 60 \text{ Hz}$, fréquence nominale

$n_{\text{nom.}} = 3460 \text{ tr/mn}$, vitesse nominale du moteur (1 paire de pôles)

Classe d'isolation B

La caractéristique mécanique d'un moteur asynchrone triphasé [22, 23] est donnée par la figure 32.

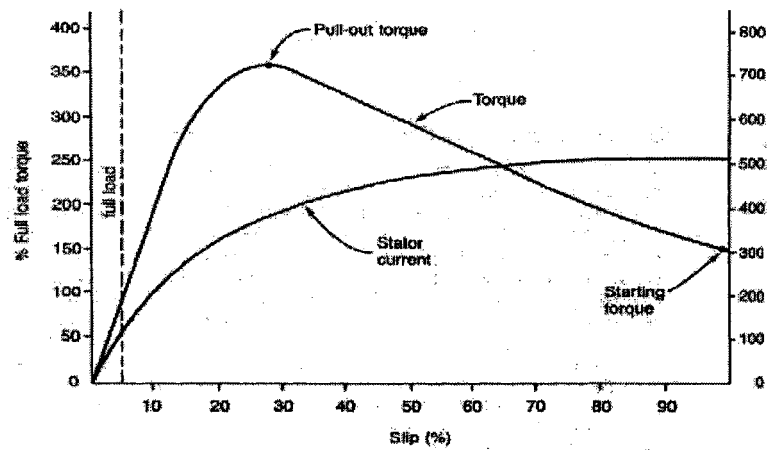


Figure 32 Couple développé par un moteur asynchrone triphasé [22]

À mesure qu'on augmente le couple résistant, la vitesse baisse progressivement. Lorsque le couple atteint la valeur critique appelée point de décrochage, la vitesse chute subitement et le moteur cale. Cette partie de la caractéristique est représentée par une droite pour les faibles glissements.

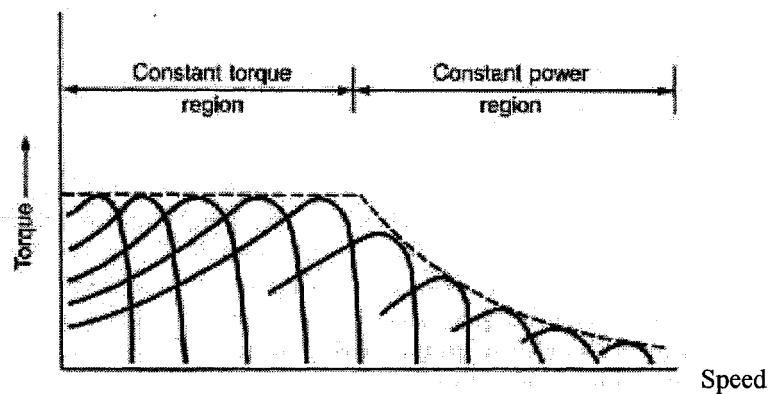


Figure 33 Caractéristique couple vitesse d'un moteur asynchrone triphasé [22]

La figure 33 montre l'allure de variation du couple moteur en fonction de la vitesse lorsque le rapport tension/fréquence aux bornes de la machine varie, permettant ainsi de travailler à couple constant ou à puissance constante.

Dans la zone de fonctionnement à couple constant le rapport entre la valeur efficace de la tension d'alimentation sur la fréquence générée par le variateur, est gardé constant de telle sorte que lorsque la fréquence varie, la caractéristique couple-vitesse est déplacée sans se déformer puisque la vitesse de synchronisme est proportionnelle à la fréquence d'alimentation et le moteur asynchrone dans son principe de fonctionnement ne fait que suivre le champ magnétique tournant. Dans la zone de fonctionnement à puissance constante, le rapport tension/fréquence n'est plus maintenu constant, on observe une décroissance quadratique du couple maximal fournit par la machine lorsque la vitesse croît ($P = C \omega = \text{Constante}$).

5.3.1 Caractérisation du moteur en utilisant un frein magnétique

5.3.1.1 Frein magnétique

On utilise pour cela un frein magnétique à courant de Foucault de type Magtrol [24] qui peut fournir un couple de freinage maximal de 100 in-lbs (11,29 Nm). Cette expérience consiste à freiner le moteur par étapes successives jusqu'à son arrêt complet et à noter la valeur des couples correspondants. On calcule alors les valeurs de puissance correspondantes et on trace la courbe de puissance du moteur. On réalise cet essai à partir de plusieurs valeurs initiales de la vitesse de rotation. Pour faire varier la vitesse de rotation, on utilise un variateur de vitesse électronique dont la plage de fréquence varie de 2 à 60 Hz.

5.3.1.2 Essais à partir d'une vitesse de rotation de 300 RPM

On fait des essais de freinage à partir d'une certaine vitesse et ce jusqu'à l'arrêt complet du système. On trace ensuite la courbe de puissance versus la vitesse de rotation. Le signe moins des vitesses est introduit pour indiquer que ce sont des essais de freinage.

On obtient les résultats suivants :

Tableau VII

Essais d'arrêt à partir de 300 rpm par frein de Magtrol

Couple Nm	Vitesse tr/mn	Vitesse rad/s	Puissance W
0,54	-300	-31,40	16,96
1,2	-290	-30,35	36,42
1,82	-280	-29,31	53,34
2,4	-285	-29,83	71,59
3,6	-270	-28,26	101,74
4,8	-260	-27,21	130,62
6	-220	-23,03	138,16
6,24	0	0,00	0,00
6	230	24,07	144,44
4,8	256	26,79	128,61
3,6	270	28,26	101,74
2,4	280	29,31	70,34
1,8	290	30,35	54,64
1,2	295	30,88	37,05
0,54	300	31,40	16,96

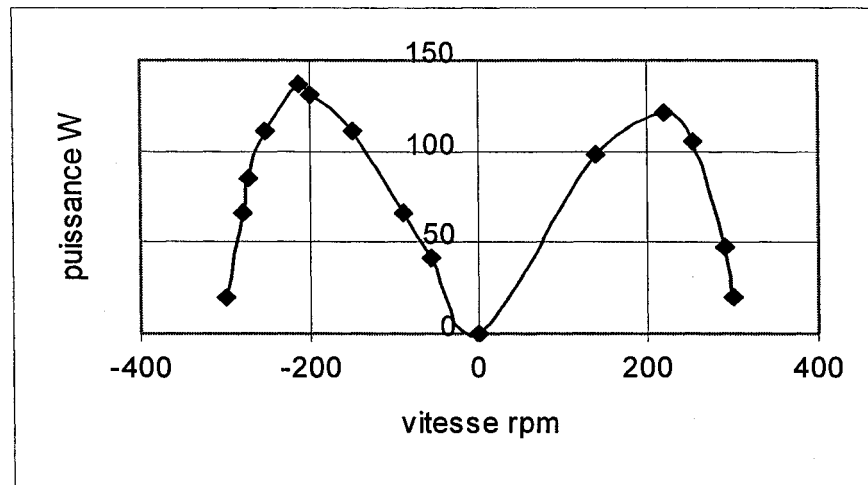


Figure 34 Puissance développée à partir de 300 rpm

On remarque qu'il faut une puissance de 144 W pour arrêter le système à partir de 300 rpm. Ce frein est suffisamment puissant pour arrêter le système à partir d'autres vitesses de rotation.

5.3.1.3 Essais à partir d'autres vitesses de rotation

D'autres essais ont été réalisés à partir de 400, 500 et 600 rpm. Les résultats et graphiques de ces essais sont fournis à l'annexe 4.

5.3.2 Caractérisation du moteur en utilisant le frein MR

Comme précédemment, cette expérience consiste à freiner le moteur par étapes successives jusqu'à son arrêt complet et à noter la valeur des couples correspondants. On calcule alors les valeurs de puissance correspondantes et on trace la courbe de puissance du moteur. Les essais ont donné les résultats suivants :

5.3.2.1 Essai à partir d'une vitesse de rotation de 300 RPM

Tableau VIII

Essais d'arrêt à partir de 300 rpm par frein MR

Vitesse rpm	Voltage V	Courant A	Couple Nm	Vitesse rad/s	Puissance W
-300	0	0	0,64	-31,40	20,10
-281	3	0,35	2,28	-29,41	67,06
-273	4	0,4	3	-28,57	85,72
-254	5	0,5	4,2	-26,59	111,66
-215	7	0,75	6,12	-22,50	137,72
-200	6	0,65	6,24	-20,93	130,62
-150	7	0,75	7,08	-15,70	111,16
-90	8	0,85	7,08	-9,42	66,69
-57	9	0,95	7,08	-5,97	42,24
0	10	1	7,1	0,00	0,00
140	7	0,75	6,72	14,65	98,47
220	5	0,5	5,28	23,03	121,58
254	4	0,4	3,96	26,59	105,28
289	2	0,2	1,56	30,25	47,19
300	1	0,1	0,64	31,40	20,10

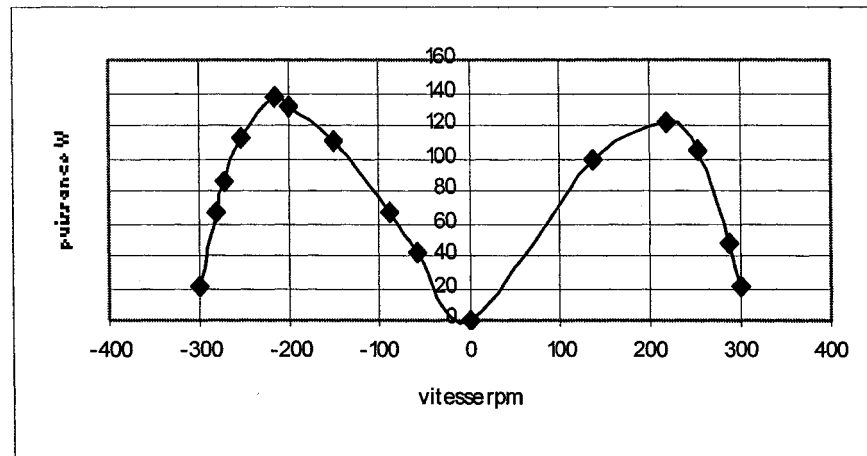


Figure 35 Puissance développée à partir de 300 rpm (frein MR)

On remarque que pour freiner le système de 300 rpm jusqu'à l'arrêt (figure 35), on a utilisé le frein à son maximum de couple qu'il peut fournir. Donc les autres essais d'arrêt seront faits à partir de vitesse inférieure à 300 rpm.

5.3.2.2 Essais à partir d'autre vitesse de rotation

D'autres essais ont été réalisés à partir de 200 rpm, les résultats et graphiques sont fournis à l'annexe 5.

5.3.2.3 Comparaisons entre ces deux freins

On remarque que le frein Magtrol est très puissant comparativement au frein MR. On arrive à arrêter le système en rotation à partir de valeurs très élevées. Alors qu'avec le frein MR, on utilise toute sa puissance pour arrêter le système en rotation à partir de seulement 300 rpm. Au-delà de cette valeur, on ne peut que freiner le système sans l'arrêter. Les essais qui suivent vont permettre de voir la capacité du frein pour le freinage d'une petite éolienne par ce type de frein.

CHAPITRE 6

RÉALISATION DES ESSAIS SUR LE FREIN MR

6.1 Premiers essais du frein MR (Lord)

6.1.1 Essai de ralentissement contrôlé

Les essais consistent à amener le système en essai à une vitesse de rotation supérieure à 500 rpm et qui correspond à la valeur limite ($n_l = 500$ rpm) à partir de laquelle le système de freinage aérodynamique se déclenche. Ensuite on applique un couple de freinage qui ramène la vitesse en dessous de n_l , cette limite correspond à la vitesse maximale pour laquelle l'éolienne travaille en toute sécurité. On note alors : l'intensité du courant et la tension appliquée au frein MR pour ramener sa vitesse de rotation d'une valeur donnée à n_l , on mesure la valeur du couple de freinage. Lors de ces essais, la température monte rapidement pour atteindre 50°C, obligeant l'arrêt des essais pour laisser refroidir le frein.

Tableau IX

Essais de freinage par frein MR jusqu'à une vitesse de consigne

Vitesse (n) rpm	Vitesse rad/s	Tension (frein MR) V	Courant (frein MR) A	Couple (C) Nm	Puissance (C* n) W	Température °C
524	54,85	2,5	0,25	2,47	135,54	24
552	57,78	6	0,65	4,5	260,12	28
575	60,18	8,5	0,8	6,36	382,96	34
600	62,80	11	1	7,46	468,72	41

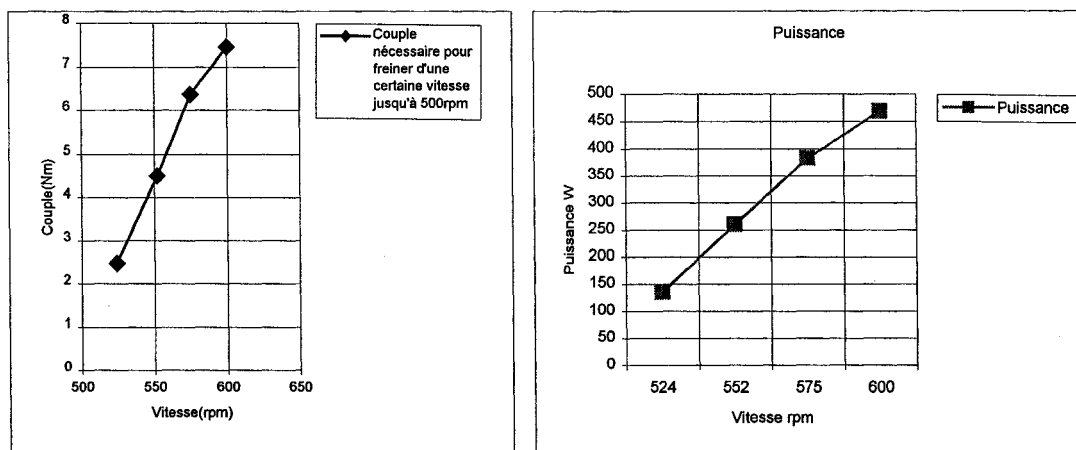


Figure 36 Couple et Puissance nécessaires pour ramener la vitesse à 500 rpm

On remarque que pour ramener la vitesse de 600 rpm à 500 rpm comme le montre les figures 36 et 37, on utilise le frein MR à son maximum de couple par application d'un courant de 1 A. D'autre part le frein atteint rapidement des températures élevées qui obligent l'arrêt du frein et l'attente jusqu'à ce que le frein refroidisse.

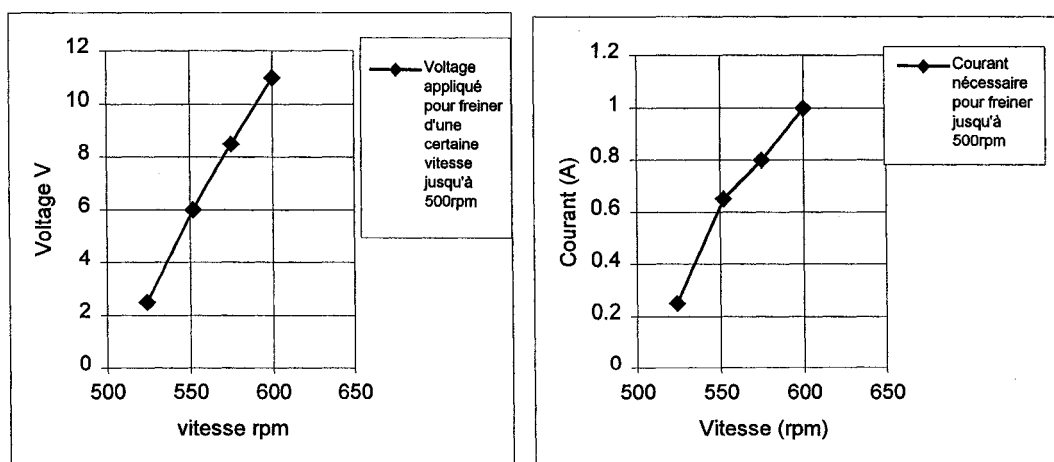


Figure 37 Voltage et courant nécessaires pour ramener la vitesse à 500 rpm

6.1.2 Essai à maximum de puissance

Cette étude consiste à appliquer une vitesse de rotation ω et à utiliser le frein MR à son maximum de couple en lui appliquant l'intensité maximale permise $I = 1\text{ A}$ et un voltage de 11 V, pour voir jusqu'à quelle valeur on peut ramener la vitesse de rotation.

6.1.2.1 Ralentissement à partir 700 rpm

On applique une vitesse de rotation de 700 rpm. Après application du frein à son maximum, on remarque que : la vitesse est réduite à 606 rpm et le couple atteint une valeur de 7,32 Nm. Après quelques minutes la vitesse a augmenté pour se stabiliser à 615 rpm. On note alors un couple de 6,81 Nm.

6.1.2.2 Ralentissement à partir 615 rpm

On reprend l'essai à partir de la vitesse atteinte lors de la 1^{ère} expérience, donc $\omega = 615$ rpm. On applique au frein sa tension maximale de 12 V, ce qui correspond à un courant de 1,2 A et on observe jusqu'à quelle valeur on peut ramener la vitesse de rotation. On remarque que : la vitesse diminue jusqu'à 516 rpm, le couple noté est de 7,6 Nm.

De même que précédemment, la vitesse augmente de nouveau pour se maintenir à 525 rpm. On note alors un couple de 6,8 Nm.

6.1.3 Interprétation des résultats des premiers essais du frein MR

La première expérimentation permet de montrer qu'on peut diminuer la vitesse de rotation d'une valeur de 100 rpm au maximum. En effet, pour ramener la vitesse de 600 à 500 rpm, on a utilisé le frein MR à son maximum.

On remarque d'après la 2^e expérimentation (ralentissement à partir de 615 rpm), que le niveau de freinage ne se maintient pas dans le temps : la vitesse diminue puis augmente d'à peu près 9 rpm. Ce regain de vitesse est dû à l'augmentation de la température, qui a

pour conséquence la diminution de la contrainte. Il s'avère que, pour réduire la vitesse de rotation de $\omega = 700$ rpm à 500 rpm, il faut utiliser 2 freins de ce type montés en série.

Toutefois l'augmentation rapide de la température ne permet pas d'observer le comportement du frein dans le temps. On note qu'il perd de son efficacité avec la température. D'autres essais seront réalisés pour observer son comportement lors de son maintien en position de freinage dans le temps.

6.2 Remarque importante

Des essais préliminaires en laboratoire ont permis de voir que la température du frein MR augmente rapidement et atteint des températures proches de la température de son utilisation sécuritaire ($-30\text{ }^{\circ}\text{C} < T < 70\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Utilisé pour le freinage d'une petite éolienne, le frein sera au contact d'un écoulement d'air permanent engendré par la rotation des pales de l'éolienne. On pense, à priori que ce brassage d'air permettrait l'évacuation en continu d'une partie de la chaleur.

Pour remédier à ce problème, on utilise un système de refroidissement qui permet de maintenir la température du frein au-dessous de la limite permise. Un ventilateur placé à proximité du frein MR (voir figure 38) évacue l'énergie calorifique dégagée par le frein lorsqu'il est en état de freinage et permet de simuler l'écoulement d'air autour du frein MR si ce dernier est utilisé pour le freinage d'une petite éolienne. Toutefois, on remarque que la température augmente en quelques minutes obligeant l'arrêt des essais car on risque de dépasser les températures d'utilisation sécuritaire de ce type de frein. Aussi, on se propose d'estimer la température interne du frein pour éviter de détériorer le fluide MR constituant le frein.

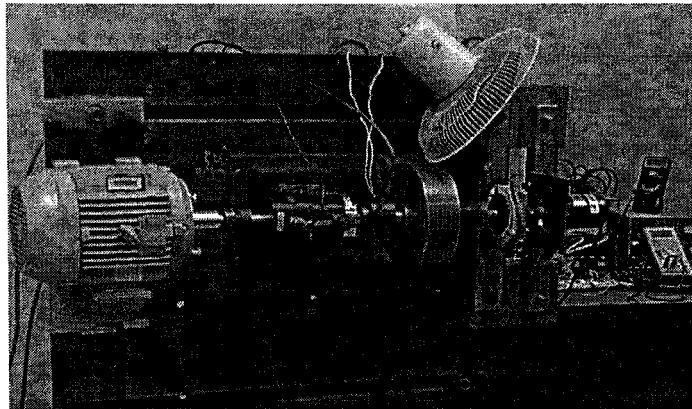


Figure 38 Banc d'essai muni du ventilateur

6.3 Estimation de la température interne du frein

Lors du freinage, le frein dégage de la chaleur par conduction à travers sa paroi, on néglige l'effet joule du au bobinage vu la faible valeur du courant de commande, ce qui est justifié puisque que la chaleur dégagée est proportionnelle au carré du courant. La formule de la puissance dégagée en chaleur dans un mur (voir figure 39) est donnée par [25] :

$$P_c = \frac{\lambda A (T_1 - T_2)}{d} \quad (22)$$

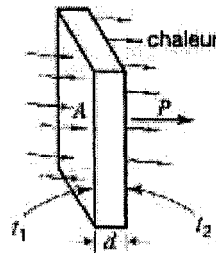


Figure 39 Transfert de chaleur par conduction [25]

λ étant la conductibilité thermique du mur, en W/m/°C

A étant la surface du mur, en m².

T_1, T_2 étant les températures des parois du mur, en °C

d étant l'épaisseur du mur, en m

Si on assimile le frein à une plaque de surface $A = 13110^{-4} \text{ m}^2$ dont l'épaisseur est estimée à $d = 1,5 \text{ cm}$, calculons le gradient de température ($T_1 - T_2$). Sachant à chaque instant la température de la surface externe du frein (mesuré par un thermocouple), on peut déterminer la température interne du frein et contrôler la température du fluide.

On a :

$$(T_1 - T_2) = \frac{P_c d}{\lambda A} \quad (23)$$

En considérant les résultats du tableau IX, on peut déterminer le gradient de température du fluide :

Lorsqu'on freine de 525 rpm à 500 rpm, le frein dégage de la chaleur estimée à 129 W
Sachant que : $\lambda = 79,4 \text{ W/m/}^\circ\text{C}$, $d = 1,5 \text{ cm}$ et $A = 13110^{-4} \text{ m}^2$, on peut donc calculer le gradient de température : $T_1 - T_2 = 1,86 \text{ }^\circ\text{C} \approx 2 \text{ }^\circ\text{C}$ donc $T_1 = 2 + T_2$.

Lorsqu'on freine de 600 rpm à 500 rpm, le frein dégage de la chaleur estimée à 390 W
Donc $T_1 - T_2 = 5,6 \text{ }^\circ\text{C} \approx 6 \text{ }^\circ\text{C}$ d'où $T_1 = T_2 + 6$.

Connaissant T_2 à tout moment, on peut donc dire que la température interne du frein et par conséquent celle du fluide est de 2 à 6°C de plus que sa température externe.

6.4 Essais du frein MR avec maintien du freinage dans le temps

Les essais suivants consistent à reprendre les essais précédemment effectués sur le frein MR à savoir ramener la vitesse de rotation d'une valeur arbitraire à 500 rpm, mais en plus, on maintient le freinage pour observer le comportement du frein dans le temps.

6.4.1 Freinage de 524 à 500 rpm

On ramène la vitesse de 524 à 500 rpm.

Tableau X

Essais de freinage à partir de 524 rpm avec maintien du freinage

Vitesse rpm	Tension V	Courant A	Couple Nm	Temps mn	Température °C
524	0	0	0	0	24
500	2,5	0,25	2,4	0,05	27
502	2,5	0,25	1,94	1	34
502	2,5	0,25	1,94	15	50

On remarque que la vitesse se maintient à 502 rpm. On a poursuivi l'expérience pendant 15 mn sans noter de changement significatif.

6.4.2 Freinage de 552 à 500 rpm

On ramène la vitesse de 552 à 500 rpm avec maintien du freinage dans le temps.

Tableau XI

Essais de freinage à partir de 552 rpm avec maintien du freinage

Vitesse rpm	Tension V	Courant A	Couple Nm	Temps mn	Température °C
552	0	0	0,72	0	24
500	6	0,6	4,82	0,05	28
503	6	0,6	4,61	1	33
506	6	0,6	4,39	3	36
508	6	0,6	4,2	7	41
510	6	0,6	4,07	10	50

On remarque que la vitesse se maintient à 510 rpm. On a poursuivi l'expérience pendant 15 mn, la température a atteint 50 °C.

6.4.3 Freinage de 576 à 500 rpm

On ramène la vitesse de 576 à 500 rpm avec maintien du freinage dans le temps.

Tableau XII

Essais de freinage à partir de 576 rpm avec maintien du freinage

Vitesse rpm	Tension V	Courant A	Couple Nm	Temps mn	Température °C
576	0	0	0,72	0	24
500	8,5	0,85	6,36	0,05	29
502	8.5	0,85	6,09	1	33
506	8.5	0,85	5,82	2	38
509	8.5	0,85	5,67	3	44
510	8.5	0,85	5,55	5	47
512	8.5	0,85	5,49	10	50

On remarque que la vitesse se maintient à 512 rpm. On a poursuivi l'expérience pendant 10 mn, la température affichait 50 °C et on n'a plus eu de changement significatif.

6.4.4 Freinage de 600 à 500 rpm

On ramène la vitesse de 600 à 500 rpm avec maintien du freinage dans le temps.

Tableau XIII

Essais de freinage à partir de 600 rpm avec maintien du freinage

Vitesse rpm	Tension V	Courant A	Couple Nm	Temps mn	Température °C
600	0	0	0,7	0	24
500	11	1	7,46	0,05	29
502	11	1	7,02	1	33
505	11	1	6,78	2	36
506	11	1	6,69	3	39
510	11	1	6,57	5	44
512	11	1	6,43	10	50

On remarque que la vitesse se maintient à 512 rpm. Lors de ces essais, la température externe du frein s'est située aux alentours de 50 degrés Celsius.

6.4.5 Interprétation des résultats des essais avec maintien du freinage

On a observé les résultats suivants : la vitesse diminue puis augmente (d'une valeur de 2 à 12 rpm) avec le temps ce qui signifie que le couple diminue suite à la diminution de la contrainte exercée par le champ magnétique. Cela peut s'expliquer par l'augmentation de la température du fluide [26] qui fait que la viscosité diminue induisant une diminution de la contrainte.

Selon [26], l'augmentation de la température du fluide MR peut engendrer certains problèmes tel que la défaillance du mécanisme MR. Les courbes ci-jointes, figures 40 et 41, montrent l'évolution de la contrainte produite par l'application du champ magnétique ainsi que le changement de viscosité en fonction de la température.

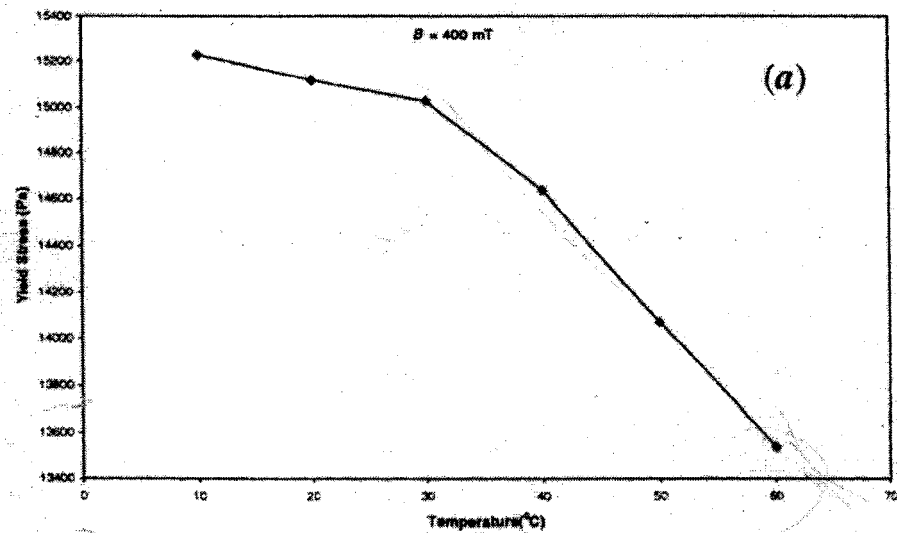


Figure 40 Contrainte versus température [26]

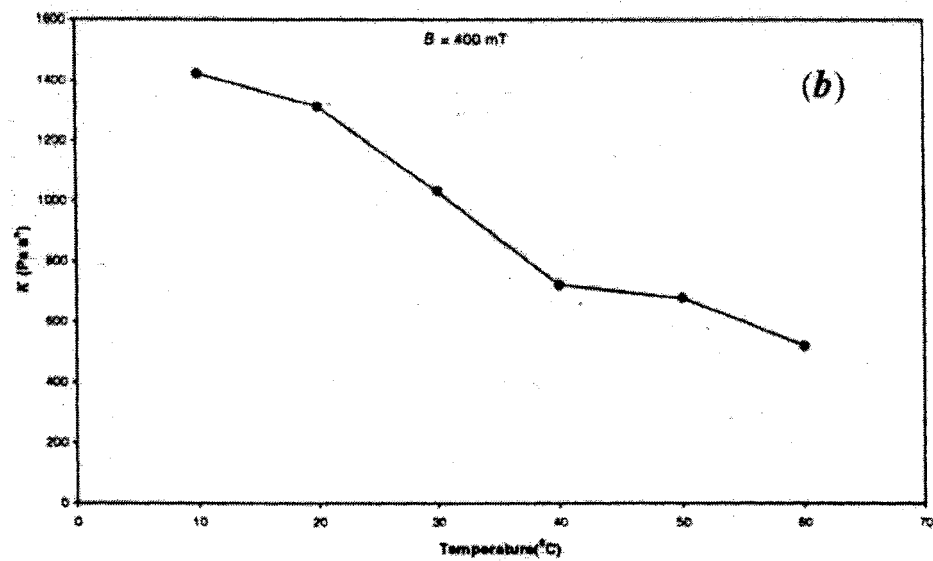


Figure 41 Viscosité versus température [26]

On remarque que plus la température augmente et plus la contrainte produite diminue. Ce qui va entraîner une diminution de la force de freinage. Cela se traduit par une diminution de la vitesse de rotation lorsqu'on déclenche le frein, suivie d'une

augmentation de cette dernière suite au réchauffement du fluide qui provoque la diminution et de la contrainte produite et de la viscosité.

Ce comportement des fluides MR, peut fournir l'explication des résultats obtenus lors des derniers essais. On peut tirer de ces résultats que lorsqu'il est sollicité, le frein perd de son efficacité à cause de l'augmentation de la température. On se propose alors de munir le frein d'un système de refroidissement à l'air comprimé préalablement refroidi et de faire des essais à plus faible vitesse.

6.5 Essai du frein sous système de refroidissement à l'air

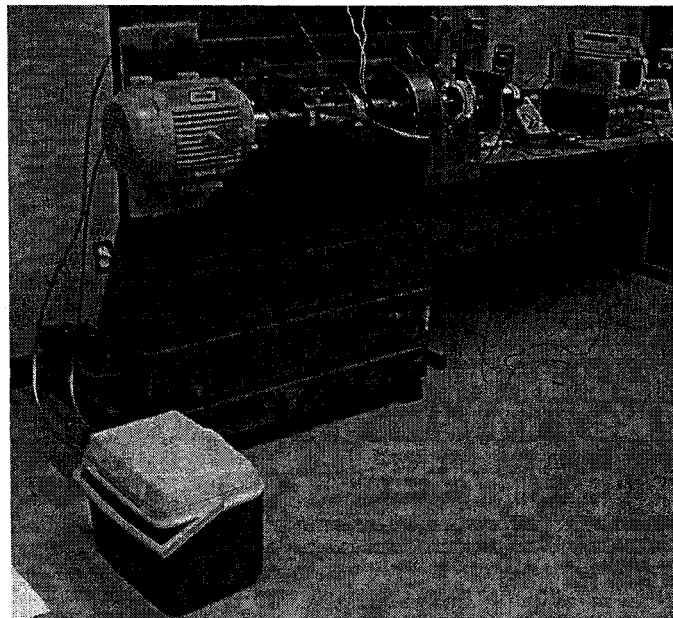


Figure 42 Vue d'ensemble avec système de refroidissement

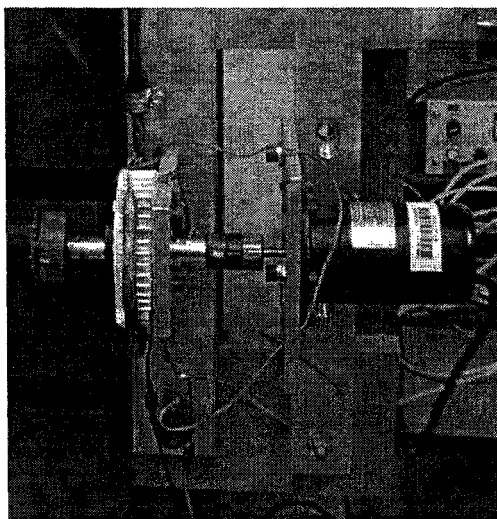


Figure 43 Frein muni de système de refroidissement

On dispose sur le pourtour du frein MR comme montré dans les figures 42 et 43 des ailettes et on fait passer de l'air comprimé dans un serpentin placé dans une glacière remplie de glace sèche dont la température est de -84 degré C. La température de l'air à sa sortie au niveau du frein est de -18 degré C. On ramène la vitesse d'une valeur maximale de 400 rpm à 300 rpm. On obtient les résultats suivants :

Tableau XIV

Essais de freinage avec refroidissement à l'air frais

Vitesse Rpm	Couple Nm	I_{frein} A	V_{frein} V	Température °C
316	1,8	0,32	2,8	17
346	4,2	0,59	5,1	20
378	5,4	0,84	7,3	24
400	6,36	1,01	9,8	28

On remarque que la température se maintient aux alentours de 30°C, le frein est utilisé à sa pleine puissance pour ramener la vitesse de 400 à 300 rpm, son utilisation aux basses températures ne devrait poser aucun problème.

6.6 Calcul théorique du débit de fluide pour refroidir le frein MR

On cherche à refroidir le frein MR par écoulement de fluide autour de ce dernier. Au freinage, le frein dégage donc de la chaleur Q qui est le résultat de la variation de puissance P du passage de la vitesse de rotation ω_1 sous le couple C_1 à la vitesse ω_2 sous le couple C_2 .

$$P = C_1 \omega_1 - C_2 \omega_2 \quad (24)$$

On peut définir \dot{W} par :

$$\dot{W} = \frac{dP}{dt} \quad (25)$$

La quantité de chaleur à évacuer par le fluide est définie par :

$$Q = \dot{m} C (T_2 - T_1) \quad (26)$$

$$\text{Or} \quad \dot{m} = \rho \dot{V}_e \quad (27)$$

De 26 et 27, on peut déduire le débit par :

$$\dot{V}_e = \frac{Q}{\rho C (T_2 - T_1)} \quad (28)$$

avec Q : quantité de chaleur en Watts

\dot{m} : débit massique en Kg/s

\dot{V}_e : débit volumique en m³/s

C : capacité calorifique de l'eau, en $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$

T_i : températures en $^\circ\text{C}$

ρ : densité.

6.6.1 1^{er} cas : refroidissement à l'eau

1^{er} cas : si on utilise de l'eau à 10°C , alors $T_1=10^\circ\text{C}$, calculons le débit nécessaire pour différentes valeurs de T_2 (température externe désirée pour le frein). Sachant que : $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ et $C = 4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$. Alors, d'après l'équation 28, on peut dresser le tableau donnant le débit nécessaire pour refroidir le frein à 25, 35, ou 45°C .

Tableau XV

Débit d'eau pour différentes températures

Température T_2 de sortie de l'eau $^\circ\text{C}$	Débit nécessaire pour avoir T_2 m^3/s
25	$15,9410^{-9} Q$
35	$9,5610^{-9} Q$
45	$6,8310^{-9} Q$

On peut alors tracer le graphe représentant le débit d'eau nécessaire pour refroidir à différentes températures T_2 versus la puissance développée au freinage et qui génère une quantité de chaleur à évacuer par l'eau.

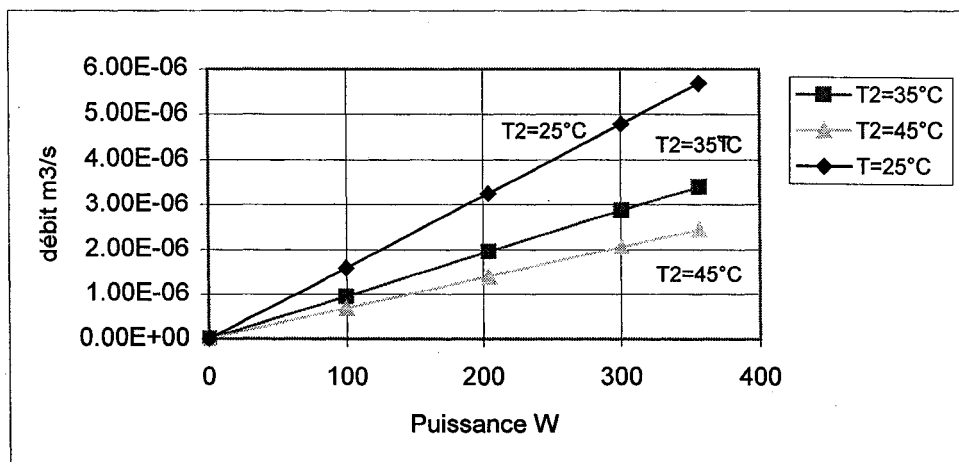


Figure 44 Débit d'eau versus puissance

6.6.2 2^e cas : refroidissement par éthylenglycol

2^e cas : si on utilise un fluide mélange alcol-glycol-eau (50%-50%) à une température de -20°C. Sachant que : $C = 3,23 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ et $\rho = 1065,4 \text{ Kg/m}^3$. Alors, on peut dresser le tableau XVI.

Tableau XVI

Débit d'alcool éthylenglycol pour refroidir

Température T_2 de sortie éthylenglycol °C	Débit nécessaire pour avoir T_2 m^3/s
25	$6,4510^{-9} Q$
35	$5,2810^{-9} Q$
45	$4,4710^{-9} Q$

On peut alors tracer le graphe représentant le débit de fluide éthylenglycol nécessaire pour refroidir à différentes températures T_2 versus la puissance développée au freinage et qui génère une quantité de chaleur à évacuer (voir figure 45).

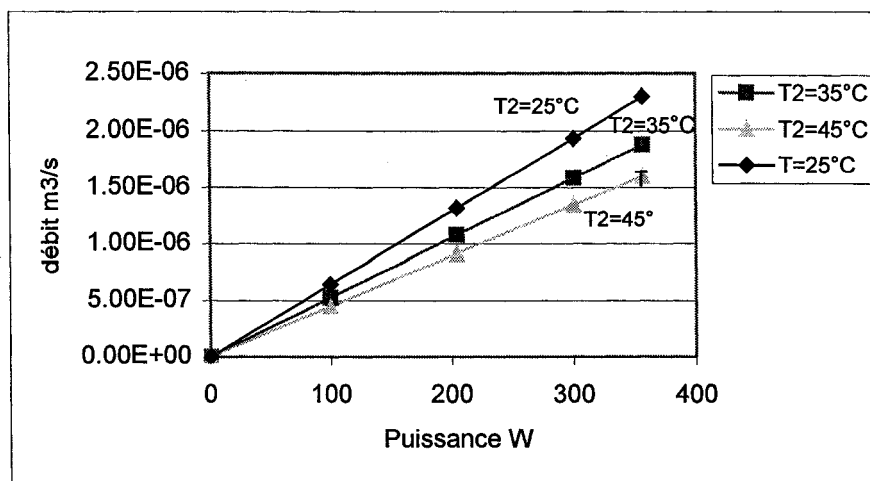


Figure 45 Débit d'éthylenglycol pour différent T° .

6.6.3 Représentation du débit d'eau et d' éthylenglycol

On représente sur le même graphe les courbes de refroidissement jusqu'à 25°C par eau ou par mélange éthylenglycol-eau (50%-50%).

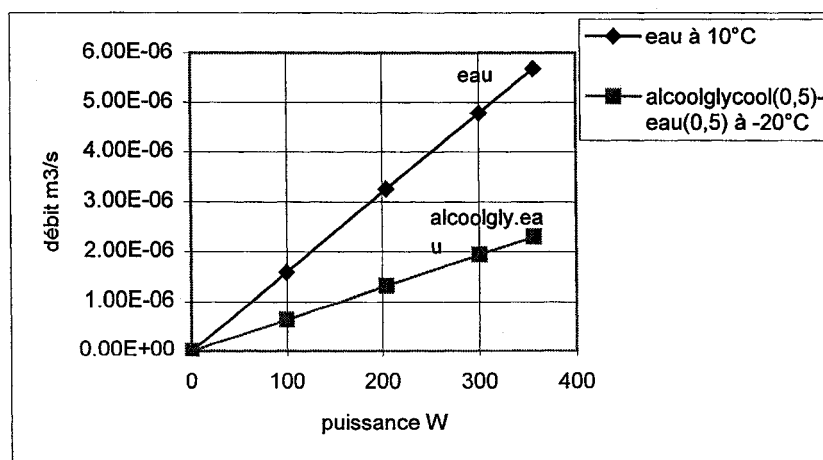


Figure 46 Débit pour refroidissement à 25°C

On représente sur le même graphe les courbes de refroidissement jusqu'à 45°C par eau ou par mélange éthylenglycol-eau (50%-50%).

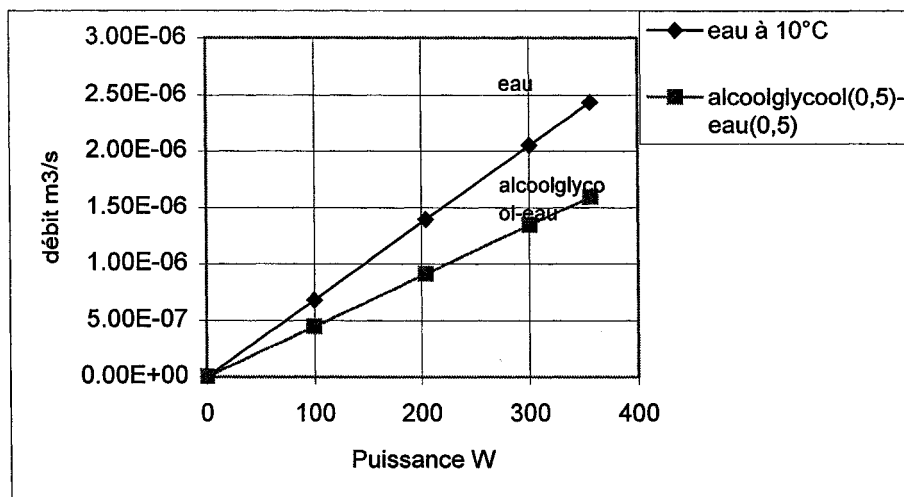


Figure 47 Débit pour refroidissement à 45°C

6.7 Essais du frein MR à froid

6.7.1 Réalisation du montage

On introduit le frein MR dans un congélateur destiné à abaisser la température du système au-dessous de 0 degré Celsius et on observe son comportement. On réalise alors le montage de manière à ce que le frein MR soit à l'intérieur du congélateur et on fait refroidir jusqu'à -15 degrés Celsius. La figure 48 ainsi que les figures données à l'annexe 6 illustrent ce montage.

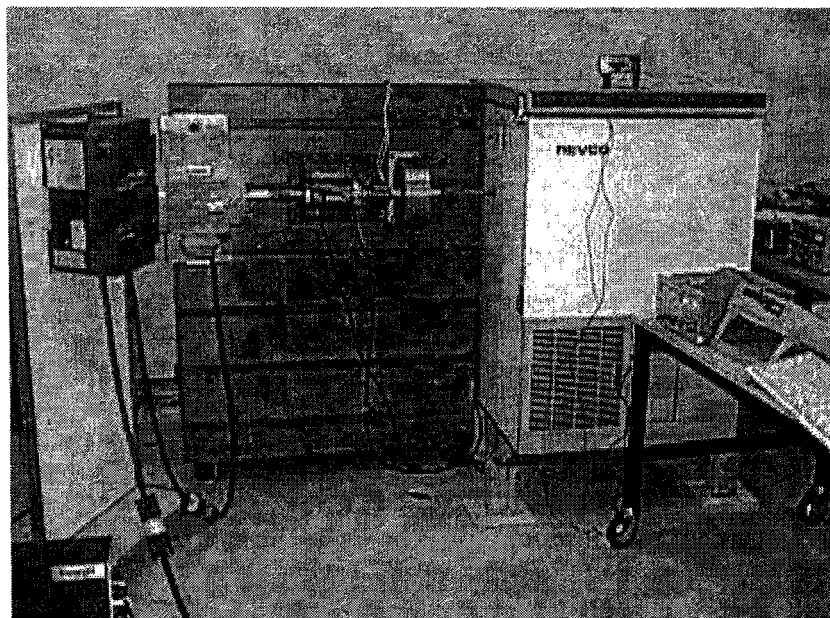


Figure 48 Banc d'essai pour essai à froid

On démarre le système à 550 rpm et on actionne le frein pour rabaisser la vitesse à 500 rpm. Alors que le congélateur indique -15 degrés, le frein qui est relié à un thermocouple indique que sa température augmente en flèche pour atteindre 60°C en quelques minutes. Le frein dégage de la chaleur qu'il faut évacuer afin de permettre son refroidissement et effectuer les essais à basse température. On fait appel alors à un petit ventilateur placé comme l'indique la figure 49 qui provoque une circulation d'air autour du frein.

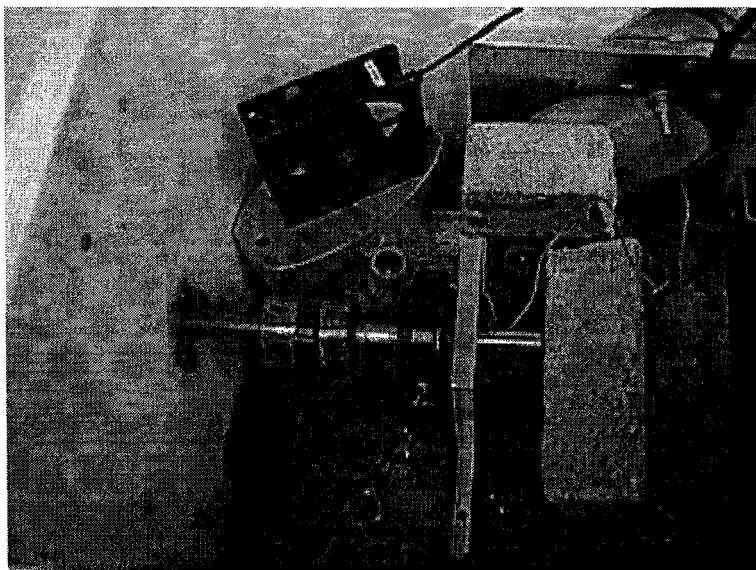


Figure 49 Ventilateur à proximité du frein MR dans le congélateur

On reprend les essais effectués précédemment (appliquer au système une vitesse supérieure à 500 rpm et appliquer le freinage pour le ramener à 500 rpm à la température ordinaire) mais cette fois-ci à une température de -15 degrés Celsius. On note alors la tension appliquée au frein, le couple correspondant et la température du frein.

6.7.2 Freinage de 521 à 500 rpm

On fait tourner le système à 521 rpm et on applique le frein pour le ramener à 500 rpm. On obtient les résultats suivants:

Tableau XVII

Essais de freinage à froid à partir de 521 rpm

Vitesse rpm	Tension du frein V	Intensité A	Couple Nm	Température °C
521 à 500	2,5	0,3	2,4	-15
502	2,5	0,3	2,04	-8
504	2,5	0,3	1,92	-2

On applique au frein un voltage de 2 V qui permet de ramener la vitesse de 521 à 500 rpm. On remarque que cette vitesse ne se maintient pas à 500 rpm mais qu'elle augmente à nouveau pour se stabiliser à 504 rpm. La température du frein passe rapidement de -15 à -2 degrés Celsius.

6.7.3 Essai 2

On fait tourner le système à 551 rpm et on applique le frein pour le ramener à 500 rpm.

On obtient les résultats suivants :

Tableau XVIII

Essais de freinage à froid à partir de 551 rpm

Vitesse Rpm	Tension du frein V	Intensité A	Couple N.m	Température °C
551 à 500	4,5	0,5	4,56	-15
507	4,5	0,5	3,96	-7
509	4,5	0,5	3,72	5

On applique au frein une tension de 4,5 V qui permet de ramener la vitesse de 551 à 500 rpm. On remarque que cette vitesse ne se maintient pas à 500 rpm mais qu'elle augmente à nouveau pour se stabiliser à 509 rpm.

6.7.4 Freinage de 576 à 500 rpm

On fait tourner le système à 576 rpm et on applique le frein pour le ramener à 500 rpm. On obtient les résultats suivants :

Tableau XIX

Essais de freinage à froid à partir de 576 rpm

Vitesse Rpm	Tension du frein V	Intensité A	Couple N.m	Température °C
576 à 500	6	0,7	5,76	-15
505	6	0,7	5,4	-5
509	6	0,7	5,16	7

On applique au frein une tension de 6 V qui permet de ramener la vitesse de 576 à 500 rpm. On remarque que cette vitesse ne se maintient pas à 500 rpm mais qu'elle augmente à nouveau pour se stabiliser à 509 rpm.

6.7.5 Freinage de 600 à 500 rpm

On fait tourner le système à 600 rpm et on applique le frein pour le ramener à 500 rpm avec maintien du freinage dans le temps. On obtient les résultats suivants :

Tableau XX

Essais de freinage à froid à partir de 600 rpm

Vitesse Rpm	Tension du frein V	Intensité A	Couple N.m	Température °C
600 à 500	8,5	0,95	7,68	-13
502	8,5	0,95	7,44	-1
504	8,5	0,95	7,32	22

On applique au frein une tension de 8,5 V qui permet de ramener la vitesse de 600 à 500 rpm. On remarque que cette vitesse ne se maintient pas à 500 rpm mais qu'elle augmente à nouveau pour se stabiliser à 504 rpm. La vitesse passe de -13 degrés Celsius à 22 degrés Celsius en 5 minutes.

6.7.6 Interprétation des résultats des essais à froid

On remarque que le frein fonctionne aussi bien dans le froid. Il dégage de la chaleur qui est évacuée par le ventilateur placé à sa proximité. D'autre part, il perd de son efficacité dans le temps : la vitesse diminue puis augmente de quelques tours. Le même phénomène a été observé à température ambiante.

6.7.7 Récapitulatif des résultats des essais à froid sans maintien de freinage

Les résultats des essais à froid sans maintien de freinage sont représentés dans le tableau XXI. La figure 50 montre l'allure de la puissance développée pour ramener la vitesse à 500 rpm versus la vitesse de rotation.

Tableau XXI

Essais de freinage à froid pour ramener la vitesse à 500 rpm

Vitesse tr/mn	Vitesse rd/s	V_{frein} V	I_{frein} A	Couple Nm	Puissance W
521 à 500	54,53	2,5	0,3	2,4	125,59
551 à 500	57,67	4,5	0,5	4,56	238,62
576 à 500	60,28	7	0,65	6,1	319,21
600 à 500	62,8	8,5	0,95	7,68	401,89

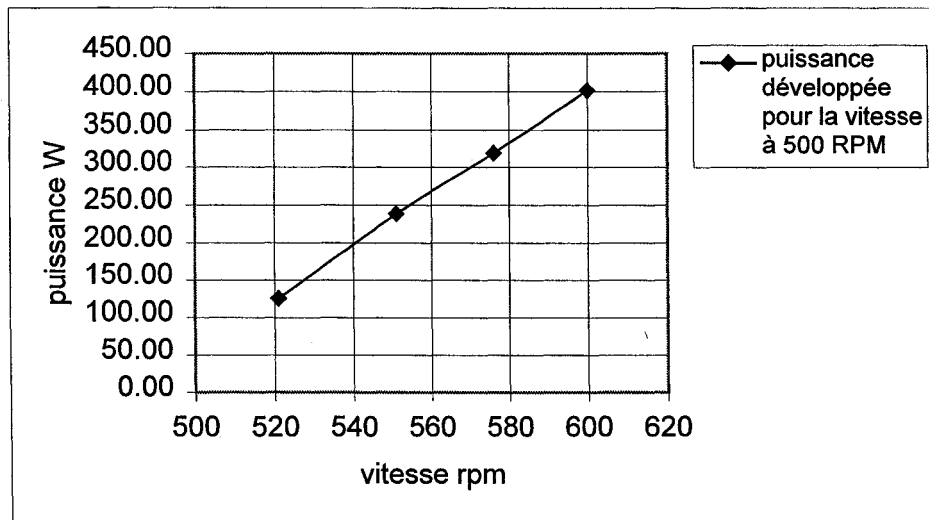


Figure 50 Puissance développée pour ramener la vitesse à 500 rpm

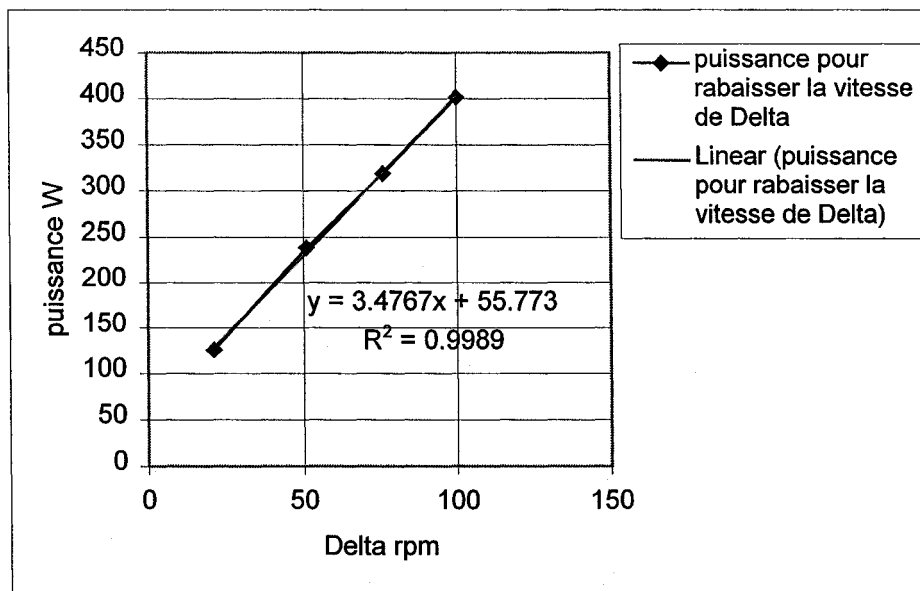


Figure 51 Puissance développée pour diminuer la vitesse de delta rpm

Comme illustré par la figure 51, la courbe $(P, \Delta\omega)$ est une droite dont l'équation est : $P = 3,7 \Delta\omega + 55,7$ (W), où $\Delta\omega$ représente la diminution de vitesse et P la puissance nécessaire pour diminuer la vitesse de $\Delta\omega$ (rpm). Cette équation permettra de déterminer la puissance nécessaire pour diminuer la vitesse d'une certaine valeur.

6.8 Comparaison des résultats des essais à froid et à température ambiante

6.8.1 Comparaison des voltages appliqués dans l'essai à froid et à température ambiante

En traçant les résultats obtenus pour les essais à température ambiante et à froid sur le même graphe, figure 52, on remarque qu'on a besoin de moins de tension quand le frein travaille à basse température pour ramener le système à 500 rpm. Cette constatation rejoint et corrobore les résultats précédemment trouvés. En effet, quand la température du fluide augmente, la contrainte diminue (voir figure 40) car la viscosité diminue aussi (voir figure 41). Il ressort donc que, pour avoir une même contrainte nécessaire pour délivrer un même couple de freinage pour ramener la vitesse à 500 rpm, il faut créer un

champ magnétique plus important quand le système est à une température plus élevée. La tension nécessaire devient donc plus importante quand la température est plus élevée pour acquérir une même contrainte, donc un même niveau de freinage.

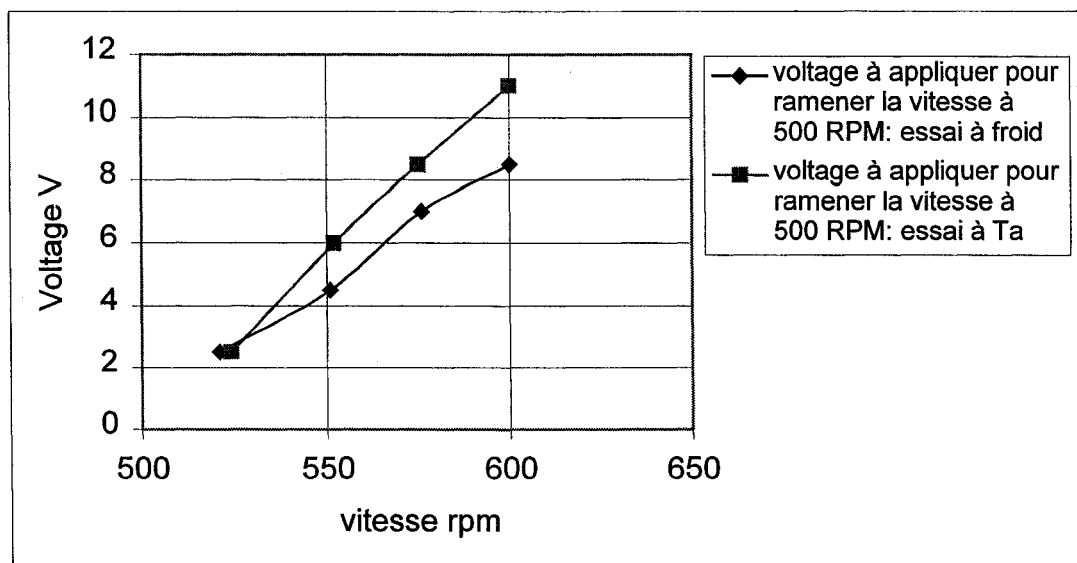


Figure 52 Voltage appliqué au frein pour ramener la vitesse à 500 rpm

6.8.2 Comparaison des puissances

On trace les graphes des puissances développées lors des essais à température ambiante T_a et à basse température pour ramener le système à 500 RPM sur un même graphique pour pouvoir de les comparer.

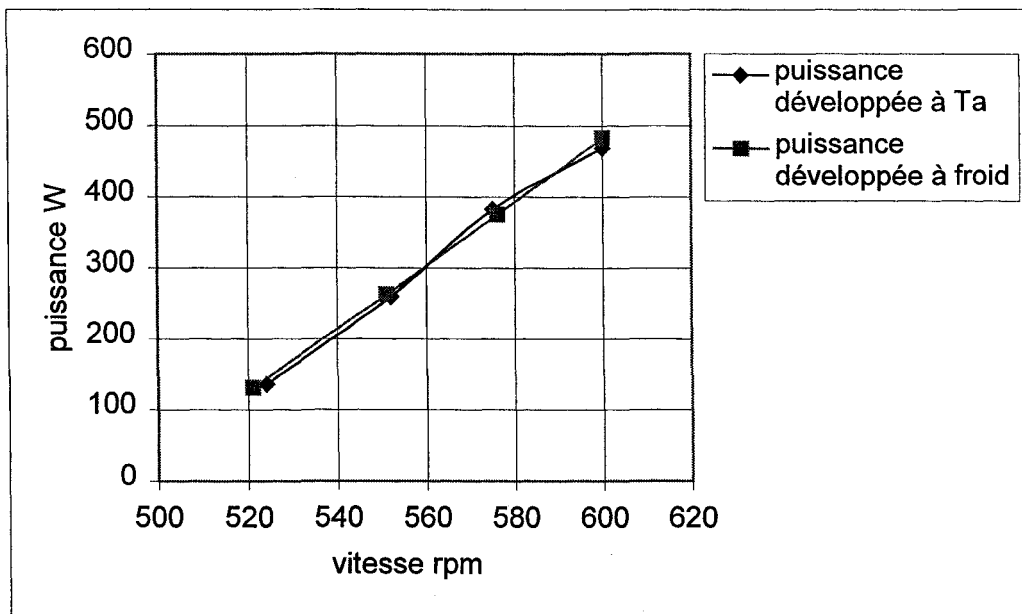


Figure 53 Puissance développée à froid et à température ambiante

En traçant les résultats sur le même graphe, on remarque que la puissance développée est identique, que le frein travaille à basse température ou à température normale. En effet pour rabaisser la vitesse d'une certaine valeur, il faut appliquer le même couple de freinage qui correspond donc à la même puissance développée ($P = C\omega$).

6.9 Résumé des résultats des essais précédents

Les essais sur le frein ont été réalisés pour vérifier si ce type de frein pouvait convenir au freinage d'une petite éolienne de 200 à 500 W. Les essais ont été réalisés sous différentes conditions de températures et de sollicitations continues ou discontinues dans le temps afin de créer les conditions d'utilisation les plus proches possibles de la réalité. On a pu faire différentes constatations qui se résument dans ce qui suit :

- Le frein MR dégage beaucoup de chaleur qui, en quelques minutes, élève sa température de la température ambiante ($T_a = 23$ degré C) à des valeurs proches de la limite que peut supporter le fluide sans se détériorer ($-30 \leq T \leq 70$ degré C).
- L'utilisation d'un ventilateur placé à proximité du frein permet de maintenir la température aux alentours de 51 degrés Celsius, température à laquelle la contrainte acquise et la viscosité diminuent de façon très importante voir figures 40 et 41.
- Les essais réalisés à froid et à température ambiante montrent que pour obtenir un même couple de freinage, le frein a besoin d'une tension plus élevée quand il est sollicité à température ambiante. Cela s'explique par le fait que sa température atteint des valeurs où la contrainte diminue de façon très importante et il faut augmenter le champ appliqué pour un regain de contrainte.
- Les puissances développées restent les mêmes pour un même niveau de freinage et ce à température ambiante et à basse température.
- Le frein perd de son efficacité avec l'augmentation de la température et le maintien dans le temps. Utilisé à son maximum, ce frein peut diminuer la vitesse de 100 rpm maximum. En cas de vents violents dépassant 600 rpm, les essais ont montré que ce dernier, chauffe de façon dangereuse pour sa sécurité, cette augmentation de température diminue de façon très significative ses caractéristiques mécaniques le rendant inefficace pour le freinage d'une petite éolienne. Dans ce cas, on ajoute le frein aérodynamique, auquel on change la raideur du ressort, afin qu'il qui ne se déclenche qu'à partir de 600 rpm.

CHAPITRE 7

SIMULATION DU FREINAGE PAR LE FREIN MR

7.1 Position du problème

On cherche à ramener la vitesse de rotation à sa valeur limite (500 rpm), si elle est en dessous de 500 rpm, le frein n'intervient pas, donc :

- Si la vitesse de rotation est supérieure à 500 rpm, on actionne le frein magnétique pour la ramener à 500 rpm en lui appliquant la tension nécessaire.
- Si la vitesse de rotation est inférieure à 500 rpm, aucune tension n'est appliquée.

Les valeurs de la tension à appliquer ont été déterminées par les différents essais. On a une relation linéaire entre la tension à appliquer et le gradient de vitesse à diminuer. Cette linéarité est directement liée à la caractéristique linéaire du moteur (voir figure 33) qui fonctionne près du point de glissement. On a établi, d'après les essais sur le frein MR, que le maximum de diminution de vitesse de rotation est de 100 rpm. Aussi, la simulation sera basée sur ce constat, en effet si la vitesse excède 600 rpm, on ne peut la ramener que de 100 rpm maximum. Autrement dit :

$$V = \begin{cases} 0 & \text{si } \omega \leq 500 \\ k\omega & \text{si } 500 \leq \omega \leq 600 \\ V_{\max} & \text{si } \omega \geq 600 \end{cases}$$

La simulation sera faite de manière à respecter les conditions de travail du frein.

7.2 Simulation de l'algorithme de freinage

La vitesse du vent est simulée par un générateur de signaux aléatoire qui varie de 3,3 m/s à 15 m/s. L'énergie du vent procure la puissance mécanique qui permet de faire tourner l'éolienne dont le système est modélisé par une fonction de transfert du 1^{er} ordre de constante de temps 10 secondes.

Les relations établies expérimentalement, donnant la variation du couple, du courant et du voltage nécessaire pour ramener la vitesse à sa valeur de consigne, ont été simulées par des tables programmées. Une saturation impose une limite inférieure et supérieure au courant. Le circuit de freinage mesure la vitesse réelle n de l'arbre de l'éolienne et applique un couple résistant si cela est nécessaire. En effet:

- Si $N \leq 500$ rpm le frein n'intervient pas,
- Si $500 \leq N \leq 600$ le frein ramène la vitesse à 500,
- Si $N \geq 600$ le frein réduit la vitesse de 100 rpm.

Pour tenir compte du temps de réponse du frein, on l'a modélisé par une fonction de transfert du 1^{er} ordre de constante de temps 1 seconde. La figure 54 montre le modèle simulink et la figure 55 un exemple de résultats du contrôle.

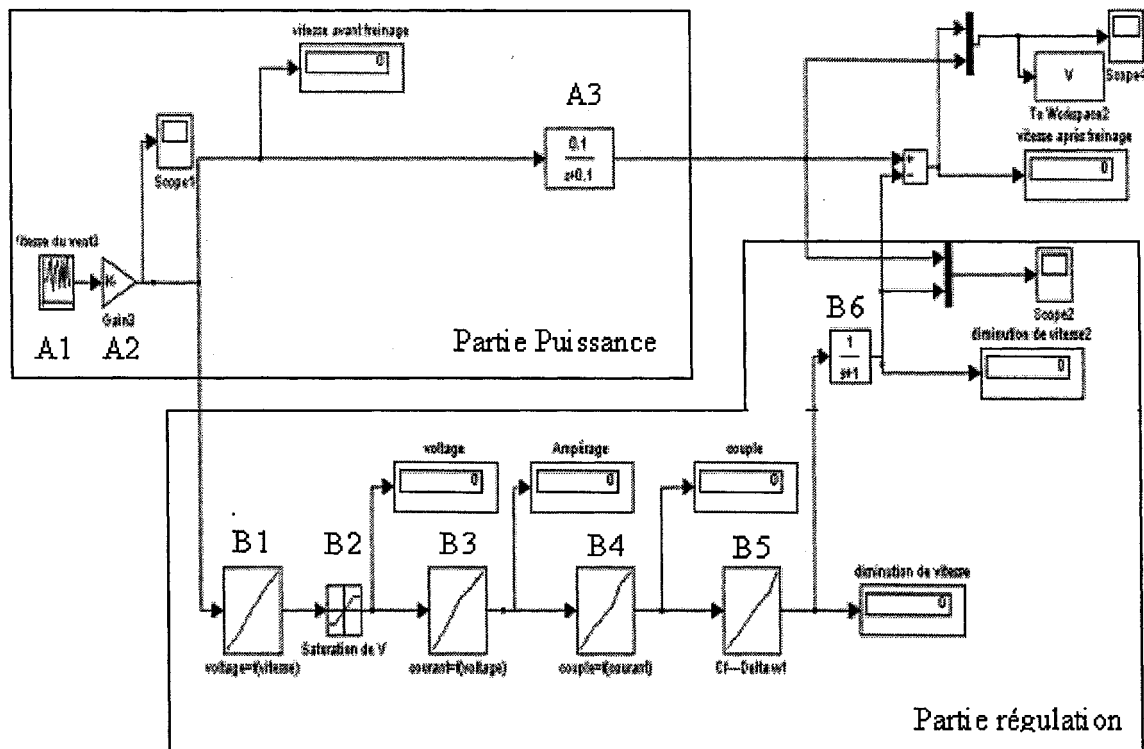


Figure 54 Simulation du freinage

Légende :

La partie puissance de l'éolienne est représentée par le générateur de tension aléatoire A1 qui simule la variation de la vitesse due au vent. A2 permet de convertir cette vitesse en rpm, A3 simule la dynamique de la turbine dont le temps de réponse est de 10 s. La partie régulation et freinage est simulée par B1 qui en fonction de la vitesse d'entrée impose une tension, celle ci est limitée par la saturation B2, la tension de commande lorsqu'elle est appliquée au frein génère un courant calculé par B3, ce courant est traduit en B4 par un couple de freinage donc résistant qui réduit la vitesse d'un Δn calculé par B5. Pour tenir compte du temps de réponse du frein il est simulé par B6 dont la constante de temps est de 1 s.

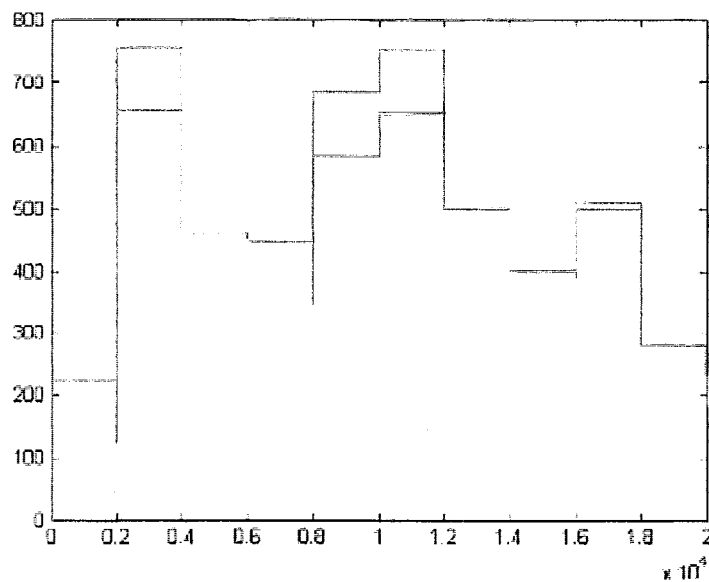


Figure 55 Vitesse avant (en vert) et après (en bleu) freinage

On voit en vert la vitesse avant freinage et en bleu la vitesse après freinage. Si la vitesse est en dessous de 500 rpm, le frein n'intervient pas sinon il la ramène à 500 rpm si elle est en dessous de 600 rpm, sinon il la réduit de 100 rpm.

CHAPITRE 8

SYSTÈME DE CONTRÔLE DE LA VITESSE DE ROTATION

8.1 Commande du frein MR par un contrôleur PID

On se propose de faire la commande du frein par un contrôleur PID à 3 modes: Proportionnel, Intégral et Dérivé existant dans le commerce. En effet, le régulateur PID est le régulateur le plus utilisé pour plusieurs applications. Il consiste à maintenir la grandeur de sortie à une valeur fixée à l'avance. Par ailleurs, en régime permanent, la grandeur régulée peut s'écarter de la valeur souhaitée à cause des perturbations qui sont compensées avec une certaine dynamique : c'est le comportement en régulation. Au moyen du choix des coefficients du régulateur, il est possible d'obtenir un comportement désiré en boucle fermée, caractérisant les performances du système de régulation. Les critères à satisfaire sont les suivants [28, 29] :

- les effets des perturbations doivent être minimisés,
- les changements de consigne doivent s'effectuer en douceur tout en étant rapides,
- la mesure doit être égale à la consigne,
- le réglage ne doit pas nécessiter des ajustements fréquents.

La figure 56 représente le schéma block d'un système régulé défini par sa fonction de transfert $G(p)$, le correcteur est défini par $C(p)$, y_c et y étant la consigne et la sortie désirée, d et v étant des perturbations et u est l'effort de commande.

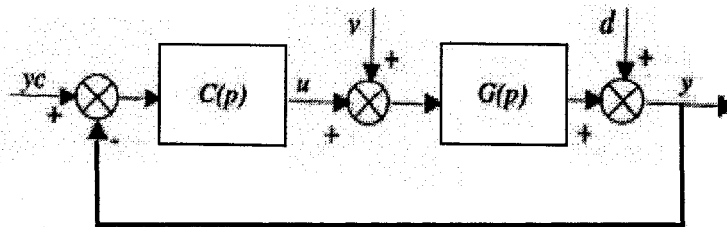


Figure 56 Système en boucle fermée

8.2 Aspects matériels des régulateurs PID

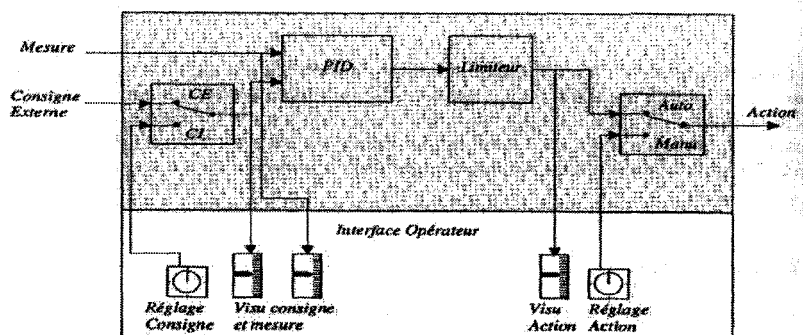


Figure 57 Schéma interne d'un régulateur PID [28]

La figure 57 présente les différents éléments qu'on retrouve dans les régulateurs PID et qui sont :

- un limiteur de sortie qui a pour rôle de limiter le signal de sortie à des valeurs de hautes et basses préfixées,
- un commutateur auto - manuel : en mode automatique la sortie du régulateur PID est égale à l'action calculée par le bloc PID; et en mode manuel la sortie du PID est pilotée manuellement par l'opérateur,
- un mode de sélection de consigne qui peut être modifiée depuis la face avant du régulateur.

L'interface opérateur permet à l'opérateur d'agir sur le régulateur au niveau des grandeurs d'entrée et de sortie. En retour, elle fournit la valeur de ces grandeurs. La figure 57 présente la face avant d'un régulateur numérique. L'objectif du contrôle par retour de sortie (asservissement) est de ramener le signal d'erreur $e(t)$, différence entre la mesure et la consigne (voir figure 56), à zéro. Pour atteindre les objectifs avec un régulateur PID, plusieurs catégories d'approches sont possibles suivant l'information

disponible sur le procédé. Des relations plus ou moins empiriques permettent de calculer les actions du régulateur : méthode de Ziegler-Nickols, Cohen-Coon, etc. L'intérêt de ces méthodes est leur simplicité.

8.3 Influence des trois termes pris séparément

Le contrôleur proportionnel, intégral et dérivé est le correcteur le plus largement utilisé dans l'industrie, du fait de sa robustesse et de sa capacité à rejeter les perturbations. Il est d'un usage fréquent pour résoudre les problèmes de régulation des systèmes automatisés avec retour de sortie. Il consiste en trois principales actions :

P : action proportionnelle à l'erreur entre la consigne et la mesure de la sortie.

I : action intégrale de l'erreur entre la consigne et la mesure de la sortie.

D : action dérivée de l'erreur entre la consigne et la mesure de la sortie.

8.3.1 Action proportionnelle

Le contrôle proportionnel est un gain pur qui agit sur le signal d'erreur afin d'élaborer le signal de commande du processus. Ce terme sert à ajuster la vitesse de réponse du système. Le rôle de l'action proportionnelle est de réduire l'erreur de réglage qui est inversement proportionnelle au gain, mais rend la réponse plus au moins oscillatoire. On choisit un gain qui permet d'avoir un bon taux d'amortissement en général égal à 0,75. On utilise un régulateur proportionnel lorsque la précision n'est pas importante. Elle est simple à réaliser (un simple amplificateur) d'où son grand avantage.

8.3.2 Action intégrale

Le contrôle intégral est mis en oeuvre par l'introduction d'un intégrateur. Ce terme est surtout utilisé pour rendre la poursuite de la consigne plus précise. Le rôle principal de l'action intégrale est d'éliminer l'erreur statique. Toutefois l'action intégrale est un élément à retard de phase, donc l'augmentation de l'action intégrale produit une

instabilité. La valeur optimale est choisie pour satisfaire un compromis stabilité-rapidité. Si le système possède lui-même un intégrateur, l'action intégrale est quand même nécessaire pour annuler l'écart de perturbation, car suite aux variations de la consigne l'intérêt de l'intégrateur est moindre car l'écart s'annule naturellement. Dans l'industrie, on utilise l'action intégrale chaque fois que nous avons besoin, pour des raisons technologiques, d'avoir une précision parfaite. De plus, il faut souligner que l'action intégrale est un filtre donc il est intéressant de l'utiliser pour le réglage des paramètres très dynamiques.

8.3.3 Action dérivée

L'action dérivée est introduite pour augmenter l'amortissement du système. Aussi ce terme amplifie le bruit existant dans l'erreur ce qui peut entraîner des problèmes de stabilité. L'action dérivée compense les effets du temps mort d'un processus. Elle a un effet stabilisateur mais une valeur excessive peut entraîner une instabilité. Car elle introduit une avance de phase de $+90$ degrés. La présence de l'action dérivée permet d'augmenter la rapidité du système en augmentant le gain sans être inquiet par la stabilité. Dans l'industrie, l'action dérivée n'est jamais utilisée seule mais en général avec l'action intégrale. Il est recommandé de l'utiliser pour le réglage des paramètres lents tels que la température. Par contre, en présence des paramètres bruités, l'action dérivée est déconseillée. En effet un signal bruité sera amplifié par l'action dérivée.

8.4 Réglage des paramètres des régulateurs

Les méthodes théoriques de calcul des paramètres nécessitent la connaissance du modèle du système à commander. Leur efficacité dépend de la précision et de la robustesse du modèle. C'est pourquoi, dans l'industrie, elles sont rarement utilisées, surtout pour la commande des processus complexes.

8.4.1 Fonction de transfert d'un PID

Considérons le schéma bloc (figure 58) d'un processus défini par $G_p(s)$ et compensé par un PID de fonction de transfert $G_c(s)$.

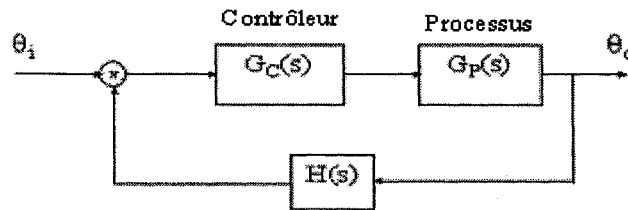


Figure 58 Schéma bloc d'un processus

Dans la fonction de transfert du correcteur on peut identifier les trois termes cités précédemment :

$$G_c(s) = K_p \left[1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right] \quad (29)$$

Si on réécrit $G_c(s)$, sous la forme suivante :

$$G_c(s) = \frac{K_p (T_i \cdot T_d \cdot s^2 + T_i s + 1)}{T_i s} \quad (30)$$

K_p est le gain proportionnel

T_i est la constante de temps intégrale

T_d est la constante de temps dérivée

Dans un contrôleur de ce type on doit régler et ajuster les trois paramètres (K_p , T_i , T_d) qui interagissent entre eux en vue de réaliser les trois actions : proportionnelle, intégrale

et dérivée. Pour cette raison il est parfois difficile et fastidieux de régler ces trois paramètres en vue de répondre au cahier de charge et d'avoir la meilleure performance possible du système réglé.

8.4.2 Méthode pratique des réglages

Le cahier de charge définit les spécifications dynamiques suivantes :

- > Erreur en régime permanent nulle.
- > Temps de réponse inférieur à 5 secondes.
- > Temps de montée inférieur à 2 secondes.
- > Quelques dépassements permis, mais limités à 10%.

Pour illustrer l'action de chaque type d'action, la figure 59 représente la réponse à un échelon d'un processus représenté par une fonction de transfert du deuxième ordre, corrigé par un correcteur proportionnel (P), proportionnel et intégral (PI) et un correcteur PID.

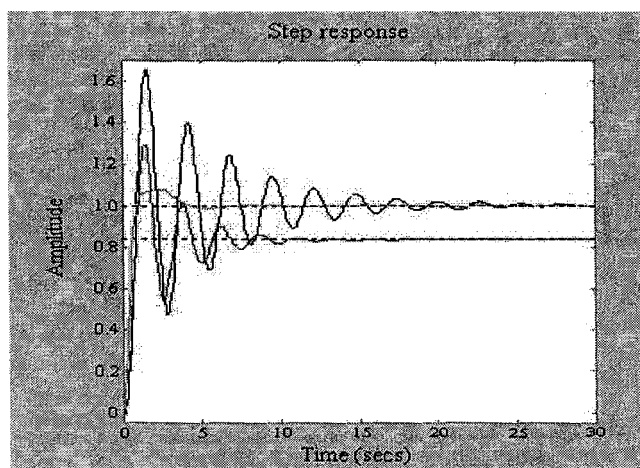


Figure 59 Réponse à un échelon corrigée par P, PI ou PID

- Contrôle proportionnel (P)

En employant uniquement l'action proportionnelle il y a présence d'une erreur constante en régime établi

- Contrôle Proportionnel et Intégral (PI)

La réponse devient plus oscillante et le temps de réponse est plus long. Par contre l'erreur en régime permanent est annulée.

- Contrôle Proportionnel, Intégral et dérivé (PID)

Avec ce contrôleur, on répond aux spécifications du cahier de charge.

8.4.3 Ajustement et réglage des gains

Comme mentionné précédemment, l'ajustement des gains du contrôleur peut être ardu. L'approche généralement adoptée s'appuie sur une technique qui a été développée dans les années 50, mais qui a résisté à l'épreuve du temps. Il est largement utilisé aujourd'hui. C'est la méthode de Ziegler Nichols [28, 29].

8.4.4 Accord des gains par la méthode de Ziegler Nichols

On expose la méthode de Ziegler Nichols en boucle fermée, dont la procédure est comme suit :

1. Choisir le contrôle proportionnel seul.
2. Augmenter la valeur du gain proportionnel jusqu'à apparition du point d'instabilité caractérisé par des oscillations entretenues (voir figure 60), la valeur critique K_c de ce gain est atteinte.
3. Mesure de la période d'oscillation de la réponse pour obtenir la constante de temps critique, T_c .

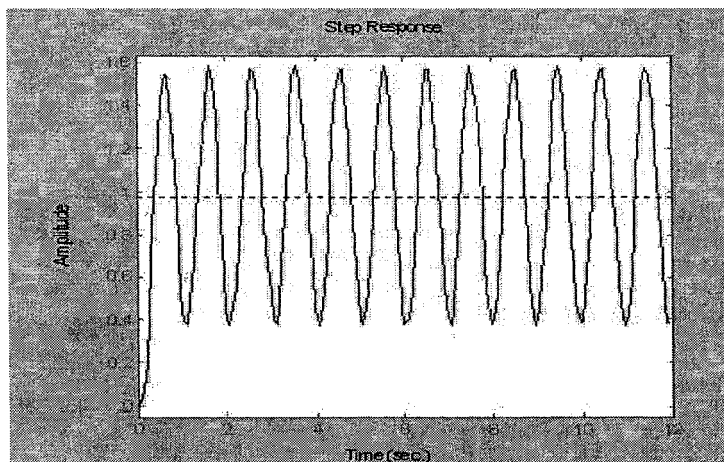


Figure 60 Détermination de la valeur du gain

Une fois que les valeurs de K_c et T_c sont obtenues, les paramètres du PID peuvent être calculés, selon les spécifications du cahier de charge, selon le tableau suivant :

Tableau XXII

Réglage de Ziegler Nichols [28, 29]

Contrôle	K_p	T_i	T_d
P seulement	$0,5 K_c$		
PI	$0,45 K_c$	$0,833 T_c$	
PID tight control	$0,6 K_c$	$0,5 T_c$	$0,125 T_c$
PID dépassements	$0,33 K_c$	$0,5 T_c$	$0,33 T_c$
PID aucun dépassement	$0,2 K_c$	$0,3 T_c$	$0,5 T_c$

La figure 61 représente la réponse du système après compensation par un PID dont les paramètres ont été déterminés par la méthode de Ziegler Nichols.

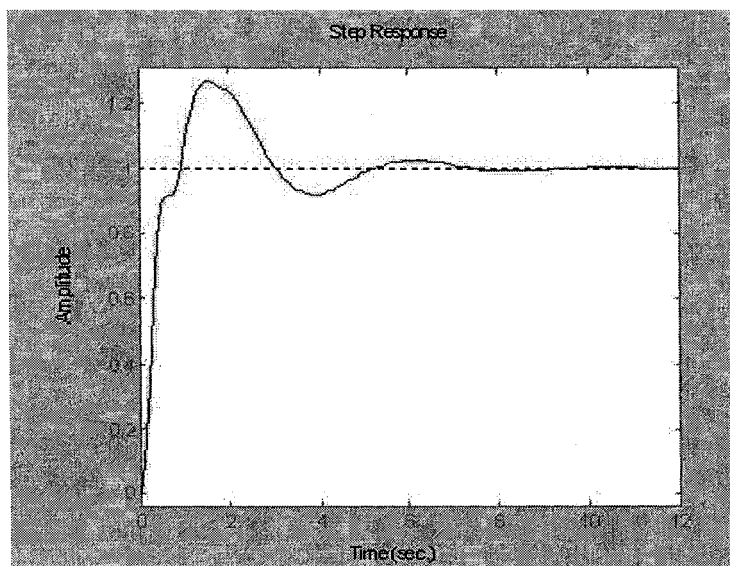


Figure 61 Réglage par la méthode Zieglers Nichols

Les valeurs définies dans le tableau XXII ne sont pas les valeurs optimales. Un fin réglage complémentaire des paramètres est requis afin d'atteindre les meilleures performances du système régulé.

8.5 Description du PID utilisé

Le PID CN491A est un contrôleur de température/processus programmable, à base de microprocesseur. Il fonctionne avec une période d'échantillonnage de 200 millisecondes et emploie un algorithme auto adaptatif en logique floue pour ajuster les paramètres du PID (auto tuning) afin que la compensation soit plus flexible et adaptative au processus : adapter finement (fine tuning) les paramètres du PID aux variations du processus.

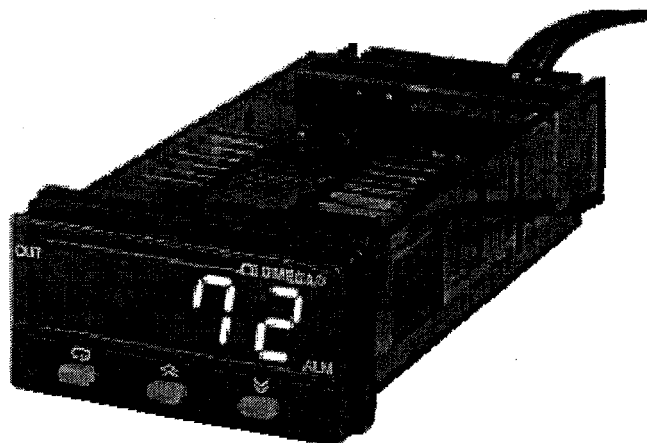


Figure 62 PID utilisé : CN491A (Omega Eng. inc.)

Le régulateur est capable de bien contrôler le système dans une plage de consigne donnée et dans des circonstances variables, en adaptant le retour d'expérience issu des mesures précédentes. La logique floue combinée avec le PID permet d'améliorer la stabilité de l'asservissement.

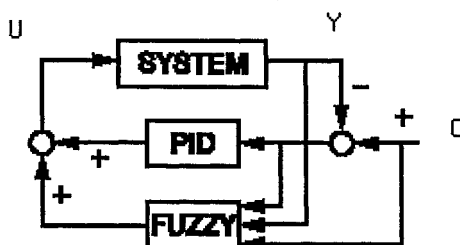


Figure 63 Schéma bloc avec contrôleur PID CN491A (Omega Eng.inc.)

La figure 64, compare la réponse d'une régulation de température par un PID conventionnel et un PID avec algorithme d'adaptation en logique floue : le PID avec logique floue permet d'atteindre la consigne sans dépassement dans le cas présenté et présente une robustesse plus accrue aux perturbation que le PID conventionnel.

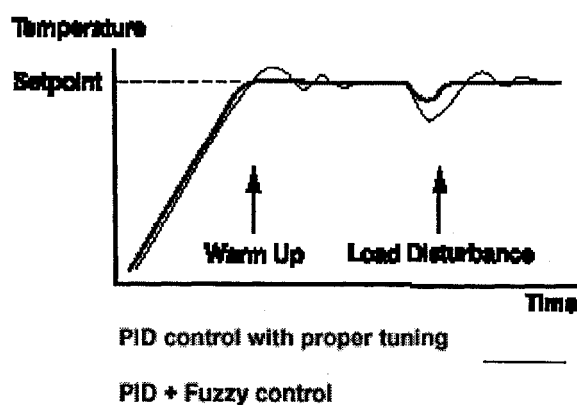


Figure 64 Ajustement automatique avec contrôleur CN491A (Omega Eng. inc.)

8.6 Ajustement automatique du PID (auto-tuning)

L'auto accordement du PID (voir figure 65) est la procédure de réglage du régulateur. Dans un premier temps le régulateur fera osciller la réponse du procédé autour de sa consigne deux fois, dans cette phase le régulateur fait l'apprentissage et détermine les caractéristiques dynamiques du système à réguler. Au cours de la deuxième phase, le régulateur détermine et impose les gains proportionnels, intégral et dérivé du PID. Dans la dernière phase, il ajuste automatiquement (auto tuning) grâce à son algorithme en logique floue les gains afin d'assurer une poursuite (Tracking) optimale de la consigne.

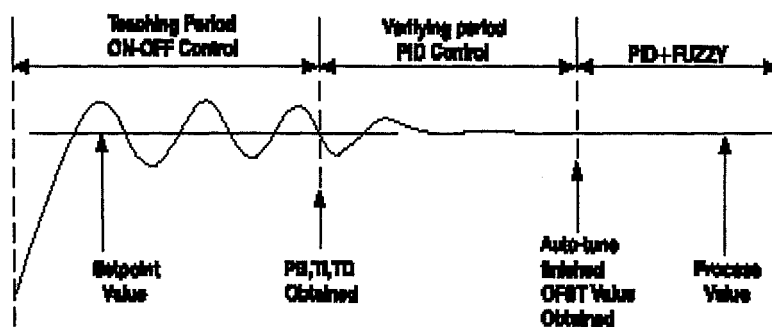


Figure 65 Auto accordement du PID CN491A (Omega Eng. inc.)

8.7 Montage avec contrôleur PID

La figure 66 montre le banc d'essai du frein MR lorsqu'il est régulé par un PID.

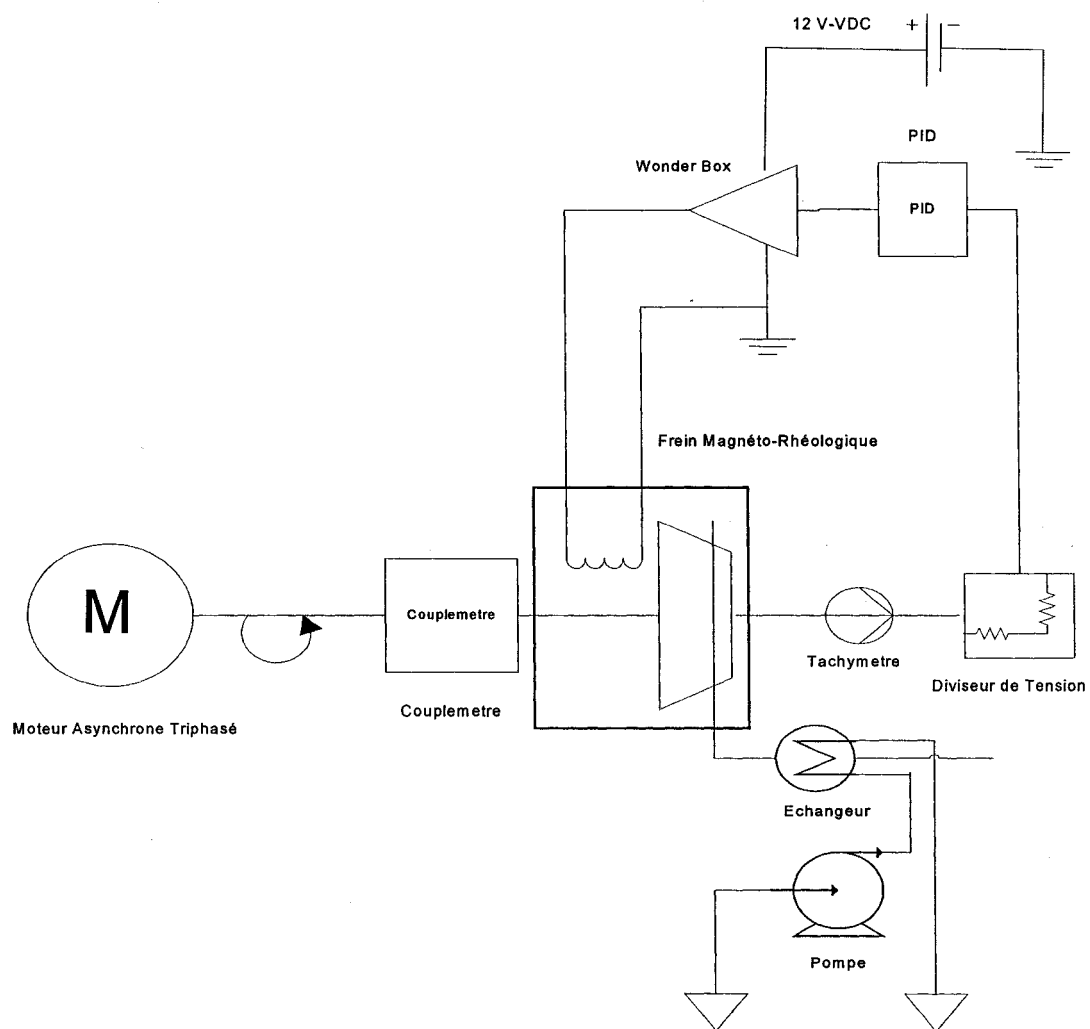


Figure 66 Montage avec régulation par PID

On raccorde donc le système au régulateur PID tel que montré à la figure 66 et on réalise des essais en fixant la consigne à la valeur désirée. On remarque que le régulateur essaie de remettre la vitesse à la consigne donnée. La vitesse fluctue quelques secondes autour de la consigne et finit par la suivre après quelques secondes. On change la vitesse par l'intermédiaire du variateur de vitesse et le PID la remet à la valeur de consigne. La figure 67 dont l'acquisition des données a été faite manuellement, représente la réponse du système lorsqu'il est régulé à sa vitesse de consigne.

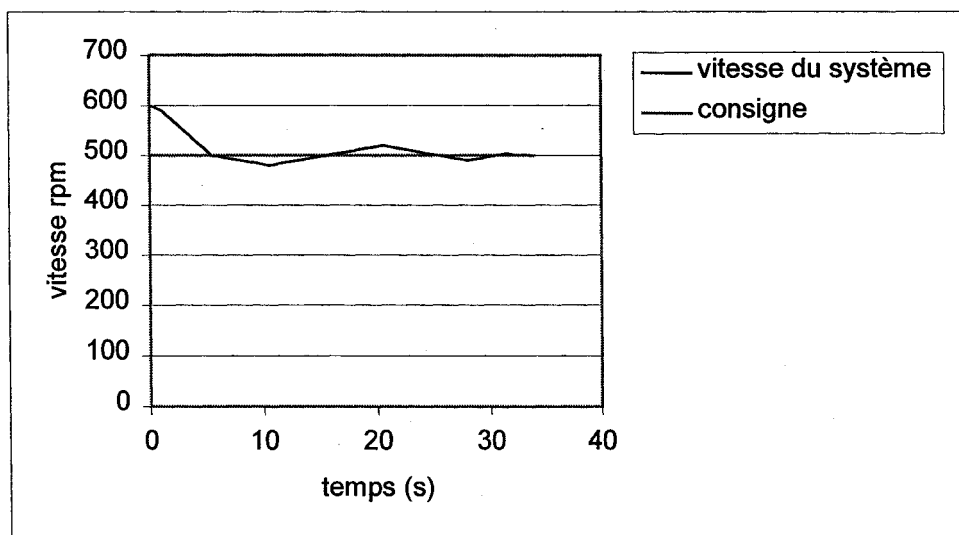


Figure 67 Réponse du frein conçu lorsque régulé par le PID CN491A

CHAPITRE 9

CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEAU FREIN MR

9.1 Position du problème

On dispose actuellement d'un frein MR qui génère 7 Nm sous un champ magnétique dont le courant maximum est d'environ 1 A. On cherche à concevoir un nouveau frein MR capable de ramener la vitesse d'une petite éolienne en dessous de 500 rpm. D'après les essais réalisés avec le frein MR dont on dispose, on a pu tracer la courbe donnant la puissance de freinage nécessaire pour diminuer la vitesse d'un certain $\Delta\omega$. La courbe ci-dessous illustre $P = f(\Delta\omega)$:

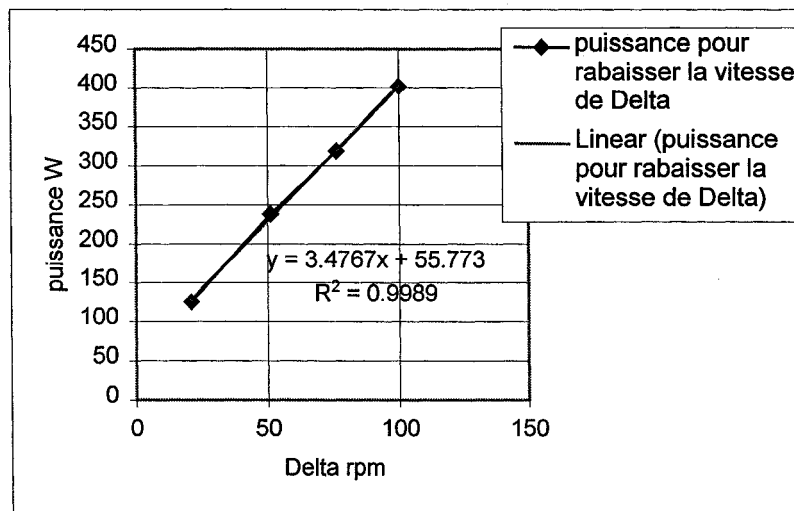


Figure 68 Puissance développée pour abaisser la vitesse de $\Delta\omega$.

L'équation de cette courbe linéaire est : $y = 3,48 x + 55,8$ (N.m). Avec le frein MR dont on dispose, on a réussi à rabaissier la vitesse de 100 rpm en utilisant le frein à son maximum. Si on désire un $\Delta\omega = 200$ rpm (ce qui suppose que l'on veuille ramener la

vitesse de 700 à 500 rpm par exemple), alors en extrapolant cette courbe jusqu'à 200 rpm, on en déduit qu'il faut une puissance P de 798,46 W. En supposant :

$$P = C \omega \quad (31)$$

L'approximation linéaire permet de déduire en utilisant (31) que C a pour valeur 15,25 Nm. Il faut donc concevoir un frein qui délivre un couple d'au moins 15,25 Nm. Comme le frein actuel délivre 6 à 7 Nm s'il est utilisé à son maximum, on a besoin d'augmenter sa puissance pour assurer un freinage adéquat au système si la vitesse atteint 700 rpm par vent fort. On cherchera donc à améliorer les performances de ce frein en concevant un frein qui délivre plus que 15 N.m.

9.2 Augmentation de la viscosité des fluides MR sous un champ magnétique

On sait que le freinage se fait grâce au fluide MR qui réagit à un champ magnétique : les particules solides présentes dans le fluide forment sous l'action du champ des colonnes qui s'orientent dans le sens du champ magnétique. Il en résulte une contrainte $\tau(H)$ qui s'oppose au mouvement suite à l'augmentation de la viscosité du fluide. La figure 69 qui suit montre la viscosité apparente suite à l'application du champ magnétique :

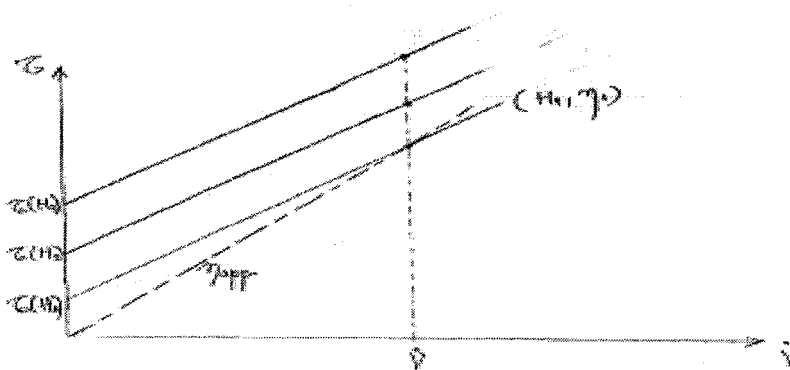


Figure 69 Viscosité apparente [13]

Le comportement du fluide MR soumis à un champ magnétique est celui représenté par Bingham :

$$\tau = \tau_y(H) + \eta \dot{\gamma} \quad (32)$$

Alors que la contrainte pour le comportement Newtonien est définie par : $\tau = \eta_{\text{apparent}} \dot{\gamma}$, sous l'application du champ magnétique, la viscosité du fluide augmente. Cela est illustré par la droite en pointillé de la figure 69. Ces droites se coupent en (γ_i, τ_i) , d'où :

$$\eta_{\text{apparent}} = \eta + \tau(H)/\dot{\gamma} \quad (33)$$

Donc la viscosité apparente se trouve augmentée et dépend du seuil d'écoulement $\tau_y(H)$ et du taux de cisaillement.

9.3 Dimensionnement du frein MR

9.3.1 Force développée

La force développée dans le mécanisme de type Direct shear mode est (voir fig. 70) :

$$F = F_\eta + F_\tau = \eta \frac{vA}{e} + \tau_y A \quad (34)$$

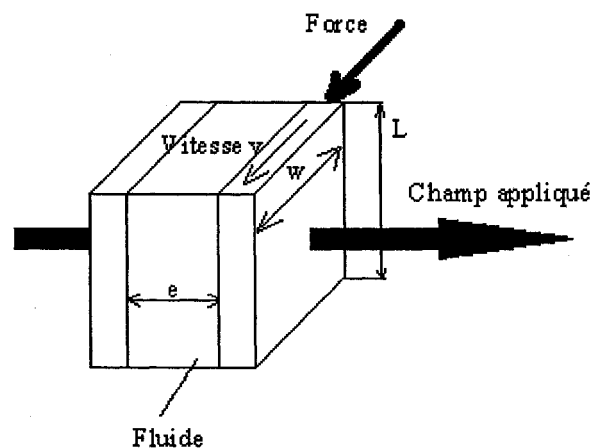


Figure 70 Mode direct

Sachant que la force de viscosité est inversement proportionnelle à e :

$$F_{\eta} = \eta \frac{vA}{e} \quad (35)$$

On choisit l'épaisseur e petite pour avoir une grande force de viscosité, $e = 1 \text{ mm}$.

9.3.2 Dimensionnement de l'arbre

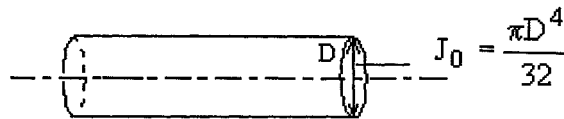


Figure 71 Dimensionnement de l'arbre

Le moment d'inertie polaire de l'arbre J_0 par rapport à son axe de révolution est défini par :

$$J_0 = \pi \frac{D^4}{32} \quad (36)$$

La contrainte de torsion initiée dans l'arbre est définie en fonction du couple C , du rayon r et de l'inertie polaire J_0 par :

$$\tau = \frac{C r}{J_0} \quad (37)$$

On cherche r tel que :

$$\tau \leq \sigma_e / f.s \quad (38)$$

σ_e étant la limite d'élasticité du matériaux de l'arbre et $f.s$ un facteur de sécurité. Donc :

$$\frac{C r}{J_0} \leq \sigma_e / f.s \quad (39)$$

En combinant 36 et 39, on tire :

$$r \geq \sqrt[3]{\frac{2 C f.s}{\pi \sigma_e}} \quad (40)$$

Si on prend : un acier doux dont $\sigma_e = 35010^6$ Pa, un facteur de sécurité $f.s = 2$ et un couple maximum C de 16 N.m, alors selon 40, $r \geq 0,38$ cm.

9.4 Conception du frein MR

Comme le freinage se fait au niveau du contact fluide-acier, pour augmenter le couple de freinage, il faut concevoir un frein avec une plus grande surface de contact fluide-acier. On propose deux solutions dont la plus simple au niveau de la fabrication sera retenue.

Première solution : elle consiste à augmenter la surface de contact acier-fluide MR par augmentation de la dimension du disque. Un calcul, tenant compte du type de fluide et de la contrainte acquise par ce dernier sous l'effet d'un champ magnétique, sera fait pour déterminer les dimensions du disque afin de générer un couple de freinage de 16 Nm.

Deuxième solution : elle consiste à avoir 3 disques en série qui sont plongés dans le fluide. Chacun de ces disques est entouré d'une bobine. Les bobines sont reliées en série et seront donc traversées par le même courant qui va créer un champ magnétique qui permettra le freinage au niveau des surfaces de contact fluide-acier.

Dans chacune de ces solutions il faut prévoir un système de refroidissement pour évacuer la chaleur dégagée par le frein MR. Une étude en parallèle de ces deux solutions sera faite pour déterminer les différents paramètres et permettre de dégager la solution retenue pour la fabrication.

9.4.1 Choix du fluide MR

On dispose actuellement de deux fluides MR. On a constaté que le frein actuel s'échauffe rapidement sous l'action du champ magnétique. Le choix du fluide se porte donc sur celui dont la température d'utilisation est la plus élevée. Il s'agit du fluide MRF-132 AD, il présente un temps de réponse très rapide, une grande résistance lorsque sous contrainte, une large plage de température de fonctionnement et il est non abrasif, parmi ses propriétés on peut citer (annexe 7), sa viscosité qui a pour valeur $\eta = 0,09 \pm 0,02$ Pa.s, définie par la pente de la droite représentant la contrainte de cisaillement fonction du taux de cisaillement sans champs magnétique à 40 °C mesurée entre $500 \leq \dot{\gamma} \leq 800 \text{ s}^{-1}$ (voir figure 72).

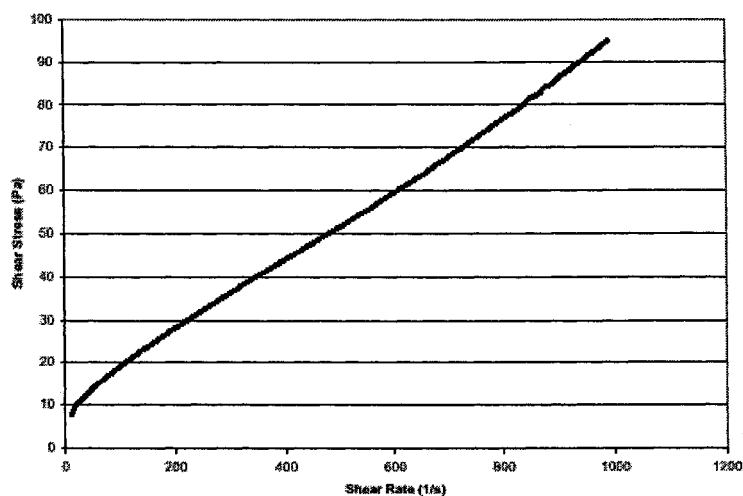


Figure 72 Contrainte de cisaillement versus taux de cisaillement, MRF-132 AD (Lord Corp.)

D'autre part la contrainte adoptée pour faire le calcul de dimensionnement (voir figure 73) $\tau_y = 45 \text{ kPa}$, correspond à la valeur maximale de la contrainte que le fluide peut développer, puisque pour cette valeur le champ magnétique atteint le champ maximum que peut supporter le fluide.

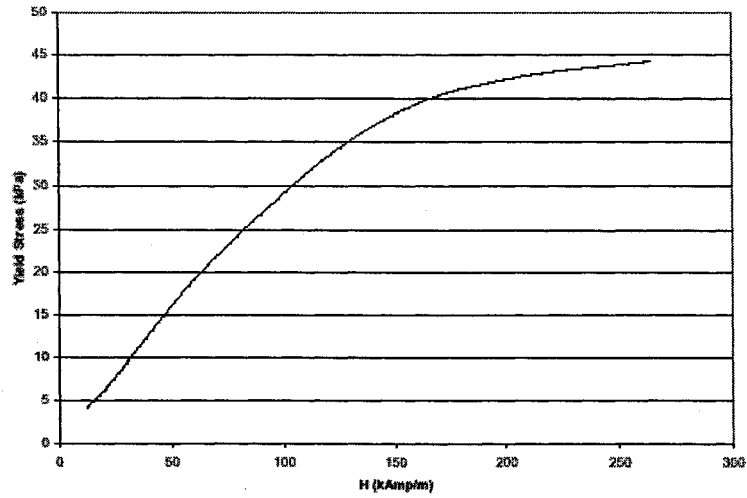


Figure 73 Contrainte de cisaillement versus l'excitation magnétique, MRF-132 AD (Lord Corp.)

9.4.2 Calcul des rayons des disques

9.4.2.1 Premier cas : frein composé d'un seul disque

On sait que le rayon de l'arbre $r \geq 0,38$ cm, on se fixe $R_1 = 2$ cm rayon interne des disques, on cherche R_2 rayon externe des disques. On a sur chaque disque :

$dF = 2 \pi \tau r dr$, variation de la force qui s'exerce sur chaque disque.

$dC = r dF$, variation du couple qui s'exerce sur chaque disque.

Donc le couple total s'exerçant sur l'arbre du frein est :

$$C = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi \tau r^2 dr \quad (41)$$

D'autre part en utilisant la formule définie en 30 et en remplaçant γ par son expression :

$$\tau = \tau(H) + \eta \frac{\omega r}{e} \quad (42)$$

Donc en combinant (41) et (42), on en déduit :

$$C = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi \left(\tau(H) + \eta \frac{\omega r}{e} \right) r^2 dr \quad (43)$$

En calculant (43) :

$$C = \frac{2}{3} \pi \left[\tau(R_2^3 - R_1^3) + \frac{1}{2} \eta \frac{\omega}{e} (R_2^4 - R_1^4) \right] \quad (44)$$

Sachant que :

$$C = 16 \text{ Nm}$$

$$R_1 = 2 \text{ cm}$$

$$\tau_y = 45 \cdot 10^3 \text{ Pa,}$$

$\omega = 100 \text{ rad/s}$, cette vitesse correspond à pratiquement 1000 tr/mn. C'est une vitesse que l'éolienne n'atteindra jamais car les vents au-dessus de 12 m/s sont rares, d'après l'équation (19), si $N = 1000 \text{ tr/mn}$ alors $V = 17 \text{ m/s}$, c'est une vitesse très rare d'après Weibull.

$$\eta = 0,09 \text{ Pa-s}$$

$$e = 1 \text{ mm}$$

$$\text{On trouve } R_2 = 5,61 \text{ cm}$$

Calcul de la somme des forces qui s'exercent sur le disque :

$$F = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi \left(\tau(H) + \eta \frac{\omega r}{e} \right) r dr \quad (45)$$

$$\text{On trouve } F = 389,75 \text{ N.}$$

On effectue le calcul suivant pour vérifier que le couple est bien de 16 Nm. La force s'applique sur un rayon moyen R_{moy} tel que :

$$\tau S = F \text{ ou } S = \Pi(R_2^2 - R_1^2) \text{ et } \Pi(R_{\text{moy}}^2 - R_1^2) = \frac{1}{2} \Pi(R_2^2 - R_1^2)$$

D'où on en déduit que $R_{\text{moy}} = 0,04 \text{ m}$, on vérifie que $C = F R_{\text{moy}} = 389,7 (0,04) \approx 16 \text{ N.m.}$

9.4.2.2 Deuxième cas : frein composé de 3 disques reliés en parallèle

De même que précédemment, on sait que $r \geq 0,38$ cm, on se fixe $R_1 = 2$ cm, on cherche R_2 rayon externe des disques. Dans cette configuration, le couple est 3 fois supérieur à celui à un seul disque. D'après l'équation 42 on trouve :

$$C = \pi [2\tau(R_2^3 - R_1^3) + \frac{3}{2}\eta \frac{\omega}{e} (R_2^4 - R_1^4)] \quad (46)$$

Sachant que :

$$C = 16 \text{ Nm}$$

$$R_1 = 2 \text{ cm}$$

$$\tau_y = 45 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

$$\omega = 100 \text{ rd/s}$$

$$\eta = 0,09 \text{ Pa.s}$$

$$e = 1 \text{ mm}$$

$$\text{On trouve } R_2 = 4 \text{ cm}$$

Calcul de la somme des forces qui s'exercent sur chaque disque :

$$F = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi \left(\tau(H) + \eta \frac{\omega r}{e} \right) r \, dr \quad (47)$$

$$\text{On trouve } F = 170,61 \text{ N.}$$

Cette force s'applique sur un rayon moyen R_{moy} tel que :

$$\tau S = F \text{ ou } S = \Pi(R_2^2 - R_1^2) \text{ et } \Pi(R_{\text{moy}}^2 - R_1^2) = \frac{1}{2} \Pi(R_2^2 - R_1^2)$$

$$\text{On calcule } R_{\text{moy}} = 0,031 \text{ m, on vérifie que } C = 3FR_{\text{moy}} = 3 \cdot 170,61 \cdot 0,031 \approx 16 \text{ Nm}$$

9.4.3 Calcul de l'épaisseur des disques

9.4.3.1 Premier cas : frein composé d'un seul disque

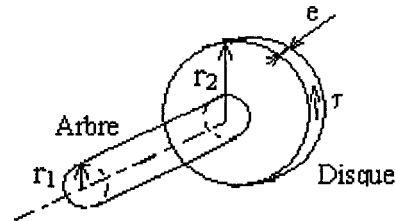


Figure 74 Frein composé d'un seul disque

Le disque subit un couple exercé par l'arbre de 16 N.m, il en résulte une contrainte de cisaillement τ telle que :

$$\tau (2\pi r e) r = C \quad (48)$$

D'où

$$\tau = \frac{C}{2 e \pi r^2} \quad (49)$$

Il faut que :

$$\tau \leq \frac{\sigma_e}{f.s} \quad (50)$$

Donc

$$e \geq \frac{C f.s}{2\pi r^2 \sigma_e} \quad (51)$$

Sachant que :

$$C = 16 \text{ Nm}$$

$r = r_1 = 0,02 \text{ m}$, r étant le rayon de l'arbre (voir fig. 74).

$$f.s = 2$$

$$\sigma_e = 350 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

On trouve : $e \geq 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$.

9.4.3.2 Deuxième cas : frein composé de 3 disques reliés en parallèle

Chaque disque subit un couple $T_i = \frac{16}{3} = 5,33 \text{ Nm}$, $i=1, 3$.

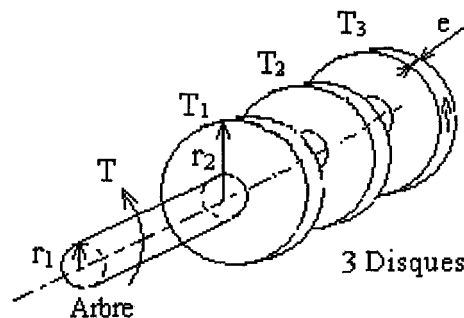


Figure 75 Frein composé de 3 disques reliés en parallèle

Un calcul identique à celui défini précédemment permet de déduire l'épaisseur dans le cas du frein à 3 disques en remplaçant dans les équations (48) à (51) la valeur de C par C/3. Sachant que :

$$C = 16 \text{ Nm}$$

$$r = r_1 = 0,04 \text{ m}, r \text{ étant le rayon de l'arbre.}$$

$$f.s = 2$$

$$\sigma_e = 350 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

On trouve : $e \geq 3,03 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

9.4.4 Calcul du circuit magnétique

Plusieurs facteurs doivent être considérés; notamment les propriétés non linéaires du fluide et de l'acier: le type d'acier doit être à faible taux de carbone (acier doux).

La conception du circuit magnétique se fait comme suit : on choisit un point de fonctionnement qui est défini par l'excitation nominale dans le fluide H_f et l'induction magnétique B_f du fluide MR et qui produit la contrainte maximale. Le flux magnétique est donné par :

$$\Phi = A_f B_f \quad (52)$$

où A_f est la surface traversée par le flux. On utilise le principe de la continuité du flux magnétique pour déterminer la densité du flux Φ_{acier} à travers le conduit :

$$\Phi = \Phi_{fluide} = \Phi_{acier} \quad (53)$$

$$A_f B_f = A_{acier} B_{acier} = \Phi \quad (54)$$

De (54) on déduit :

$$B_{acier} = \Phi / A_{acier} \quad (55)$$

où A_{acier} est l'aire de l'acier traversée par le flux. On détermine alors H_{acier} à partir de la courbe BH de l'acier. On utilise le théorème d'ampère et la loi de Kirchhoff pour les circuits magnétiques pour déterminer le nombre d'enroulements nécessaires N :

$$(N)I = \sum_i g_i H_f + \sum_i l_i H_i \quad (56)$$

I étant l'intensité du courant (A), les coefficients l_i et g_i sont les réluctances traversées par le flux, l'indice i faisant référence au milieu i, l'indice f faisant référence au fluide.

9.4.4.1 Premier cas : frein composé d'un seul disque

Pour créer un champ magnétique, on utilise une bobine autour du disque. Pour des raisons de conception, on se fixe l'épaisseur e du disque $e = 2$ cm. Les lignes de champ traversent le fluide et l'acier. D'autre part, le flux traversant l'acier et le fluide reste le même. Sur la courbe $\tau_y = f(H_f)$ du fluide MRF-132AD (voir figure 73). On choisit le

point H_f qui donne la contrainte produite maximale. Dans ce cas pour $\tau_{\max} = 45 \cdot 10^3 \text{ kPa}$, H_f vaut 250 kAt/m. A partir de la caractéristique $H_f = f(B_f)$ représentée dans la figure 76, on détermine la valeur de $B_f = 0.6 \text{ T}$ qui correspond à $H_f = 250 \text{ kAt/m}$, Cette valeur permettra le calcul du flux circulant dans le frein MR :

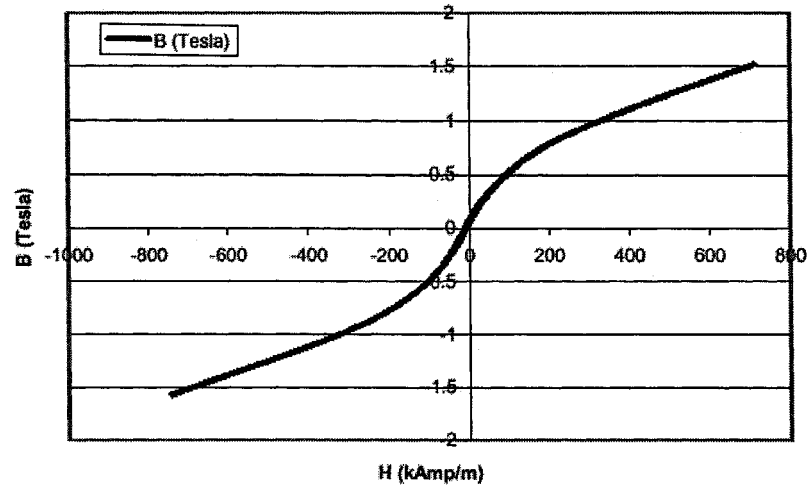


Figure 76 Caractéristique magnétique du fluide MRF-132AD (Lord RheoneticTM fluids)

Schéma du circuit magnétique du nouveau frein MR :

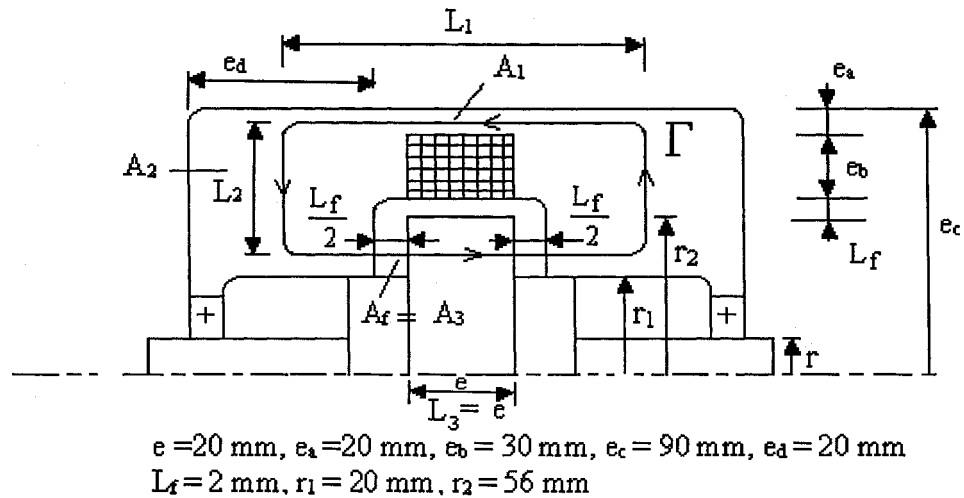


Figure 77 Circuit magnétique du nouveau frein

On fait le calcul du flux magnétique sur la ligne de champ moyenne définie par Γ (voir figure 77). A_f la section annulaire du fluide est définie par :

$$A_f = \pi(r_2^2 - r_1^2) = 85,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2, \text{ d'où :}$$

$$\Phi = A_f B_f = 51,5 \cdot 10^{-4} \text{ Wb} = A_{\text{acier}} B_{\text{acier}} \quad (57)$$

La longueur de la ligne de champ Γ pour le champ H_f est L_f . Connaissant chaque section de l'acier traversée par le flux magnétique, on peut calculer B_{acier} pour chaque région et à partir de la caractéristique magnétique de l'acier coulé (voir figure 78), on en déduit alors les différentes valeurs de H_i dans l'acier :

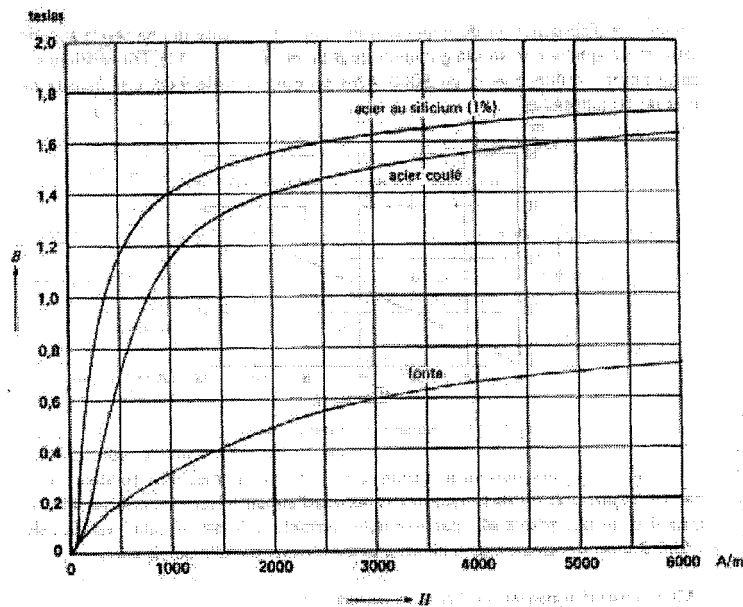


Figure 78 Caractéristique magnétique de l'acier doux, [23]

Zone A_1 :

A_1 est une surface annulaire définie par : $A_1 = \pi(e_c^2 - (e_c - e_a)^2) = 11,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, de (57) on détermine B_1 par :

$$B_1 = \frac{\Phi}{A_1} = 4,6 \text{ T} \quad (58)$$

À partir de la caractéristique magnétique de l'acier coulé et pour cette induction magnétique, l'acier coulé est saturé ($B_{\max} \cong 1,65 \text{ T}$), on impose $H_1 = 6 \text{ kA/m}$. La longueur de la ligne de champ Γ pour le champ H_1 est L_1 tel que :

$$L_1 = e + L_f = 4,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

Zone A_2 :

A_2 est la surface d'enveloppe du frein MR définie par : $A_2 = 2\pi e_c e_d = 113 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, de (57) on détermine B_2 par :

$$B_2 = \frac{\Phi}{A_2} = 0,45 \text{ T} \quad (59)$$

À partir de la caractéristique magnétique de l'acier coulé (voir figure 78), on détermine H_2 , $H_2 = 350 \text{ At/m}$. La longueur Γ pour le champ H_2 est L_2 tel que :

$$L_2 = (r_2 - r_1) + (e_b + L_f + \frac{e_a}{2}) = 5,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

Zone A_3 :

A_3 est la surface de l'acier identique à celle du fluide A_f définie par : $A_f = 85,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, de (57) on détermine B_3 par :

$$B_3 = \frac{\Phi}{A_3} = 0,6 \text{ T} \quad (60)$$

À partir de la caractéristique magnétique de l'acier coulé (voir figure 78), on détermine H_3 , $H_3 = 420 \text{ At/m}$. La longueur de Γ pour le champ H_3 est L_3 tel que :

$$L_3 = e = 2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

En développant (56) on peut écrire que :

$$(N)(I) = L_f H_f + L_1 H_1 + 2L_2 H_2 + L_3 H_3 = 797 \text{ At, si on choisit } I = 2 \text{ A alors } N = 400 \text{ tours.}$$

Le rayon interne R de la bobine étant 6 cm, si on choisit le fil N° 17 [23] dont le diamètre est de 1,15 mm (45,26 mils), alors la longueur des spires serait :

$$L = 2\pi (R+e)17 + 2\pi (R+2e)17 + 2\pi (R+3e)17 + \dots + 2\pi (R+24e)17$$

$$L = 2\pi 17 \left[24R + e \frac{24(24+1)}{2} \right]$$

Si le rayon de la bobine est de 6 cm et le diamètre du fil de cuivre est de 1,15 mm, alors la longueur du cuivre pour confectionner le bobinage est de 190 m

9.4.4.2 Deuxième cas : frein composé de 3 disques reliés en parallèle

On représente la vue éclatée du frein à 3 disques, sa nomenclature est dans l'annexe 8.

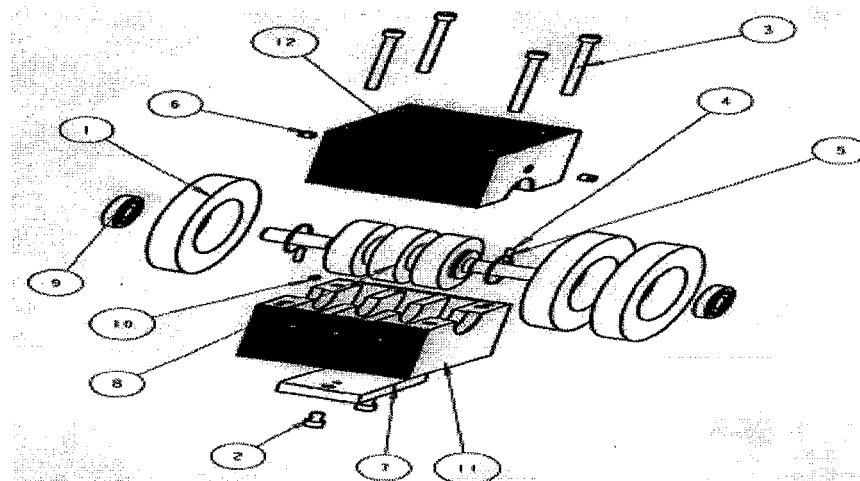


Figure 79 Frein à 3 disques

Pour créer un champ magnétique, on utilise 3 bobines reliées entre elles en série. Chaque bobine entoure un disque. Pour des raisons de conception, on se fixe l'épaisseur e des disques à 2 cm. Pour dimensionner les 3 bobines, on suit la démarche définie par le frein à un seul disque, en utilisant les formules (56) et (57), on aboutit à : $\Phi = 19,8110^{-4}$ Wb et $NI = 600$ At. Si on choisit $I = 2$ A, alors $N = 300$ tours.

Un calcul identique, tenant compte des dimensions du frein à 3 disques permet de calculer la longueur approximative du fil utilisé. Si $R = 4,4$ cm et $e = 1,15$ mm, $L = 150$ m pour chaque bobine. Pour les trois, il faut une longueur de 450 m.

9.5 Solution retenue

Les deux solutions proposées permettent de réaliser un frein MR qui délivre un couple de freinage maximal de 16 Nm quand il est sous un courant de 2 A. On remarque néanmoins que la solution à trois disques reliés en série est plus compliquée à fabriquer et nécessite trois bobines reliées en série. D'autre part, le rayon externe des disques est de 4 cm, alors que celui du frein à un disque est de 5,6 cm. Une différence de seulement 1,6 cm. Cette différence ne permet pas de gagner de façon significative dans la réduction de l'encombrement du frein. On retient donc la solution du frein composé d'un seul disque car elle est plus facile et moins coûteuse à réaliser.

D'autre part lors de la réalisation du frein, le nombre de spires a été majoré à près de 500 spires afin de tenir compte des simplifications dans le modèle adopté pour le parcours des lignes de champ : la caractéristique BH a été supposée linéaire et le flux de fuite a été négligé. Cela permettra d'assurer un champ magnétique suffisamment élevé avec des courants de faibles intensités. Le bobinage a été réalisé gracieusement par l'entreprise Transformateurs Marcus du Canada Ltée.

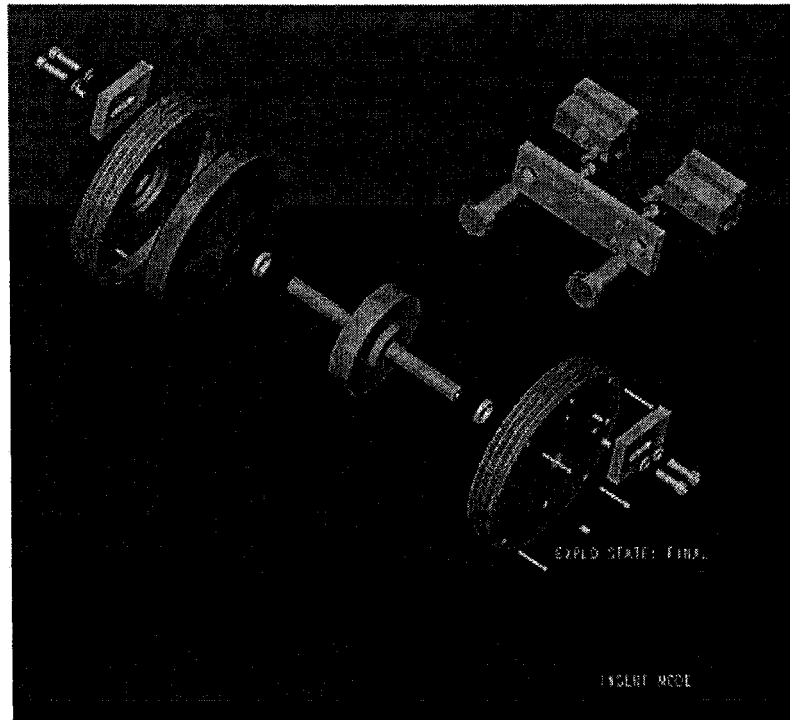


Figure 80 Vue éclatée du frein choisi à un seul disque

9.6 Récapitulatif

On propose donc la conception et la réalisation d'un frein MR utilisant le fluide MRF-132AD (annexe 7), qui supporte une température allant jusqu'à 130 °C. Ce frein constitué d'un seul disque, entouré d'une bobine dont le nombre de spires a été intentionnellement majoré pour tenir compte des simplifications dans le modèle adopté pour le parcours des lignes de champ. Les dessins de définition sont donnés en annexe 8.

Les calculs de dimensionnement ont permis de connaître les valeurs minimales à adopter pour une bonne résistance du frein au couple auquel il sera soumis. Pour des raisons d'encombrement on a pris les valeurs qui se résument dans le tableau suivant :

Tableau XXIII

Récapitulatif des dimensions du frein

Éléments	Côte minimale calculée (mm)	Côte nominale adoptée (mm)
Disque rotor: rayon (r_1)	20	25,4
rayon (r_2)	56,1	56
épaisseur (e)	$4,610^{-3}$	24
Rayon moyeu (r)	3,8	10
Encombrement minimal (L)	200	200

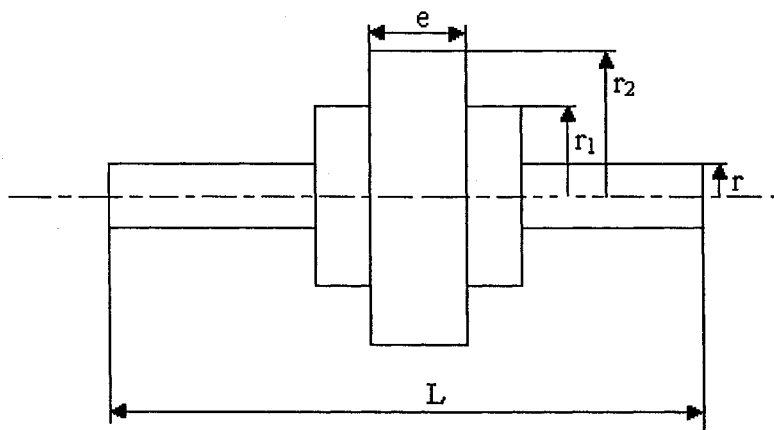


Figure 81 Schéma du rotor

- D'après l'équation (51), le calcul du couple C correspondant au choix de l'épaisseur du disque égale à 24 mm donne : $C \leq 82\,750 \text{ N.m}$.
- D'après l'équation (44), le calcul du couple correspondant aux rayons choisis du disque rotor donne : $C = 15,13 \text{ N.m}$.

Les valeurs adoptées respectent les hypothèses de calcul du frein MR. D'autre part, une évaluation du coût du nouveau frein est donnée en annexe 9. La figure 82 montre la photo du frein conçu, dans l'annexe 8 on retrouve les dessins de définition du nouveau frein.

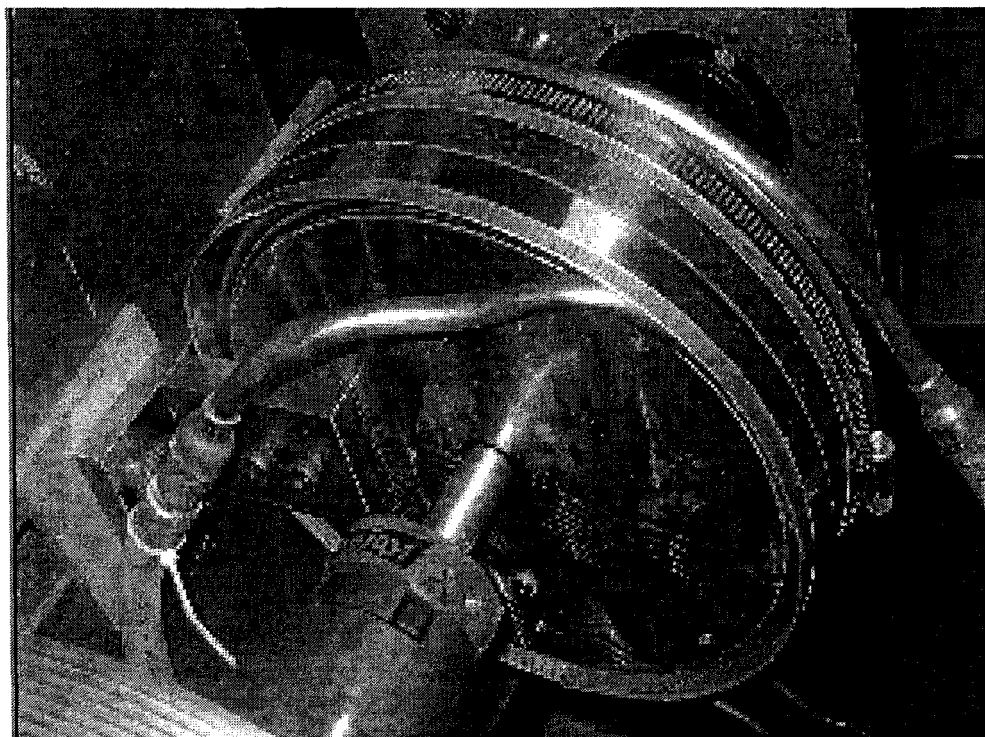


Figure 82 Photo du frein MR conçu

CHAPITRE 10

ESSAIS DU NOUVEAU FREIN MR

10.1 Montage du nouveau frein sur le banc d'essai et refroidissement à eau

Suite aux résultats obtenus par les essais sur le frein Rheonetic MR qui avait un problème de chauffage qui risquait de le détériorer et qui diminuait de ses caractéristiques mécaniques, on a muni ce nouveau frein d'un système de refroidissement à l'eau. En effet, on peut faire circuler de l'eau dans le serpentin de cuivre qui entoure le frein. En plus de la surface d'échange plus grande qui permettra une évacuation plus importante de la chaleur, cette circulation d'eau contribuera à refroidir davantage ce frein lorsque sa température augmente.

Pour ce fait, on installe le nouveau frein MR sur le banc d'essai, on le connecte donc à une petite pompe à eau pour faire circuler de l'eau dans le serpentin placé autour du frein afin de le refroidir.

Caractéristiques de la pompe utilisée : Little Giant Pump Co. Oklahoma City, OK, 73112-2995 U.S.A., CAT. 501086, Model 1-T, A 1 Phase, 115 V, 60 Hz.

On pourra donc dans ce qui suit faire les essais de freinage soit par refroidissement à l'eau en branchant la pompe au frein, soit par refroidissement à l'air en débranchant la pompe et en activant le ventilateur placé à proximité du frein. On commence par les essais qui permettent de voir le comportement du fluide MR utilisé dans ce frein quand il est soumis à un champ magnétique constant.

10.2 Caractérisation du fluide MR utilisé avec refroidissement à eau

On applique un champ magnétique constant au frein MR et on mesure le couple correspondant aux différentes vitesses de rotation. Cela permettra de tracer le couple en

fonction de la vitesse de rotation alors que le fluide est sous un champ magnétique constant. Cette courbe permettra de connaître le comportement du fluide. Les essais ont été réalisés pour $I = 0,1$ A et $I = 0,2$ A. On obtient les résultats suivants :

Tableau XXIV

Résultats des essais à champ constant

I = 0,2 A		I = 0,1 A	
Vitesse rpm	Couple Nm	Vitesse rpm	Couple Nm
0	4,2	0	3,8
66	4,92	76	4,32
158	5,28	113	4,44
216	5,37	166	4,56
283	5,4	233	4,68
333	5,52	300	4,8
400	5,64	361	4,92
466	5,76	416	5,04
533	5,83	483	5,04
583	5,87	533	5,04
650	5,64	600	5,04
716	5,52	666	5,04
783	5,4		
833	5,28		
866	5,28		
900	5,28		

Le tracé des courbes pour des champs magnétiques constants engendrés par des courants de valeurs respectives $I=0,1$ A et $I=0,2$ A a donné :

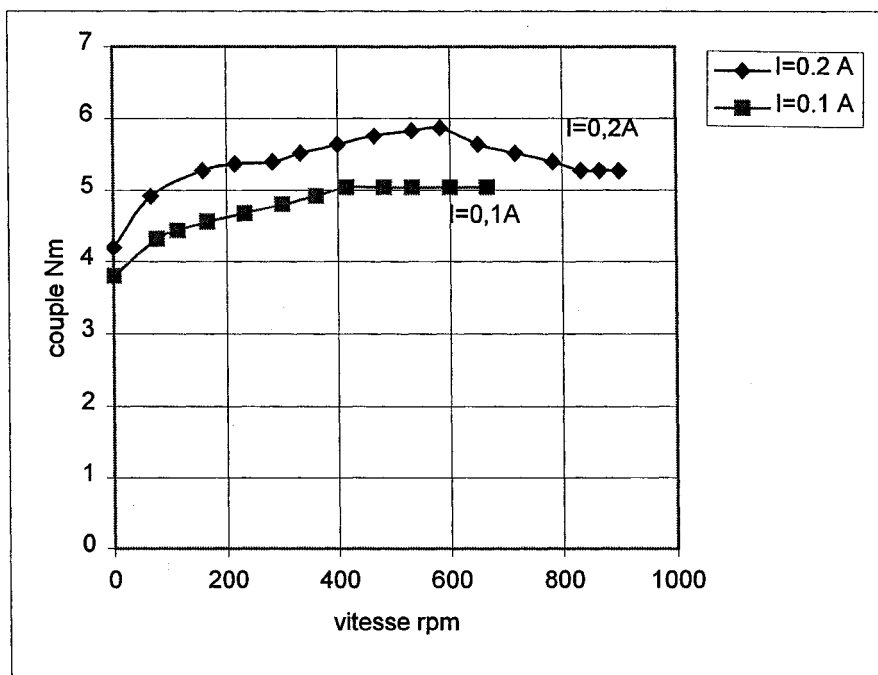


Figure 83 Caractérisation du fluide MR

On remarque qu'on ne peut avoir rotation du système qu'à partir d'une certaine valeur du couple. Donc l'écoulement n'est observé que si l'on dépasse le seuil d'écoulement qui correspond aux valeurs minimales à partir desquelles le fluide entre en cisaillement par rotation du système. Telles que présentées, ces courbes ne suivent pas de façon parfaite le comportement de Bingham. On remarque que la contrainte passe par un maximum et finit par se stabiliser. Ce comportement a également été observé dans le cas des fluides Electro-Rheologique [30] sous un champ électrique constant. Toutefois, on observe une similitude avec le comportement de Bingham si on se place à des vitesses inférieures à 600 rpm. On a en effet un comportement linéaire et les courbes sont parallèles. Ce qui se traduit par une même pente dont la valeur correspondrait, à un facteur près, à la viscosité du fluide MR. Une hypothèse de la perte de performance après 600 rpm serait que les

chaînes se brisent lorsque le cisaillement est trop fort ou que les variations sont trop brusques.

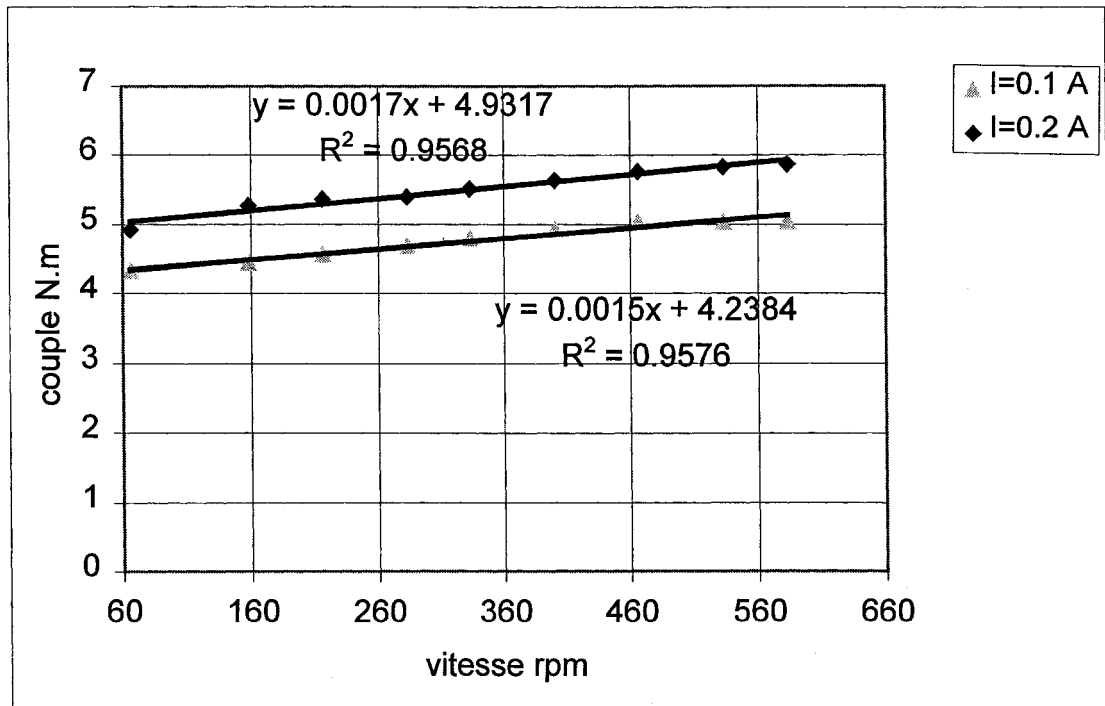


Figure 84 Représentation de la zone linéaire de caractérisation du FMR

On peut considérer que ces courbes ont une pente moyenne de 0,0016 qui correspond, à un facteur près, à la viscosité du fluide.

Sachant que :

$$\dot{\gamma} = \frac{\omega R}{e} \quad (61)$$

On tire :

$$\omega = \frac{e}{R} \dot{\gamma} \quad (62)$$

Et sachant que :

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{C}{R S} \quad (63)$$

On tire : $C = R S \tau \quad (64)$

où : C est le couple appliqué, N.m

e = 1 mm est l'épaisseur du fluide

R = 0,04 m est le rayon moyen du disque

$$S = \pi (R_2^2 - R_1^2) = 85,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Par conséquent, on peut tirer que :

1^{er} cas : I=0,2 A

Quand on applique un courant I= 0,2 A on a un champ magnétique qui engendre un couple de freinage :

$$C = 0,0016 \omega + 4,93 \quad (65)$$

On remplace (62) et (64) dans (65), on obtient la contrainte due au champ magnétique :

$$\tau = 14,34 \cdot 10^3 + 0,116 \gamma \quad (66)$$

Et par identification à l'équation de Bingham définie en (12), on en déduit que :

$$\tau_y(H) = 14,34 \cdot 10^3 \text{ Pa et } \eta = 0,116 \text{ Pa-s, pour un courant de 0,2 A.}$$

2^e cas : I=0,1 A

De la même manière que précédemment, à partir du couple de freinage engendré par le champ magnétique à l'application d'un courant de 0,1 A :

$$C = 0,0015 \omega + 4,24 \quad (67)$$

On déduit :

$$\tau = 12,34 \cdot 10^3 + 0,116 \gamma \quad (68)$$

Et par identification avec (12), on en déduit que :

$\tau_y(H) = 12,34 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ et $\eta = 0,116 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, pour un courant de 0,1A.

Pour caractériser le fluide MR utilisé dans le frein, on lui applique un champ magnétique constant et on mesure le couple de cisaillement aux différentes vitesses de rotation. Pour $I = 0,1 \text{ A}$ et $I = 0,2 \text{ A}$ on a observé une variation significative du couple de cisaillement en fonction de la vitesse de rotation, ce qui a permis de tracer la courbe de la figure (83), mais pour $I = 1,3 \text{ A}$ et $I = 0,4 \text{ A}$, on a observé un seuil d'écoulement de respectivement $16,9 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ et de $20,1 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ (le seuil d'écoulement représente le couple à partir duquel on observe le cisaillement). Pour ces valeurs de I (supérieures à 0,2A), la valeur du couple se maintient constante même quand la vitesse augmente. On n'a pas pu observer de variation significative du couple pour des valeurs de vitesses très élevées allant jusqu'à 900 rpm. Le système a commencé à vibrer et on a arrêté l'essai puisqu'il y avait le risque de détériorer le banc d'essai, on avait dépassé les vitesses de fonctionnement sécuritaires.

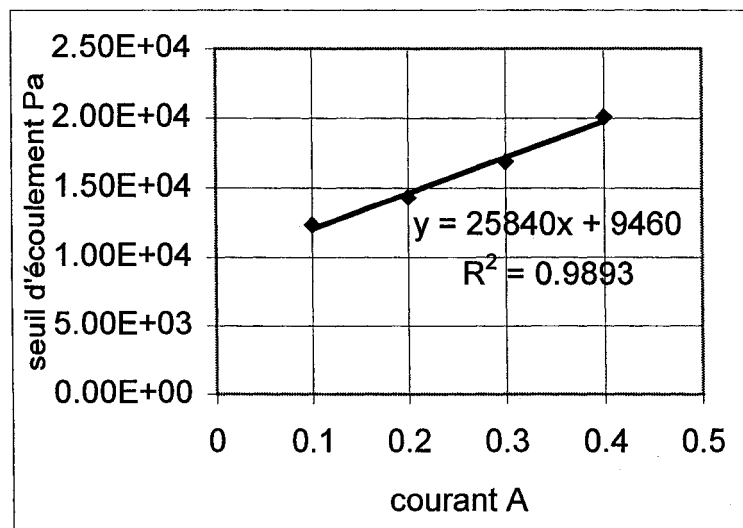


Figure 85 Seuil d'écoulement versus courant appliqué

On obtient une courbe qui peut être approximée par une droite d'équation :

$$\tau_y(H) = 25840I + 9460 \quad (69)$$

En remplaçant (69) dans (12), on obtient :

$$\tau = 0,116\gamma + 25840I + 9460 \quad (70)$$

Cette équation traduit la variation de la contrainte en fonction d'une part du champ magnétique dû à l'application d'un courant I, d'autre part en fonction de la vitesse de cisaillement du fluide. Les essais qui suivent permettront de voir la capacité du frein MR à freiner jusqu'à l'arrêt complet un système en rotation à une certaine vitesse et à connaître la puissance nécessaire pour cet effet.

10.3 Essais du frein pour arrêter le système en rotation avec refroidissement à l'eau

On cherche à savoir si ce frein permet l'arrêt complet du système en rotation et de savoir la valeur de la puissance développée à cette fin.

Afin de prévenir le chauffage du frein MR sous un champ magnétique appliqué, on fait évacuer la chaleur dégagée. Pour cela, on utilise de la glace pour refroidir l'eau qui circule dans le serpentin entourant ce dernier. L'eau dans le bac est à 8 °C. On réalise des essais qui consistent à appliquer un courant sur le frein jusqu'à l'arrêt complet du système. Les essais ont été réalisés pour différentes vitesses. Les résultats sont donnés dans les sections qui suivent.

10.3.1 Essai à partir de 335 rpm

On fait tourner le système à 335 rpm. On applique un courant I au frein pour diminuer progressivement la vitesse jusqu'à l'annuler. On note le couple et le courant affichés à ces étapes de freinage et cela jusqu'à l'arrêt complet du système. On a les résultats suivants :

Tableau XXV

Essais à partir de 335 rpm

Couple Nm	Vitesse rpm	Courant A	Vitesse rd*/s	Puissance w	Température °C
3,6	320	0,1	33,49	120,58	24
5,28	310	0,2	32,45	171,32	27
7,68	170	0,3	17,79	136,65	29
7,8	0	0,35	0	0	32

On trace le graphe de puissance développée pour freiner le système de 335 rpm jusqu'à l'arrêt.

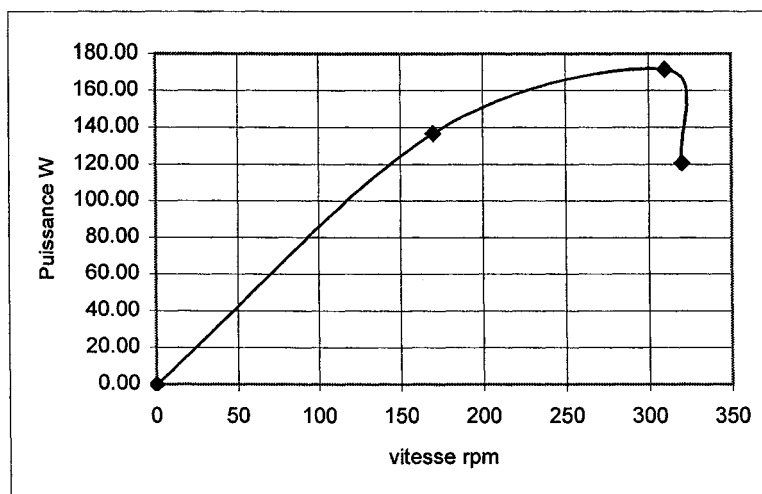


Figure 86 Puissance pour arrêter le système à partir de 335 rpm

On remarque que le frein développe une puissance maximale de 171 W pour une faible puissance électrique fournie.

10.3.2 Essai à partir de 520 rpm

On réalise le même essai que précédemment à partir de 520 rpm jusqu'à l'arrêt du système. On obtient les résultats suivants :

Tableau XXVI

Essai à partir de 520 rpm

Couple Nm	Courant A	Vitesse rpm	Vitesse rad/s	Puissance W	Température °C
3,72	0,1	500	52,33	194,68	24
5,16	0,2	480	50,24	259,24	27
7,92	0,3	420	43,96	348,16	29
10,32	0,4	170	17,79	183,63	32
10,44	0,42	0	0	0	35

On trace le graphe de la puissance développée pour freiner le système de 520 rpm jusqu'à l'arrêt. Pour arrêter le système, on développe 350 W. Selon les caractéristiques du moteur son couple nominal est de 10,29 Nm. 10,44 est proche de son couple de décrochage

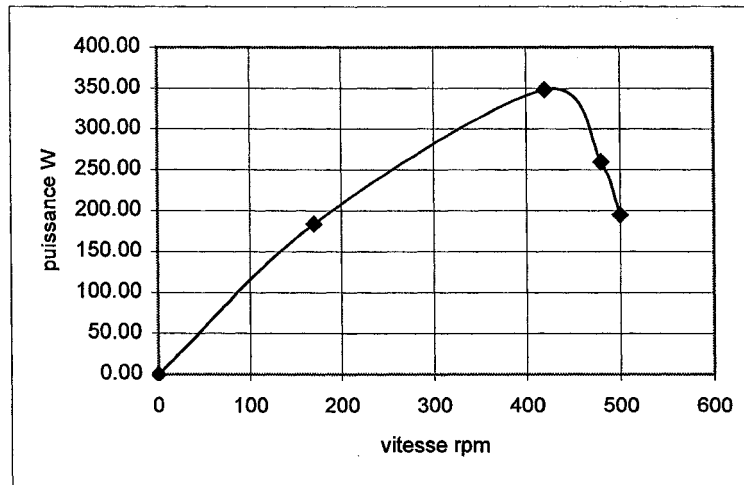


Figure 87 Puissance développée pour freiner à partir de 520 rpm

On remarque que pour arrêter le système en rotation à partir de 520 rpm, on a besoin d'un couple de 10,44 N.m. Cette valeur correspond à 87% de la capacité de lecture du couple mètre. Afin de préserver ce dernier, on propose de ne pas dépasser ses limites pour avoir une lecture correcte des résultats des essais qui suivent.

10.3.3 Évaluation de ces essais avec refroidissement à l'eau

Les essais ont été réalisés à partir de plusieurs vitesses de rotation. Comme on cherche à freiner jusqu'à l'arrêt en respectant les limites du couple mètre qui peut aller jusqu'à un maximum de 12 N.m, on n'a pu réaliser des essais sécuritaires allant jusqu'à l'arrêt du système, qu'à partir de vitesses relativement faibles. En effet, au-delà de 520 rpm, il faut un couple supérieur à la limite permise par le couple mètre.

Les résultats des essais montrent qu'on peut arrêter le système en rotation pour de faibles valeurs de courant. D'autre part on a une faible puissance électrique fournie au frein par rapport à la puissance mécanique développée par ce dernier. En effet, la puissance électrique de commande du frein est de l'ordre de 3 W, pour un courant de 1 A. La résistance de la bobine du frein étant de 3 Ohms. D'autre part, nous notons que :

- la température du frein atteint 35°C,
- il suffit d'un faible ampérage pour générer un couple important
- on peut freiner le système jusqu'à l'arrêt et que le couple atteint une valeur de 10,44 Nm sous 0,4 A.
- on a encore une marge de courant à fournir au frein. Il est prévu qu'on peut aller jusqu'à 2 A, et à 0,4 A, on a déjà atteint 10,44 Nm. Seulement on est limité par le couple mètre qui peut aller jusqu'à un maximum de 12 Nm. On fera donc appel à l'extrapolation des résultats pour prédire les performances de ce frein MR et afin de s'assurer de son comportement lors du maintien du freinage, on propose de faire des essais dans ce sens.

10.4 Essais de freinage avec maintien et refroidissement à l'air

Afin de voir si ce frein conserve ses performances lors du freinage avec maintien dans le temps, on réalise des essais qui consistent à freiner le système de 600 à 500 rpm et de maintenir le couple appliqué d'une valeur de 8 N.m pendant 15 minutes. Cet essai a été réalisé sous refroidissement à l'air. La température a augmenté pour atteindre 50°C sans que le niveau de freinage ne soit affecté. Ce résultat permet de prédire que les caractéristiques magnéto-rhéologiques de ce fluide ne sont pas affectées dans cette gamme de température. Ces conditions d'essais et les résultats trouvés sont prometteurs et encourageants puisqu'on désire appliquer ce frein au freinage d'une petite éolienne et que le refroidissement sera à l'air.

Toutefois, comme on a muni le frein d'un système de refroidissement à l'eau pour prévenir un éventuel chauffage excessif (comme cela a été le cas pour le frein Rheonetic MR), on propose de faire les essais de freinage jusqu'à une vitesse de consigne par le refroidissement à l'air dans un premier temps, puis à l'eau dans un deuxième temps et d'étudier les résultats de ces deux cas de figures.

10.5 Essai de freinage jusqu'à une vitesse de consigne

Pour simuler le freinage d'une petite éolienne, on se propose de faire des essais de freinage à partir d'une certaine vitesse de rotation jusqu'à une vitesse de consigne qu'on s'est fixée à 500 rpm (voir chapitre 5).

10.5.1 Refroidissement à l'air

Comme le frein a été conçu pour le freinage d'une petite éolienne, on fait les essais dans le cas extrême où il faut freiner le système de 700 rpm à 500 (chapitre 5). Les essais ont été réalisés avec un refroidissement à l'air afin de simuler une situation réelle d'utilisation de ce frein. On obtient les résultats suivants :

Tableau XXVII

Essais à partir de 700 rpm, refroidissement à l'air

De n à 500 rpm	Vitesse rpm	Couple Nm	Courant A	Puissance W	Température °C
700 à 500	700	11,4	0,39	596,56	24
650 à 500	650	9,96	0,35	521,21	28
600 à 500	600	8,04	0,3	420,73	34
550 à 500	550	5,76	0,23	301,42	40
500 à 500	500	2,68	0	140,24	48

Ces résultats ont permis de tracer la courbe donnant la puissance nécessaire pour ramener la vitesse à 500 rpm.

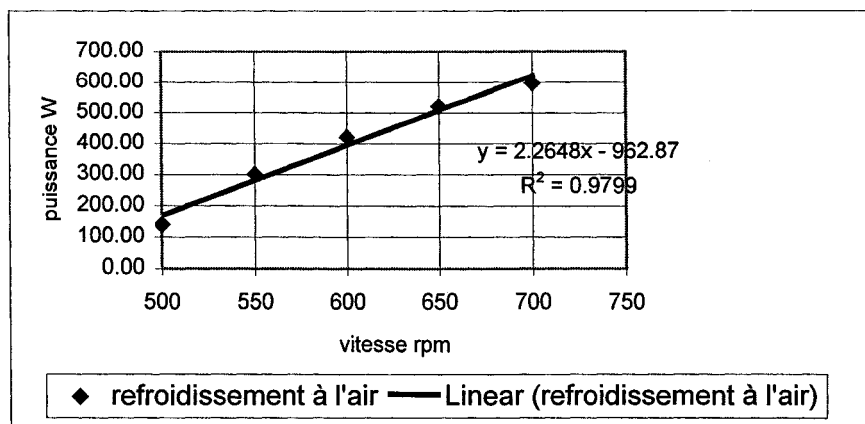


Figure 88 Puissance développée pour ramener la vitesse à 500 rpm

La figure 88 représente la puissance développée pour ramener la vitesse à 500 rpm, elle a une tendance linéaire représentée par l'équation :

$$P = 2.26 n - 963 \quad (W) \quad (71)$$

P étant la puissance développée pour ramener la vitesse de n à 500 rpm, où n est la vitesse à partir de laquelle on freine jusqu'à la valeur limite qui est fixée à 500 rpm. Donc à $n = 500$ rpm, la droite représentant P coupe l'axe à 167 W et on en déduit que $C = 3$ N.m. C'est le couple affiché quand le frein n'est pas en service. Cette valeur correspond à la contrainte de cisaillement engendrée par la viscosité du fluide sous un champ magnétique nul. En effet, en absence de champ magnétique, le fluide montre un comportement de type Newtonien (voir chapitre 2). Les données relevées par les essais ont aussi permis de tracer la courbe donnant le courant appliqué pour délivrer le couple nécessaire pour ramener la vitesse à 500 rpm.

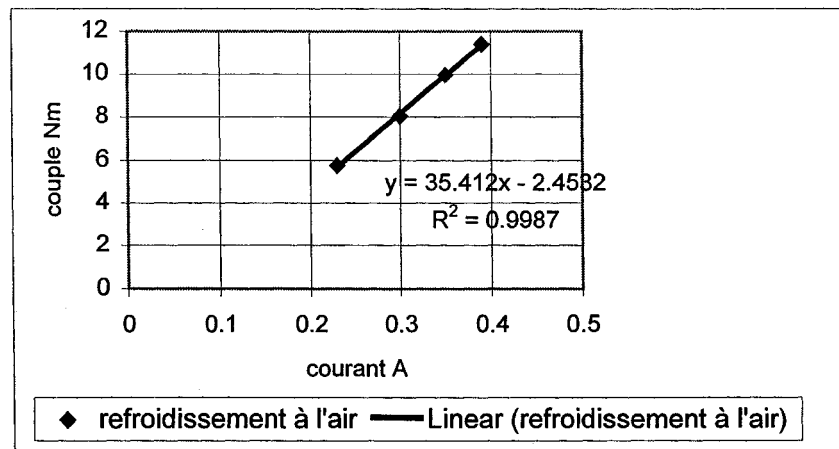


Figure 89 Couple développé versus courant nécessaire

Cette courbe peut être représentée par l'équation :

$$C = 35,4 I - 2,45 \quad (\text{N.m}) \quad (72)$$

où I est le courant nécessaire pour développer le couple C qui ramène la vitesse d'une certaine valeur à 500 rpm.

10.5.2 Refroidissement à l'eau

On refait les mêmes essais que précédemment mais avec un refroidissement par circulation d'eau autour du frein. On note le courant et le couple engendrés pour ramener la vitesse à la valeur désirée de 500 rpm. On obtient les résultats suivants :

Tableau XXVIII

Essai de freinage de 700 à 500 rpm

de n à 500 rpm	Vitesse rpm	Couple Nm	Courant A	Puissance W	Température °C
700 à 500	700	11,2	0,38	586,13	24
650 à 500	650	9,8	0,34	512,87	27
600 à 500	600	8	0,29	418,67	31
550 à 500	550	5,6	0,23	293,07	33
500 à 500	500	2,68	0	140,25	35

On trace le graphe de la puissance développée pour freiner à partir d'une certaine vitesse n jusqu'à 500 rpm.

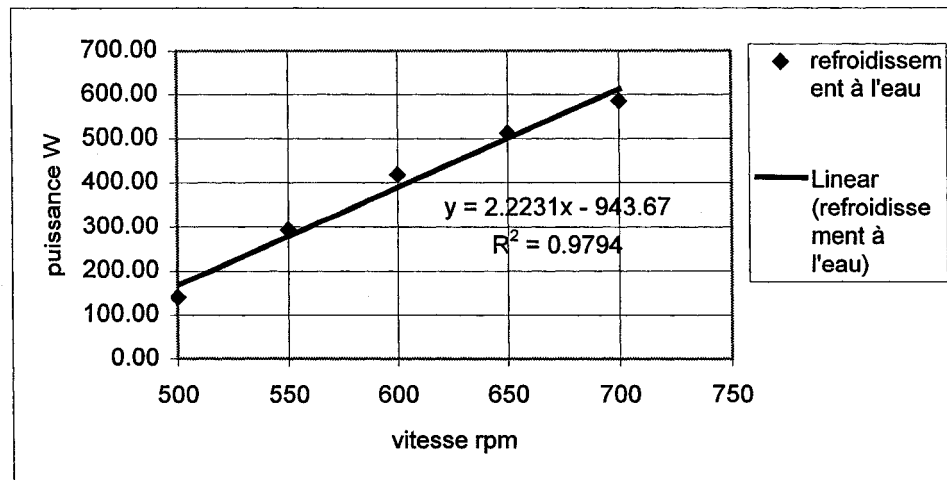


Figure 90 Puissance développée pour ramener la vitesse à 500 rpm

Cette courbe peut être approximée par une droite d'équation :

$$P = 2,22 n - 943,6 \quad (W) \quad (73)$$

où n est la vitesse à partir de laquelle on freine jusqu'à la valeur limite qui est fixée à 500 rpm. Donc au minimum $n = 500$ rpm. Ce qui donne : $P = 166$ W, d'où $C = 3$ N.m. C'est le couple affiché quand le frein n'est pas en service. Cette valeur correspond à la contrainte de cisaillement engendrée par la viscosité du fluide sous un champ magnétique nul.

On peut également tracer le graphe donnant du couple développé versus le courant appliqué.

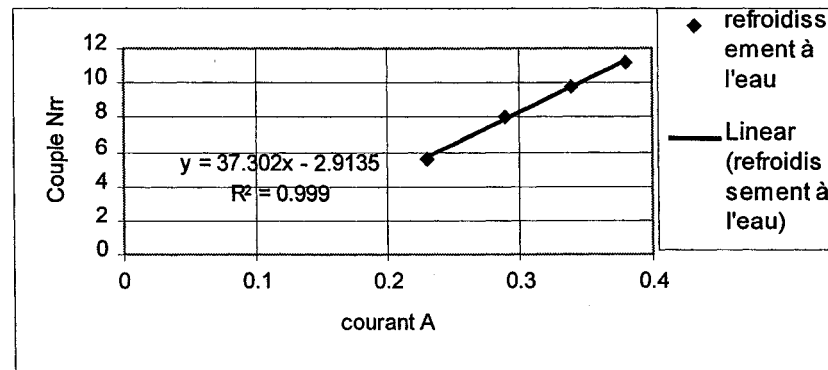


Figure 91 Couple développé versus courant appliqué

Cette courbe peut être approximée par la droite d'équation :

$$C = 37,30 I - 2,91 \quad (\text{N.m}) \quad (74)$$

10.5.3 Comparaison des résultats des deux types de refroidissement

Le frein MR présente un comportement quasi identique lors des essais aussi bien par refroidissement à l'air que par refroidissement par circulation d'eau. Pour mettre en évidence ce phénomène, on a représenté sur le même graphe les résultats des essais similaires.

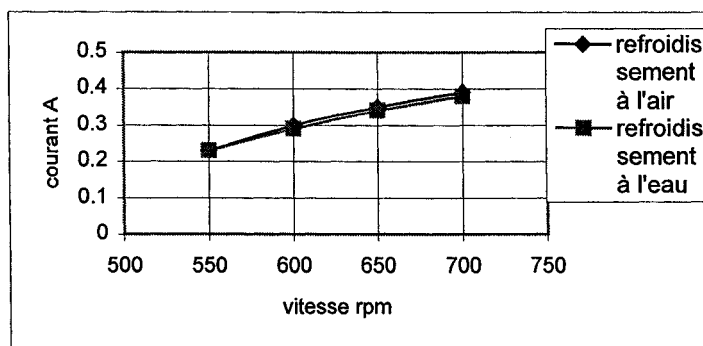


Figure 92 Courant nécessaire dans les deux cas de refroidissement

On remarque que le courant nécessaire est quasiment identique que le refroidissement soit à l'air ou à l'eau.

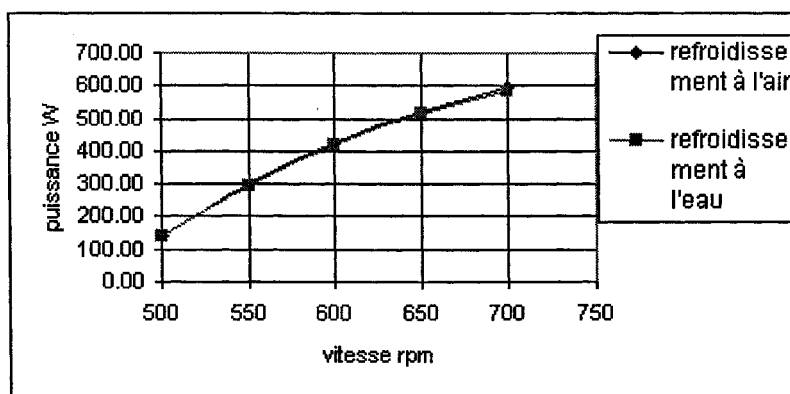


Figure 93 Puissance développée pour les deux cas de refroidissement

On voit que le frein développe la même puissance pour ramener le système d'une certaine vitesse jusqu'à 500 rpm.

10.5.4 Commentaire sur ces résultats

Le refroidissement à l'eau a permis de maintenir la température aux alentours de 35 °C. Le refroidissement par circulation d'air permet de maintenir la température aux alentours de 50°C.

Les essais par refroidissement à l'air ne posent pas de problème car le frein a une surface d'échange thermique plus importante et par conséquent la chaleur est évacuée par la circulation d'air et le frein ne chauffe pas de façon excessive. Les essais sous les deux systèmes de refroidissement donnent des résultats quasi identiques. On peut dire que le fluide n'est pas affecté dans ces gammes de températures où il a été sollicité. Le couple de freinage se maintient même quand la température extérieure du frein atteint 50 °C.

Étant limité par le couple mètre qui peut indiquer un couple maximal de 12 Nm, on ne peut pas solliciter le frein jusqu'à sa capacité maximale. Sous un courant de 0.4 Nm, on a un couple de 11,4 Nm, valeur proche de la capacité limite du couple mètre. Ce frein est prévu pour travailler jusqu'à 2 A. On ne doute point de la réserve de puissance et de couple que peut fournir ce dernier mais on ne peut estimer sa performance que par extrapolation des résultats obtenus dans les gammes de courant qu'on a pu appliquer. D'autre part, la mesure de la résistance du frein MR donne $R = 3 \text{ Ohm}$. Donc à sa limite de courant la tension vaut 6 V. Ce qui correspond à une puissance électrique de 12 W.

Les courbes donnant le couple versus le courant appliqué sont presque identiques et ont une tendance plutôt linéaire pour les deux cas de refroidissement. On propose donc l'extrapolation des résultats pour des valeurs plus élevées de courant.

10.5.5 Extrapolation des résultats

Ce frein a été conçu pour le freinage d'une petite éolienne. Il sera donc soumis à un brassage d'air causé par la rotation des pâles de l'éolienne. Comme les résultats pour les deux types de refroidissement sont quasi identiques, on propose de faire l'extrapolation des résultats du refroidissement à l'air, en ne tenant pas compte de la saturation et en supposant que le circuit magnétique travaille dans la zone linéaire.

En se référant à l'équation (70), on peut par extrapolation estimer le couple maximal fourni par le frein s'il est sollicité à 1 A. D'après l'équation (69), on peut déduire la valeur de n : $n = 1188,9 \sim 1190$ rpm, et ce pour une puissance de commande de 3 W.

En supposant une linéarité parfaite entre les différentes variables, on pourrait donc rabaisser la vitesse de 1190 rpm jusqu'à 500 rpm en fournissant au frein un courant de 1 A. Il développerait donc un couple de 33 Nm et une puissance mécanique de 1720 W. Toutefois des essais doivent être entrepris pour déterminer l'influence de la saturation magnétique et vérifier la véracité de cette hypothèse.

10.6 Régulation

De même que pour le montage avec le frein MR précédent, on réalise la régulation de la vitesse de rotation par le PID ultérieurement utilisé suivant le schéma de la figure 94.

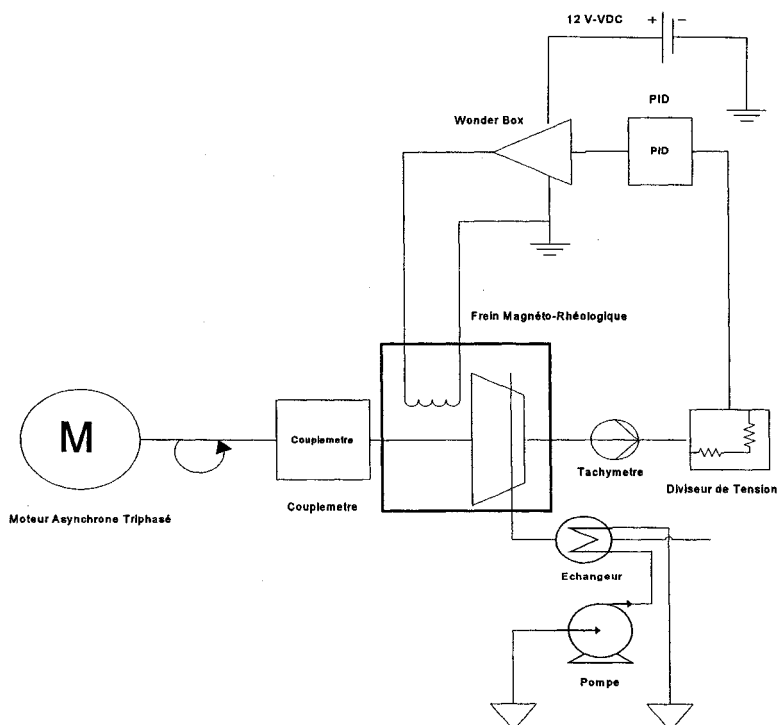


Figure 94 Banc d'essai muni du système de régulation par PID

On raccorde donc le système au régulateur PID tel que montré à la figure 94 et on réalise des essais en fixant la consigne à la valeur désirée, on fait les essais dans le cas extrême où il faut freiner le système de 700 rpm à 500 rpm (voir 10.5.1). Dans la figure 95 on représente la réponse du frein pour l'essai dans le cas extrême, la représentation de la sortie a été faite à partir de 700 rpm, on remarque que le régulateur essaie de remettre la vitesse à la consigne donnée. La vitesse fluctue quelques secondes autour de la consigne et finit par la suivre après quelques secondes. On change la vitesse par l'intermédiaire du variateur de vitesse et le PID la remet à la valeur de consigne. De la même manière, en changeant la consigne, le PID se réajuste pour suivre cette nouvelle donnée.

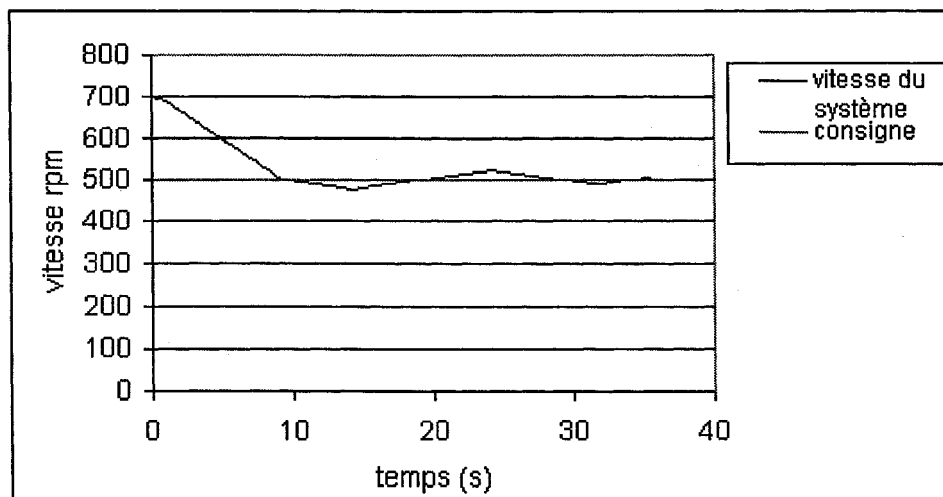


Figure 95 Régulation du système par PID

CONCLUSION

On a étudié la possibilité d'utiliser le frein MR 'Rhonetic MRB-2107' pour le freinage d'une petite éolienne. Pour simuler cette dernière et prendre les mesures de couple, de vitesse et de température du frein MR, on a utilisé un banc d'essai muni d'un moteur, d'un variateur de vitesse, d'un couple mètre, d'un tachymètre, d'un thermocouple et du frein MR étudié.

Les essais sur ce dernier ont montré qu'il rencontre des problèmes de chauffage qui diminuent ses caractéristiques mécaniques par une perte du niveau de contrainte due au champ magnétique appliqué. En effet le niveau de freinage ne se maintient pas quand le frein chauffe et d'autre part le couple maximal fourni par ce frein n'est pas suffisant pour freiner une petite éolienne en cas de vent violent portant la vitesse de cette dernière au-delà de 600 RPM.

Aussi, une étude a alors été faite tenant compte du couple désiré, du fluide MR utilisé et de la contrainte maximale qu'il peut fournir sous un champ magnétique appliqué, pour concevoir et réaliser un nouveau frein MR capable de répondre de façon convenable aux exigences de freinage d'une petite éolienne.

Les essais de ce dernier sur le banc d'essai ont donné des résultats très intéressants. En effet, on peut affirmer que le nouveau frein présente des performances intéressantes au niveau du couple de freinage maximum qu'il fournit versus l'intensité de courant qu'on lui applique. D'autre part, sa surface d'échange thermique étant plus importante que le frein Rheonetic étudié, il ne chauffe pas de façon dangereuse pour sa sécurité. En effet, utilisé sous un système de refroidissement à l'eau, sa température extérieure s'est maintenue aux alentours de 35°C; et sous refroidissement par circulation d'air la température a atteint 50°C alors que le frein a été maintenu en position de freinage

pendant 15 minutes sous un couple de 8 Nm. On peut en déduire qu'il pourrait travailler en toute sécurité avec un simple refroidissement à l'air.

L'extrapolation des courbes empiriques de freinage jusqu'à 500 rpm (sous réserve des hypothèses de linéarités émises) nous indique que ce frein pourrait développer une puissance de l'ordre de 1700 W pour une puissance de commande de 3 W. C'est un frein silencieux, rapide, efficace et qui fournit un couple de freinage donné pour un faible indice de commande.

L'étude effectuée a montré que le freinage d'une petite éolienne en période de grand vent nécessite un couple de freinage de 15 N.m. Par extrapolation, le frein actuel pourrait fournir 33 Nm sous 1 A, valeur plus que suffisante pour remplir largement les exigences pour cette application, si l'hypothèse de linéarité est valide. On peut expliquer cette performance par les dimensions adoptées pour le disque du frein, aussi par la majoration du nombre de spires de la bobine, dont le résultat est l'augmentation du champ magnétique sous un faible ampérage. Le couple de freinage et la puissance se voient alors augmentés de façon importante.

Pour conclure, on peut dire que ce frein répond largement aux exigences de freinage d'une petite éolienne de 200 à 500W et qu'il peut faire l'objet d'autres applications nécessitant un couple plus élevé, une réponse instantanée et un faible indice de commande.

RECOMMANDATIONS

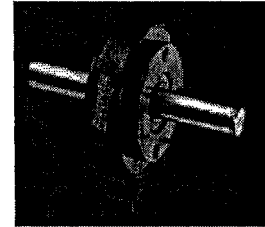
Les résultats obtenus pour les performances de ce frein nous amènent à certaines recommandations qui peuvent donner suite à ce projet. On recommande que ce frein soit essayé sur une petite éolienne pour vérifier s'il remplit les exigences de cette application. Il pourrait également être essayé pour d'autres applications nécessitant un temps de réponse faible, un faible niveau de commande et un couple important. D'autre part, une nouvelle application probable pour ce frein serait de l'essayer pour l'amortissement de vibration.

ANNEXE 1

Spécification du frein Rheonetic MRB-2107

LORD Rheonetic™ Magnetically Responsive Technology

MR Brake MRB-2107-3 Product Bulletin



General

MRB-2107-3 is a compact magneto-rheological (MR) fluid proportional brake unsurpassed in its combination of controllability, responsiveness, and functionality. These smooth-acting brakes require substantially less power to operate than eddy current or magnetic hysteresis brakes. As a magnetic field is applied to the MR fluid inside the brake the characteristics of the fluid increase with practically infinite precision and in under 10-millisecond response time. Featuring a simple, yet rugged design, a high torque, and quiet operation, this MR brake is especially well suited for a wide variety of applications ranging from pneumatic actuator control to precision tension control to haptic force feedback in applications such as steer-by-wire.

Recommended Accessories

Wonder Box™ Device Controller Kit (Lord part number RD-3002-03), which includes a power supply and banana plugs.

Benefits

- Precise and instantaneous control
- Easy integration
- Low voltage and current requirements
- High torque at low speed
- Rugged design and construction

Special Instructions

- Horizontal orientation is recommended
- Recommended operating outer surface temperature range is -20° to 160° F (-30° to 70°C)

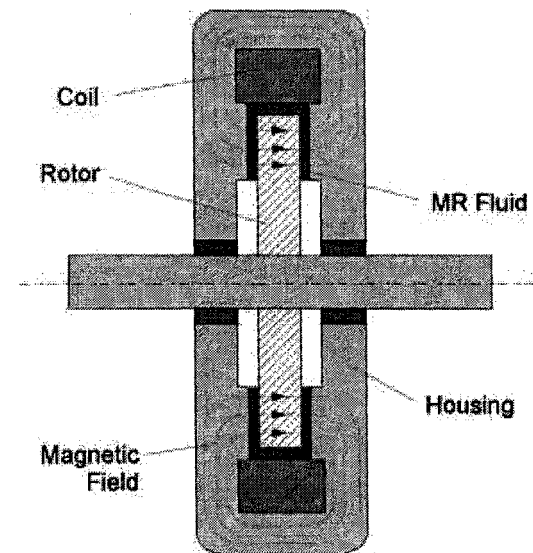
Additional Information

- MRB-2107-3 has backlash by design. If your application requires a brake that does not have backlash, please contact us.

Typical Data*

Diameter	3.63 in (92.2 mm)
Length	1.44 in (36.6 mm)
Weight	3.1 lb (1.41 kg)
Maximum on-state torque	50 in-lb (5.6 Nm)
Minimum off-state torque	<3 in-lb (<0.3 Nm)
Maximum current	1.0 Amp
Resistance	8 ohms
Maximum operating speed	1000 RPM
Inductance	150 mH
Operating temperature range	-20° to 160° F (-30° to 70°C)

* Data is typical and not to be used for specification purposes.

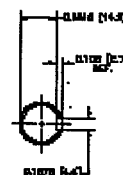
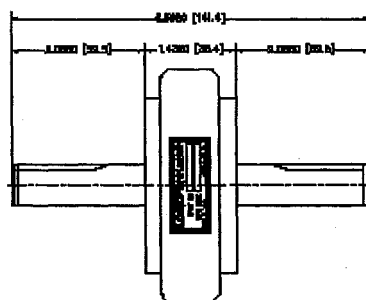


LORD

SOLUTIONS FOR A WORLD IN MOTION



Torque output is speed independent.



For additional information, please contact us at:
 Lord Corporation, Materials Division, Customer Service Department
 406 Gregson Drive, P.O. Box 8012, Cary, NC 27511
 Telephone: 888-811-5673, ext. 2124 Telephone Outside the U.S.: 919-489-2500, ext. 2124 Fax: 919-481-0349
 E-mail: mrfluid@lord.com or visit us at our website at www.mrfluid.com

Values stated in this bulletin represent typical values as not all tests are run on each lot of material produced. For formalized product specifications for specific product and uses, please contact our Customer Service Department. Information provided herein is based upon tests believed to be reliable. It as much as Lord Corporation has no control over the manner in which others may use this information, it does not guarantee the results obtained by others. In addition, Lord Corporation does not guarantee the performance of the product or the results of implied warranty of merchantability, or fitness for a particular purpose concerning the effects or results of such uses. Resinate is a trademark of Lord Technical, Inc., a subsidiary of Lord Corporation. 2003-20-0 Printed in USA © 2003, Lord Corporation

LORD
SOLUTIONS FOR A WORLD IN MOTION

ANNEXE 2

Détermination de la raideur du ressort

Afin de déterminer la raideur du ressort constituant le frein aérodynamique, on a réalisé des essais qui consistent à appliquer au ressort une force connue et à mesurer son allongement. Le tableau ci-dessous indique les forces appliquées au ressort et les allongements correspondants.

Force N	Déplacement mm
75	3,19 E-03
100	4,27 E-03
125	5,34 E-03
150	6,40 E-03
175	7,45 E-03
200	8,54 E-03

La figure A2 montre la variation de la force avec l'allongement. La pente de la droite est la raideur du ressort, soit $k = 23\,400 \text{ N.m}$.

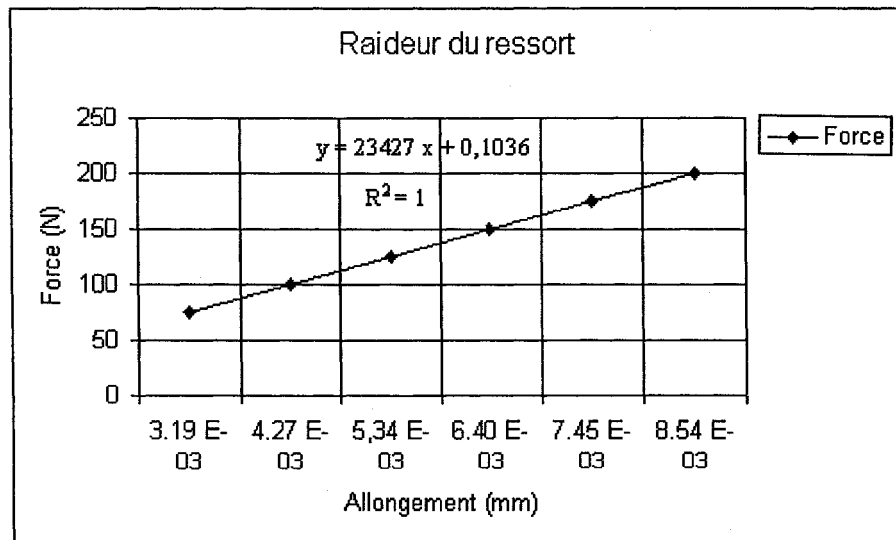


Figure A2 Force appliquée au ressort versus allongement

ANNEXE 3

Vérification du bon étalonnage du tachymètre

Sur le tachymètre, il est indiqué 0,06 V/RPM. On vérifie cette indication en faisant des essais de vitesse et en notant les voltages correspondants. On trace la courbe $V=f(\text{RPM})$ et on détermine la pente de cette courbe qui donne le coefficient de proportionnalité entre la vitesse et le voltage indiqué par le tachymètre. Les essais ont donné les résultats suivants :

Vitesse RPM	Voltage V
119	7,14
149	8,87
178	9,81
208	12,35
237	14,16
267	15,9
281	16,8
372	22,2
431	25,9
491	29,45
552	33
611	36,75

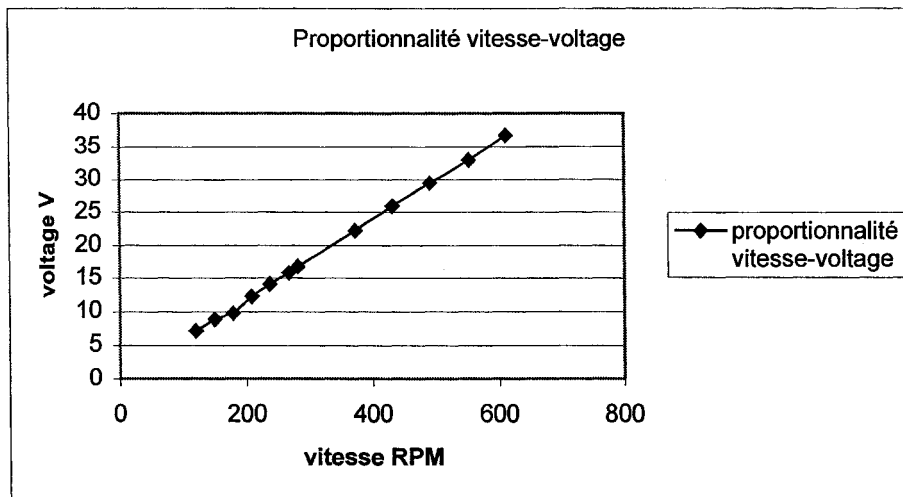


Figure A3 Puissance développée à partir de 600 rpm.

On trouve une pente de $0,0599 \equiv 0.06 \text{ V/RPM}$. C'est la valeur affichée sur le tachymètre.

ANNEXE 4

Caractérisation du moteur par frein Magtrol

Caractérisation du moteur à partir d'autres vitesses par freinage avec le frein Magtrol:

1- À partir de 400 rpm.

Couple Nm	Vitesse tr/mn	Vitesse rad/s	Puissance W
0,54	-400	-41,87	22,61
1,26	-390	-40,82	51,43
2,4	-380	-39,77	95,46
3,62	-370	-38,73	140,19
4,82	-360	-37,68	181,62
6,02	-346	-36,21	218,01
7,56	-294	-30,77	232,64
7,8	-260	-27,21	212,26
7,8	0	0,00	0,00
7,32	282	29,52	216,06
6,6	310	32,45	214,15
6,03	332	34,75	209,54
4,8	350	36,63	175,84
3,6	378	39,56	142,43
2,4	382	39,98	95,96
1,2	390	40,82	48,98
0,54	400	41,87	22,61

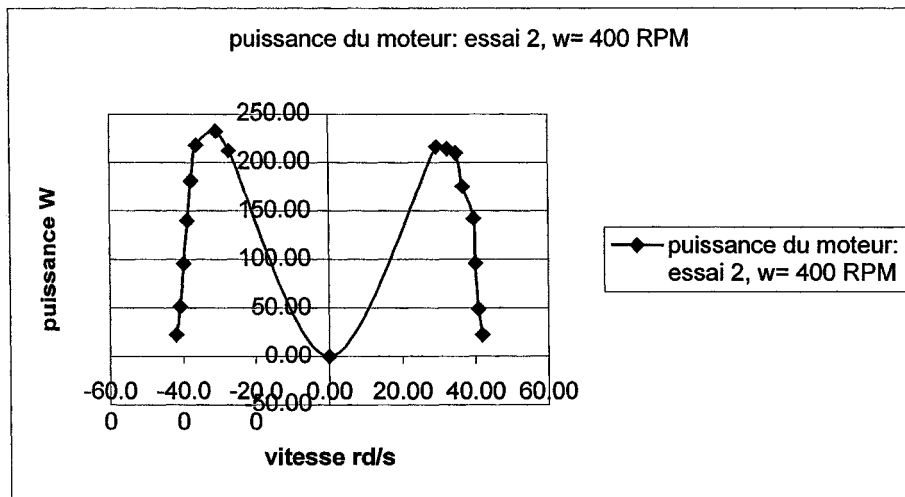


Figure A.4.1 Puissance développée à partir de 400 rpm.

2- À partir de 500 rpm: On part d'une vitesse de rotation de 500 rpm.

Couple Nm	Vitesse tr/mn	Vitesse rad/s	Puissance W
0,54	-500	-52,33	28,26
1,21	-490	-51,29	62,06
2,45	-485	-50,76	124,37
4,21	-475	-49,72	209,31
5,41	-456	-47,73	258,21
6,03	-450	-47,10	284,01
7,25	-400	-41,87	303,53
7,82	-370	-38,73	302,84
8,47	-333	-34,85	295,21
8,52	0	0,00	0,00
4,47	298	31,19	139,42
7,8	349	36,53	284,92
7,2	379	39,67	285,61
6,07	414	43,33	263,03
5,4	434	45,43	245,30
4,89	445	46,58	227,76
4,2	456	47,73	200,46
3,6	475	49,72	178,98
3	480	50,24	150,72
2,42	489	51,18	123,86
1,83	490	51,29	93,85
0,54	500	52,33	28,26

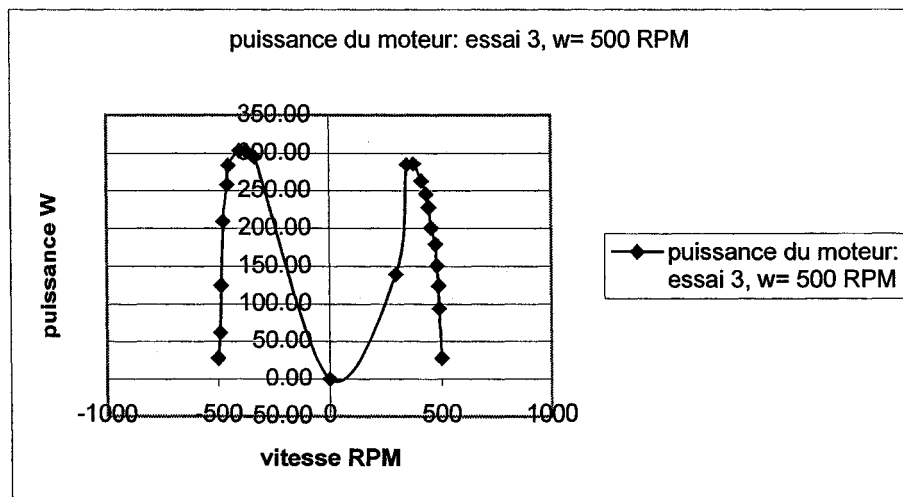


Figure A.4.2 Puissance développée à partir de 500 rpm.

3- À partir de 600 rpm: on part d'une vitesse de rotation de 600 rpm.

couple Nm	vitesse tr/mn	vitesse rad/s	puissance W
0,54	-600	-62,80	33,91
1,21	-590	-61,75	74,72
2,45	-580	-60,71	148,73
3,67	-570	-59,66	218,95
4,82	-560	-58,61	282,52
6,12	-540	-56,52	345,90
7,27	-525	-54,95	399,49
8,42	-500	-52,33	440,65
9,62	-457	-47,83	460,15
10,2	0	0,00	0
9,72	400	41,87	406,94
9	440	46,05	414,48
8,46	470	49,19	416,18
7,83	490	51,29	401,57
7,29	516	54,01	393,72
6	550	57,57	345,40
4,8	562	58,82	282,35
3,63	575	60,18	218,47
2,45	585	61,23	150,01
1,25	600	62,80	78,50
0,54	600	62,80	33,91

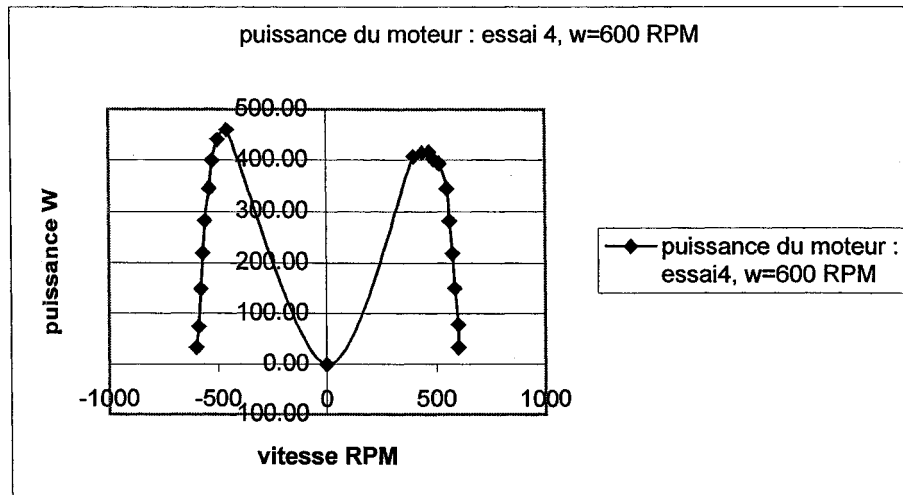


Figure A.4.3 Puissance développée à partir de 600 rpm.

ANNEXE 5

Caractérisation du moteur par le frein MR

Essai de caractérisation du moteur par le frein MR à partir de 200 rpm jusqu'à l'arrêt.

Vitesse RPM	Tension V	Courant A	Couple Nm	Vitesse rad/s	Puissance W
202	0	0	0,6	21,14	12,69
189	3,5	0,4	1,8	19,78	35,61
176	5	0,6	3,12	18,42	57,47
166	6	0,7	3,72	17,37	64,63
105	8	0,9	4,44	10,99	48,80
98	9	0,95	5,16	10,26	52,93
48	11	1	5,28	5,02	26,53
0	11	1	5,76	0,00	0,00
82	7	0,75	4,92	8,58	42,23
140	6	0,65	4,68	14,65	68,58
156	5	0,5	4,32	16,33	70,54
169	4	0,4	3,24	17,69	57,31
178	3	0,3	2,76	18,63	51,42
189	2	0,2	1,68	19,78	33,23
200	1	0,1	0,81	20,93	16,96
202	0	0	0,6	21,14	12,69

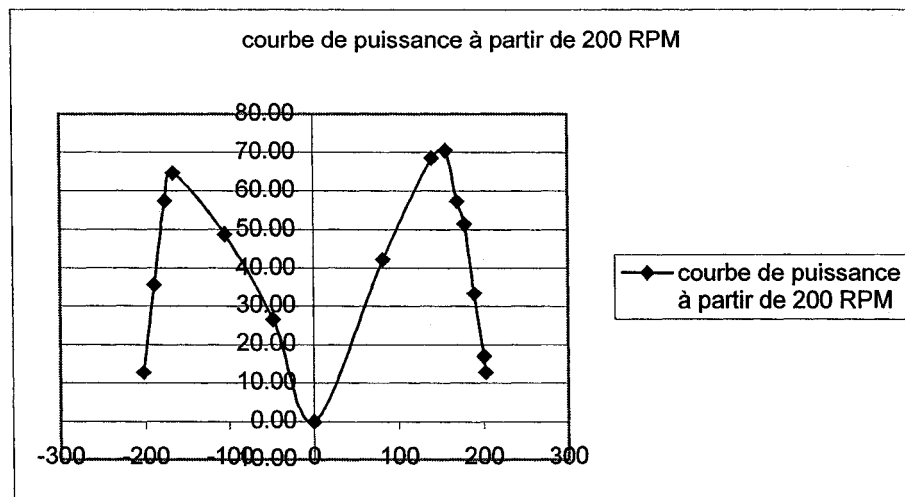


Figure A5 Puissance développée à partir de 600 rpm.

ANNEXE 6

Photos du banc d'essai

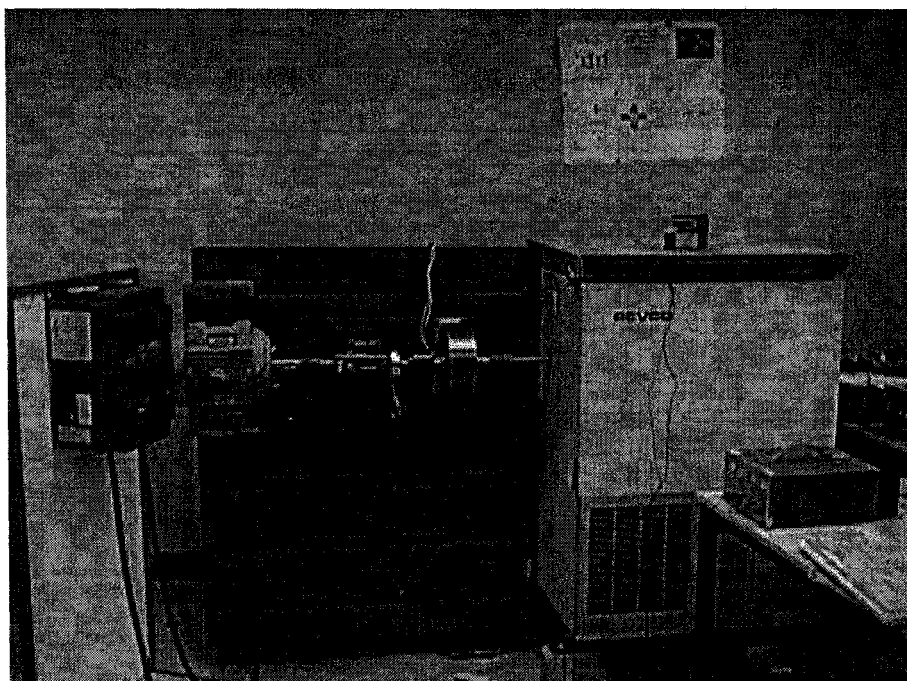


Figure A6.1 Vue d'ensemble du banc pour les essais à froid

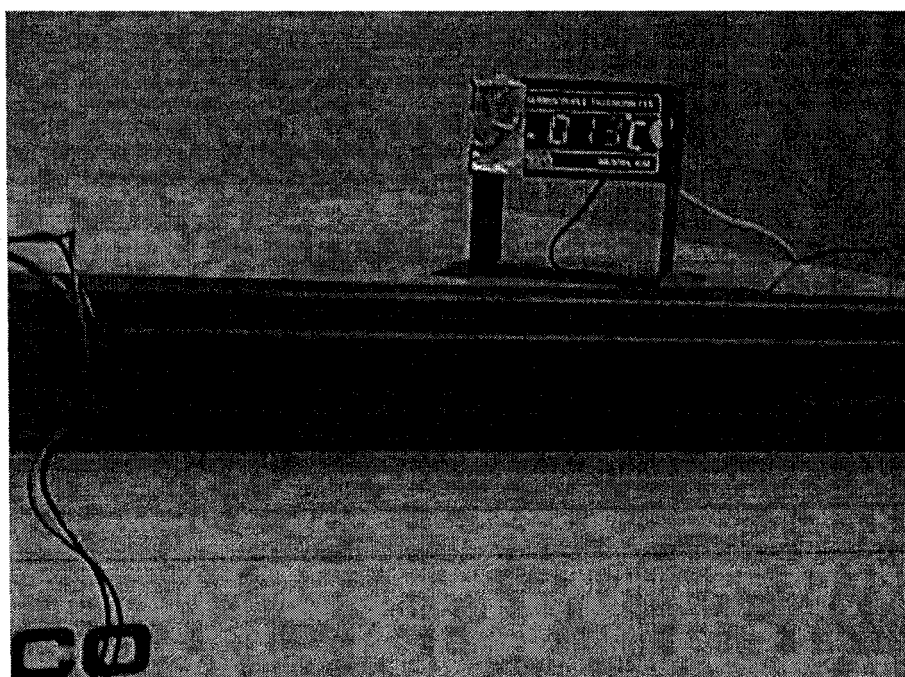


Figure A6.2 Thermocouple indiquant la température du congélateur
où se trouve le frein

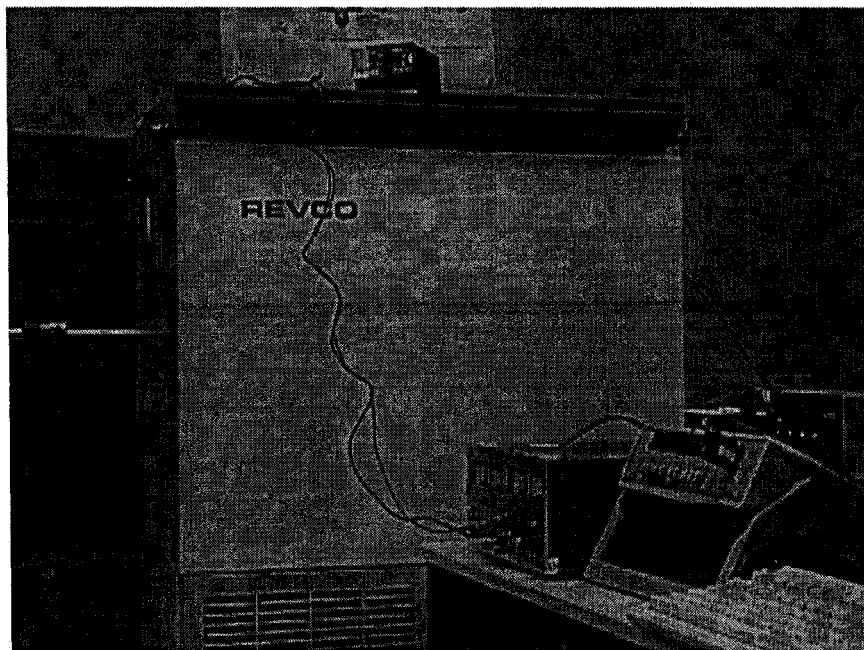


Figure A6.3 Source électrique alimentant le frein à l'intérieur du congélateur

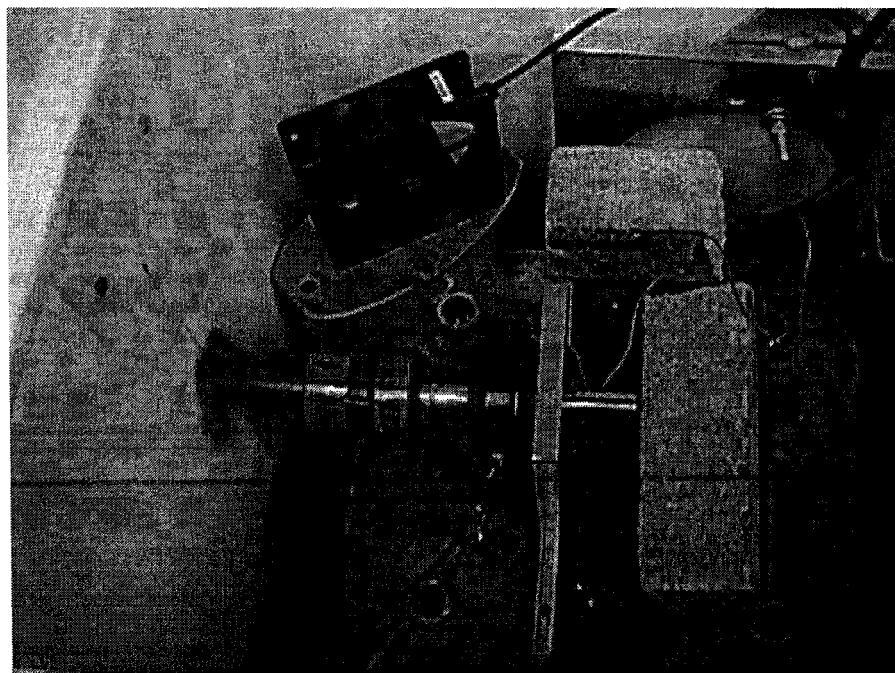


Figure A6.4 Petit ventilateur placé à proximité du frein MR, essai à froid

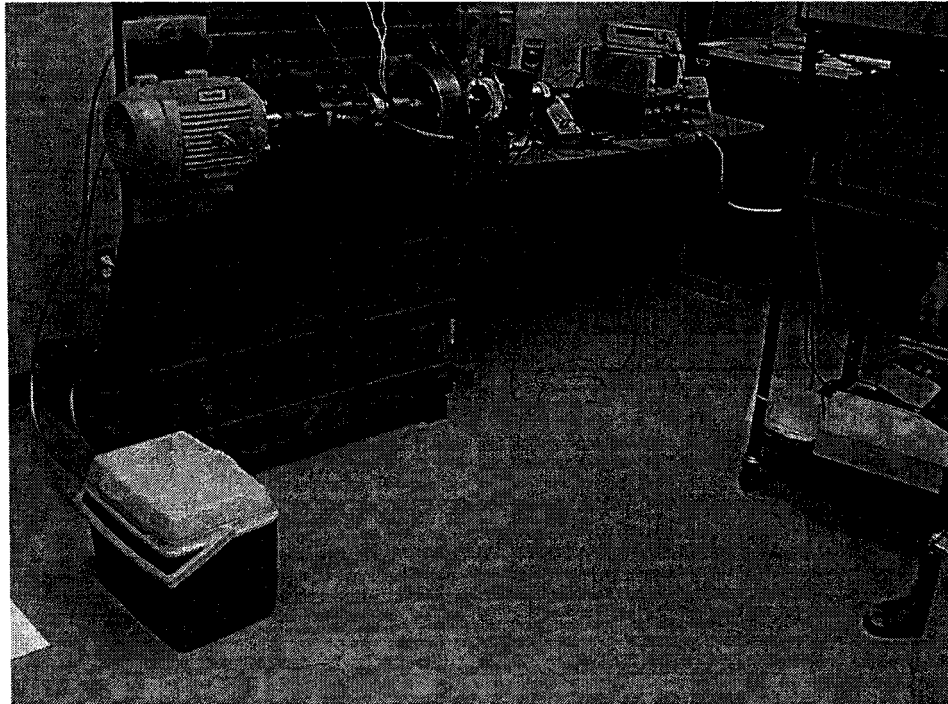


Figure A6.5 Vue du banc muni du système de refroidissement à air du frein MR

ANNEXE 7

Fluide MRF 132

LORD Rheonetic™ Magnetically Responsive Technology

Hydrocarbon-Based MR Fluid MRF-132AD Product Bulletin



General

Magnetically Responsive (MR) fluids dynamically and optimally regulate energy dissipation. When a magnetic field is applied to the micron-sized, magnetizable particles in the MR fluid, the damping characteristics of the fluid can be adjusted with practically infinite precision and in under 10-millisecond response time. MR fluids are unsurpassed in their combination of controllability, responsiveness, and energy density.

Explanation of Function

MR fluids can be used in *valve mode* (fluid flowing through an orifice) or *shear mode* (fluid shearing between two surfaces). In the absence of a magnetic field, MR fluid flows freely or allows free movement. Upon application of a magnetic field, the fluid's particles align with the direction of the field in chain-like fashion, thereby restricting the fluid's movement within the gap in proportion to the strength of the field.

Benefits

Lord MRF-132AD is a hydrocarbon-based fluid that offers the following beneficial characteristics:

- Fast Response Time
- High Dynamic Yield Stress
- Low Off-State
- Broad Operational Temperature Range
- High Resistance to Hard Settling
- Easy Remixing
- Non Abrasive

Application

Lord MRF-132AD fluid has been formulated for general use in controllable energy-dissipating applications.

Design Information

For design information, please refer to our engineering note, *Designing with MR Fluids*, found on our website, www.mrfuid.com, under Tech Library.

Usage

Under common flow conditions, no separation is observed between particles and the carrier fluid. A degree of separation may eventually occur under static conditions, but low-shear agitation (shaking or remixing) prior to use will easily re-disperse the particles into a homogeneous state. A paint shaker can mix the fluid adequately. Keep the container tightly closed when not in use.

Cautions

See the Material Safety Data Sheet and container labels for further information on safe use and clean-up procedures. Dispose of any material in accordance with federal and local regulations; consult local waste-disposal authorities.

Properties	Value/Limits
Base Fluid	Hydrocarbon
Operating Temperature	-40°C to 130°C
Density	3.08 g/cc
Color	Dark gray
Weight Percent Solids	81.64%
Coefficient of Thermal Expansion (calculated values)	Unit Volume per °C
0 to 50°C	0.55×10^{-3}
50 to 100°C	0.66×10^{-3}
100 to 150°C	0.67×10^{-3}
Specific Heat @ 25°C	0.80 J/g°C
Thermal Conductivity * @ 25°C	0.25 – 1.96 W/m°C
Flash Point	>150°C
Viscosity	
Calculated for slope between 800 1/s and 500 1/s at 40°C	0.09 (+/- 0.02) Pa-s.

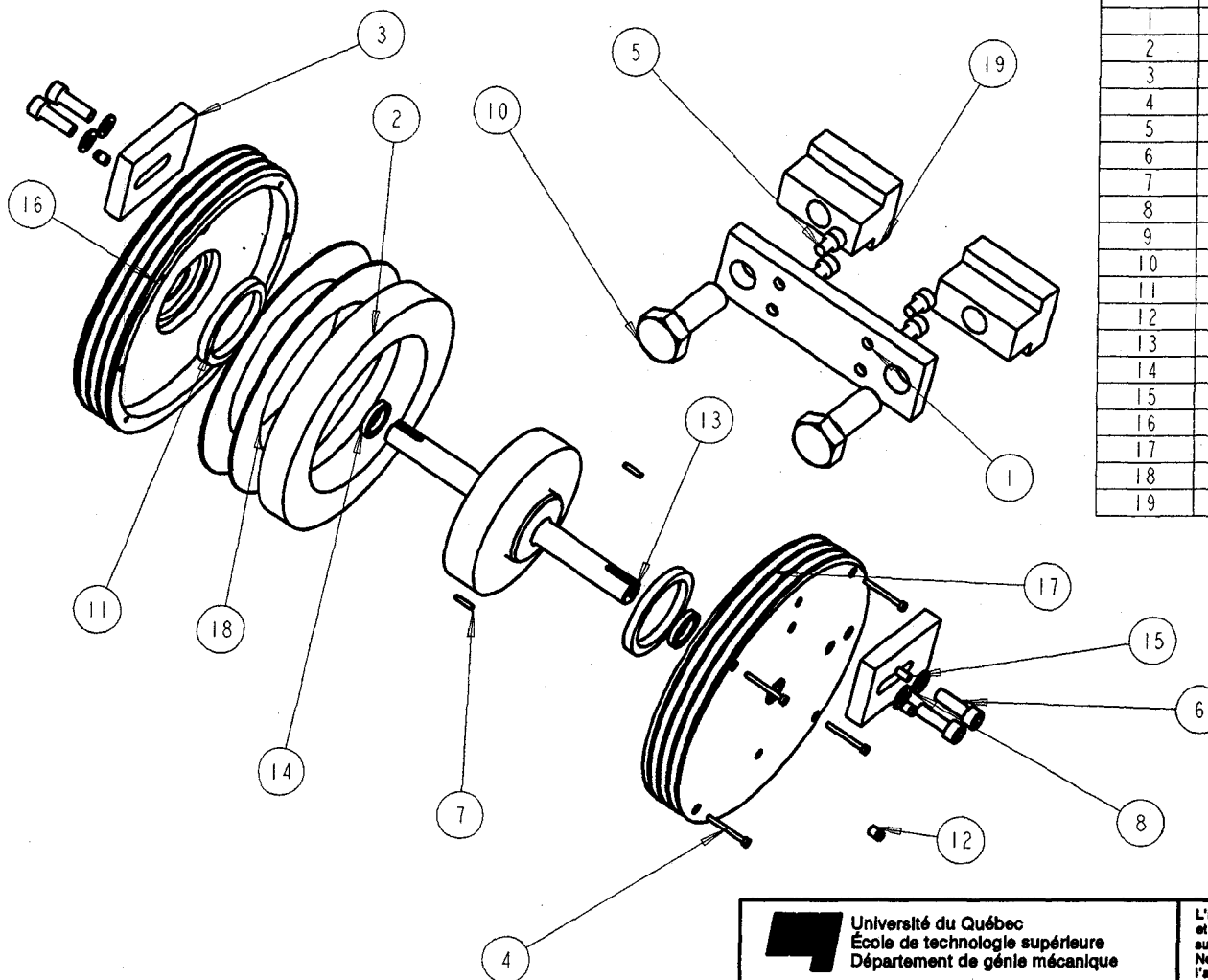
Data is typical and not to be used for specification purposes.

* Values were calculated with and without magnetic fields applied. Thermal conductivity of MR fluid is not strongly dependent on temperature from -30°C and 100°C.



ANNEXE 8

Plan du nouveau frein MR



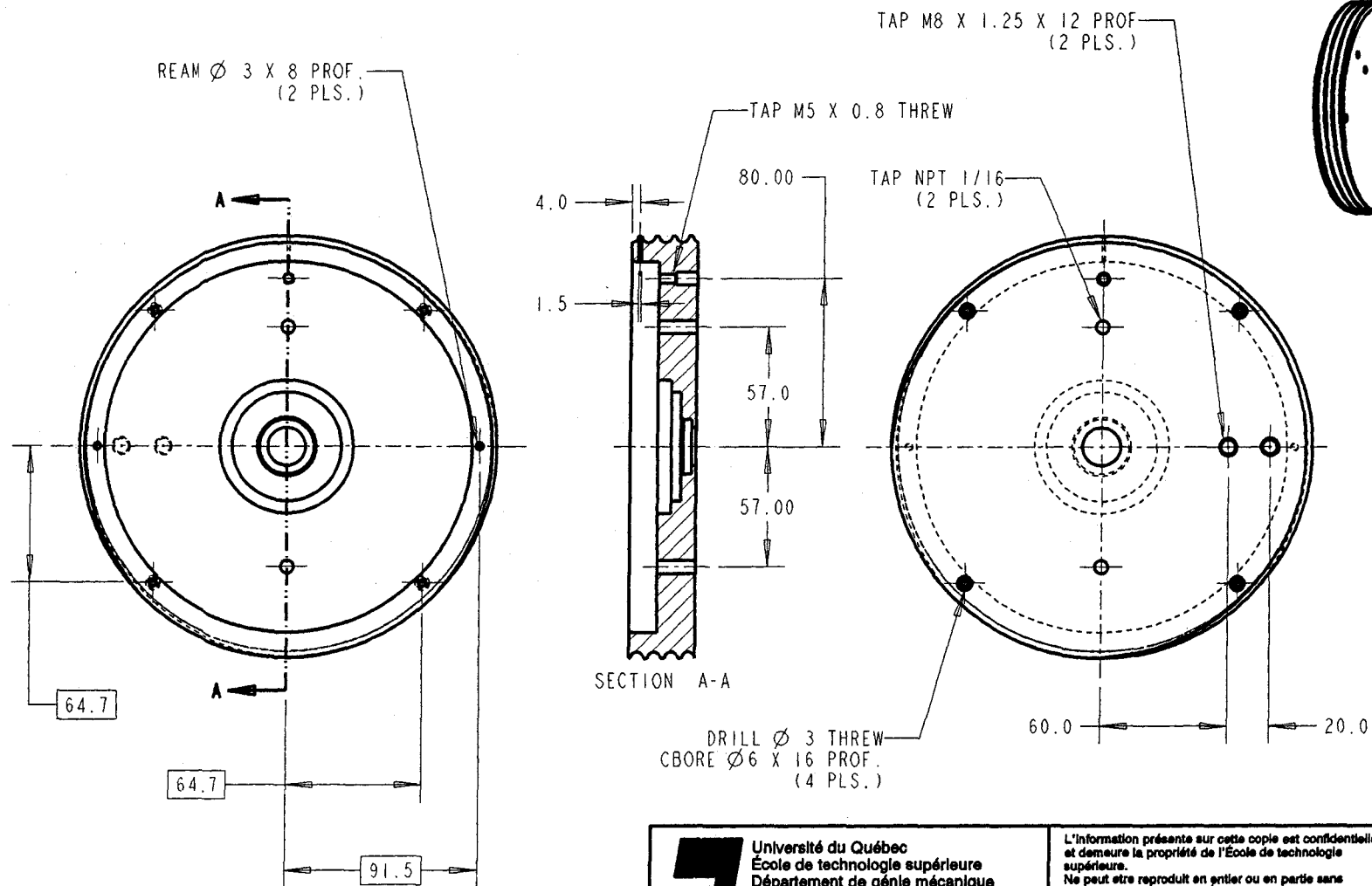
ITEM	DESCRIPTION	QTY.
1	BASE_SUPPORT	1
2	BOBINE	1
3	BRAS_SUPPORT	2
4	CAP_SCREW_M3X0.5X30_MM	4
5	CAP_SCREW_M8X1.25X12_MM	4
6	CAP_SCREW_M8X1.25X25_MM	4
7	DPIN_3X14_MM	2
8	FLAT_WASHER_8_MM	4
9	FREIN_MAGNETIQUE_2	1
10	HEX_BOLT_3_4_10X2_PO	2
11	JOINT_A_LEVRES	2
12	PIPE_SCREW_1_16	3
13	ROTOR	1
14	ROULEMENT_SKF_61803	2
15	SET_SCREW_M5X0.8X10_MM	1
16	STATOR_BAS	1
17	STATOR_HAUT	1
18	SUPPORT_BOBINE	1
19	T_NUT_50	2




Université du Québec
École de technologie supérieure
Département de génie mécanique

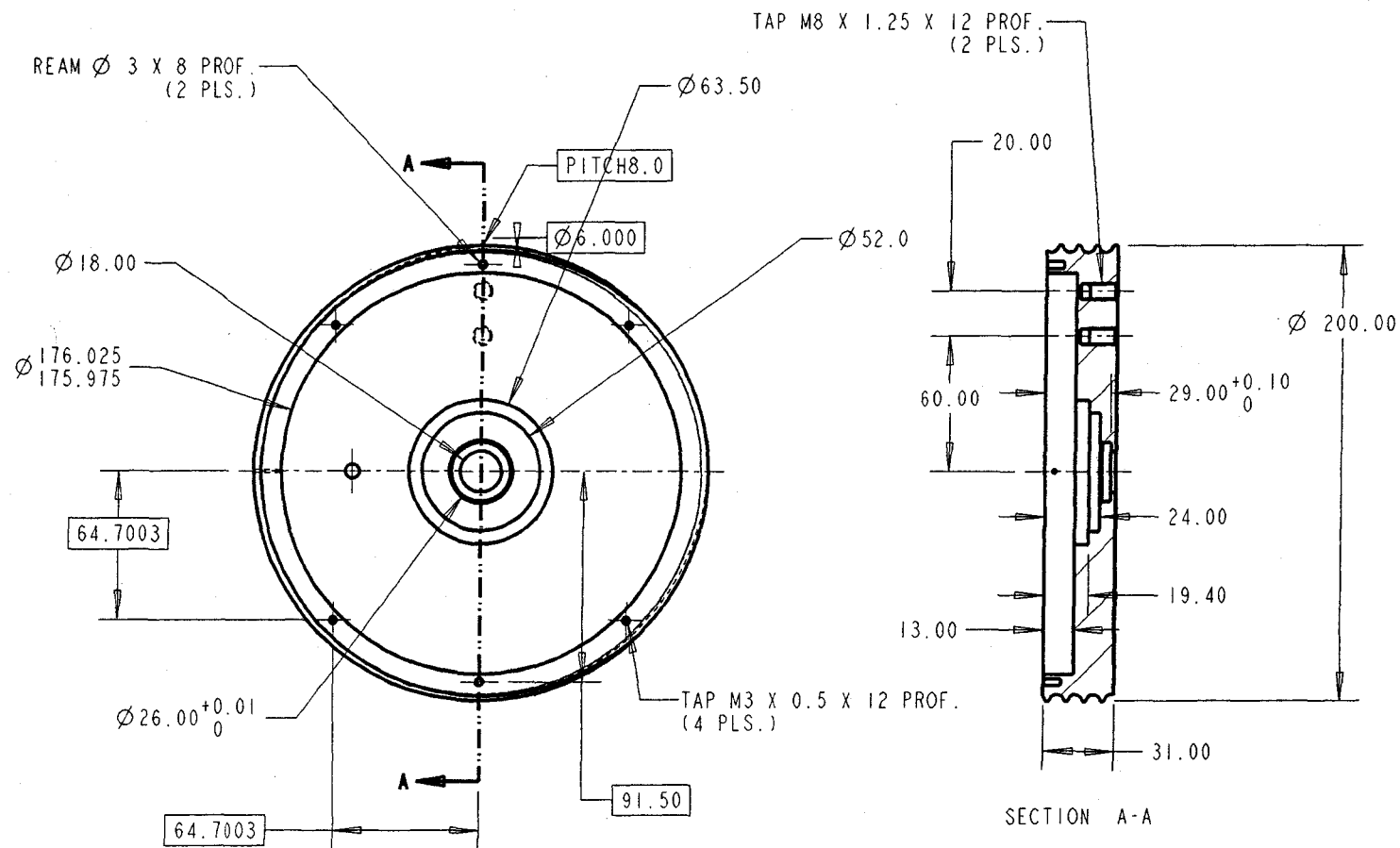
L'information présente sur cette copie est confidentielle
et demeure la propriété de l'École de technologie
supérieure.
Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans
l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.


Dimensions en mm Tolerances non spécifiées X: ±1 X: ±0.5 XX: ±0.1 Ang: ±1°	Projet	R0034		
	Drawing	FREIN_MAGNETIQUE_2		A
	Model	FREIN_MAGNETIQUE_2		ASSEM
	Dessinateur	A. VIGNEAULT		Scale : 0.250
	Sheet 1 of 1	QTY	1	MTL ASSEMBLAGE 09 May 2003



NOTE:
LES DIAMÈTRES ET
LES POSITIONS DES
ÉPAULEMENTS SONT
LES MÊMES QUE SUR
LE STATOR_BAS.

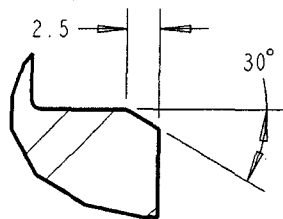
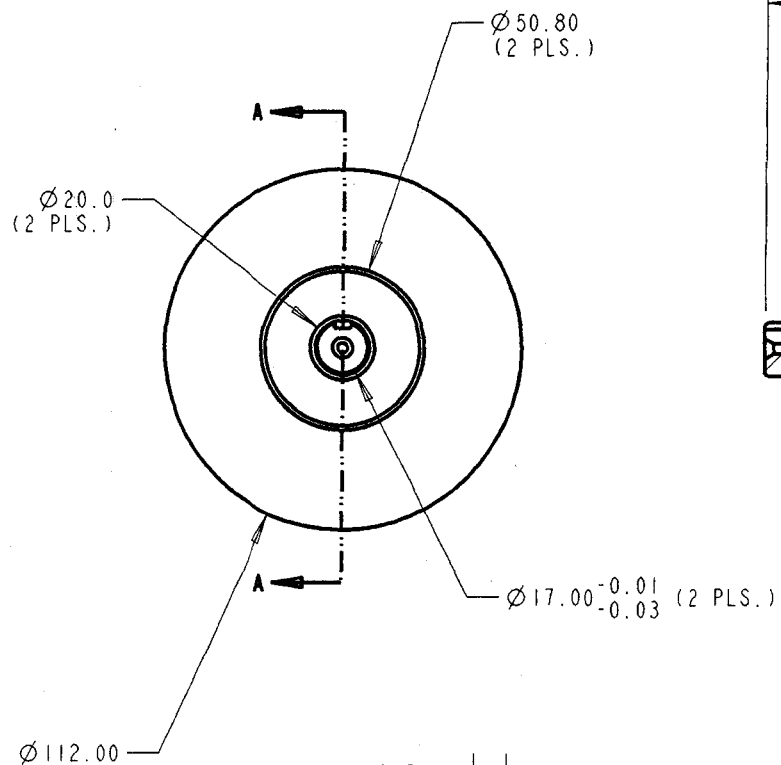
 Université du Québec École de technologie supérieure Département de génie mécanique		L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.		
Dimensions en mm		Projet	R0034	
Tolerances non spécifiées		Drawing	STATOR_HAUT	A
X: ± 1		Model	STATOR_HAUT	PART
.X: ± 0.5		Dessinateur	A. VIGNEAULT	Scale : 0.375
.XX: ± 0.1				
Ang: $\pm 1^\circ$				
Sheet 1 of 1		QTY	1	MTL L.C.S. 12 May 2003



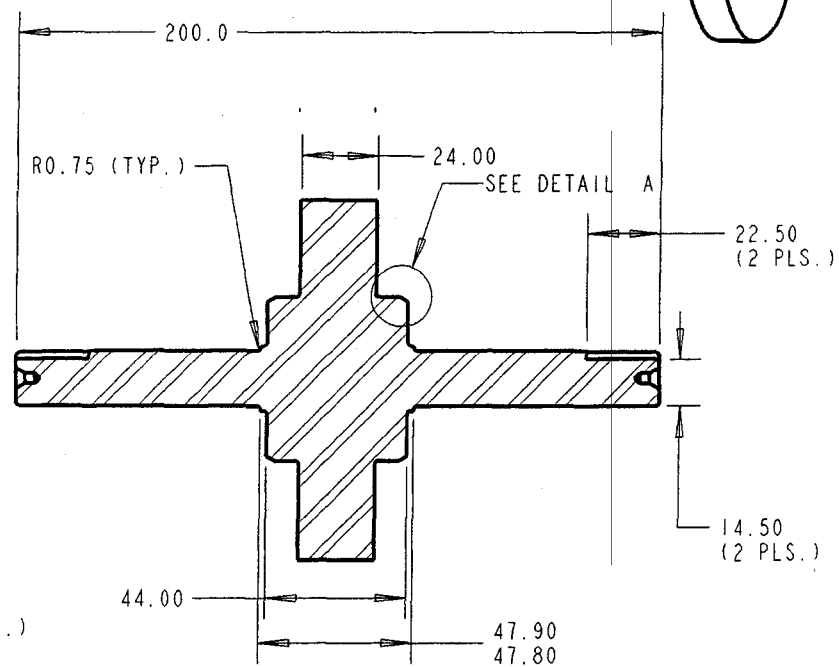

 Université du Québec
 École de technologie supérieure
 Département de génie mécanique

L'information présente sur cette copie est confidentielle
 et demeure la propriété de l'École de technologie
 supérieure.
 Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans
 l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

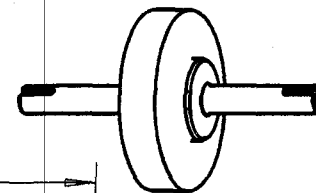
Dimensions en mm	Projet	R0034		
Tolerances non spécifiées	Drawing	STATOR_BAS		A
X: ± 1	Model	STATOR_BAS		PART
.X: ± 0.5	Dessinateur	A. VIGNEAULT		Scale : 0.375
.XX: ± 0.1				
Ang: $\pm 1^\circ$				
Sheet 1 of 2	QTY	1	MTL	L.C.S. 12 May 2003



DETAIL A
SCALE 2.000



SECTION A-A



Université du Québec
 École de technologie supérieure
 Département de génie mécanique

L'information présente sur cette copie est confidentielle
 et demeure la propriété de l'École de technologie
 supérieure.
 Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans
 l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

Dimensions en mm

Tolerances non spécifiées

X: ± 1
 .X: ± 0.5
 .XX: ± 0.1
 Ang: $\pm 1^\circ$

Projet

R0034

Drawing

ROTOR

A

Model

ROTOR

PART

Dessinateur

A.VIGNEAULT

Scale : 0.500

Sheet 1 of 1

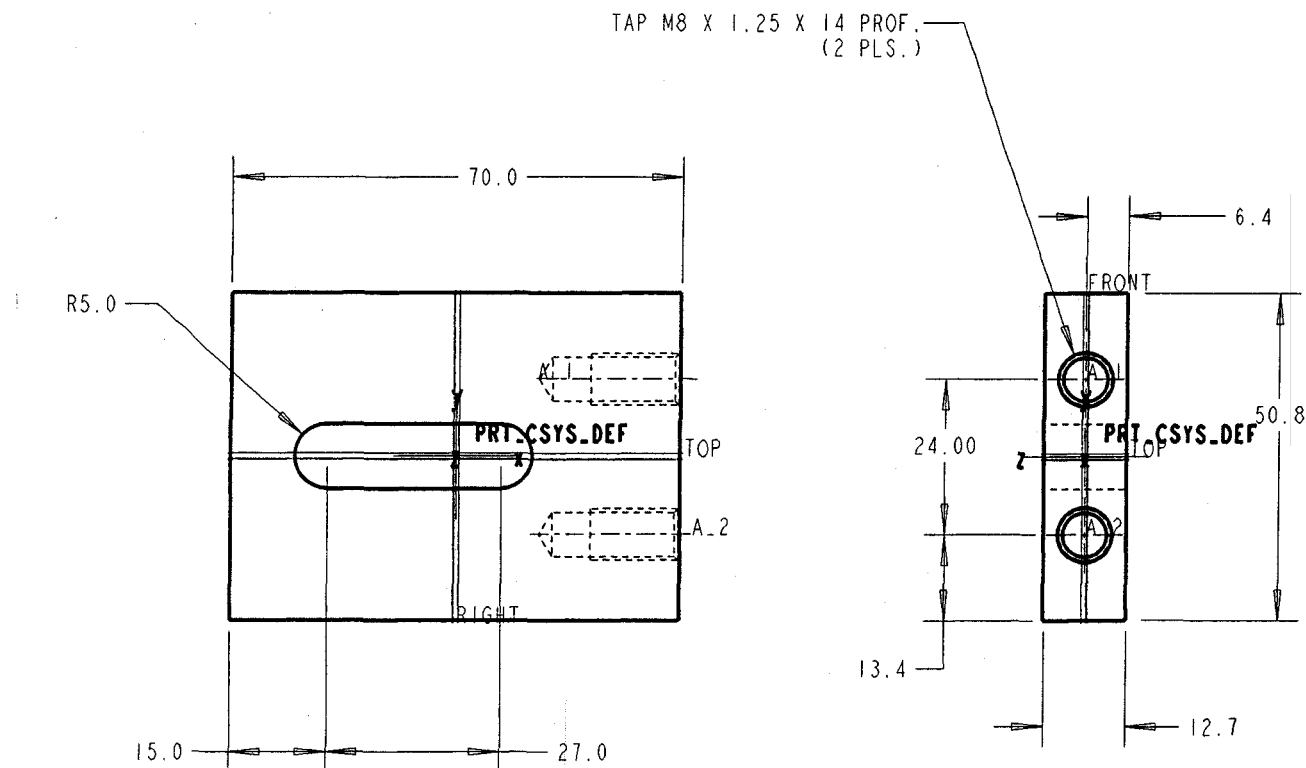
QTY

1

MTL

L.C.S.

08 May 2003



Université du Québec
École de technologie supérieure
Département de génie mécanique

L'information présente sur cette copie est confidentielle
et demeure la propriété de l'École de technologie
supérieure.
Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans
l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

Dimensions en mm

Tolerances non spécifiées

X : ± 1
.X : ± 0.5
.XX : ± 0.1
Ang : $\pm 1^\circ$

Projet

R0034

Drawing

BRAS_SUPPORT

A

Model

BRAS_SUPPORT

PART

Dessinateur

A. VIGNEAULT

Scale : 1.000

Sheet 1 of 1

QTY

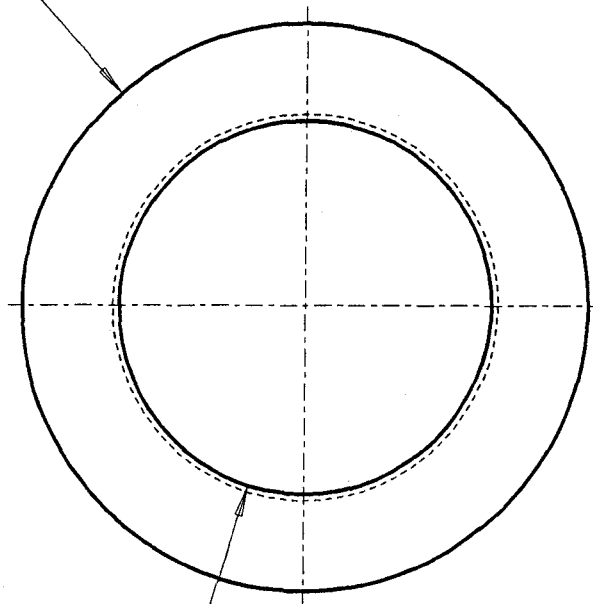
2

MTL

ACIER

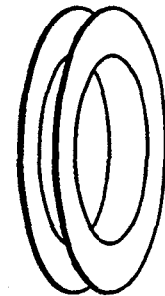
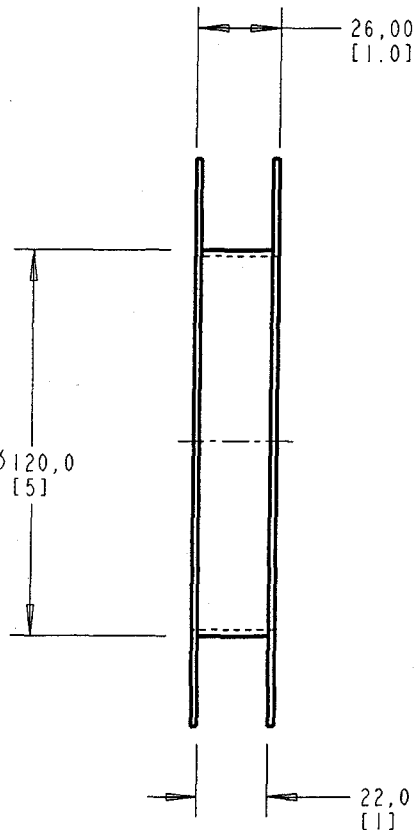
09 May 2003

Ø 176,00
[6.9]



Ø 116,00
[4.6]

Ø 120,0
[5]



Université du Québec
École de technologie supérieure
Département de génie mécanique

L'information présente sur cette copie est confidentielle
et demeure la propriété de l'École de technologie
supérieure.
Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans
l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

Dimensions en mm Tolerances non spécifiées X: ±1 X: ±0.5 XX: ±0.1 Ang: ±1°	Projet		R0034		
	Drawing		SUPPORT_BOBINE		A
	Model		SUPPORT_BOBINE		PART
	Dessinateur		A. VIGNEAULT		Scale : 0.500
Sheet 1 of 1	QTY	1	MTL	ALUMINIUM	09 May 2003

ANNEXE 9

Évaluation du coût du frein magnétique

Afin d'avoir une idée sur le prix de revient du frein MR, j'ai demandé à A. Vigneault, ingénieur, travaillant à la mise sur plan et à la réalisation de projet, de me fournir les prix relatifs au coût de la matière première utilisée ainsi que le coût de mise sur plan et de fabrication. Ci-après les informations fournies:

Coût de la matière première :

Stator :	plat en acier doux (ϕ trop grand pour le tour) 8,25 x 8,25 x 1,625 Po. [X2]	27,50 \$/ch.
Rotor :	rond en acier doux, ϕ 4,75 x 8,25 Po.	45,00 \$/ch
Support 1 :	plat en acier roulé a froid, 2 x 6,75 x 0,5 Po.	32,00 \$
Support 2 :	plat en acier roulé a froid, 2 x 6,75 x 0,5 Po. [X2]	32,00 \$

TOTAL A : 156,00 \$

Temps de fabrication :

Stator :	10h/ch.
Rotor :	12h (Un rotor soudé serait moins coûteux...)
Bobine :	8h (Une bobine standards serait moins coûteuse ...)
Support 1 :	3h
Support 2 :	2h

TOTAL : 43h

Pour un taux horaire de 100 \$/h (les pièces sont relativement simple à réaliser)

TOTAL B : 430 \$

Boulonnerie

Roulements :	17 mm SKF 61803 [x2]	14.69 \$/ch.
Joints d'étanchéité :	φ 2 Po. [x2]	7,88 \$/ch.
Boulons :	Paquet de 10 unités	13,58 \$/ch.
Écrous en T :	$\frac{3}{4}$ -10 [x2]	31,76 \$/ch.
<u>TOTAL C :</u>		<u>122.24 \$</u>

TOTAL A+B+C : 708,24 \$

Toutefois, le prix estimé est le prix unitaire, en cas de fabrications il est sur que le coût sera réduit du fait de la taille de la série.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] D. Le Gourières, 'Énergie Éolienne Théorie, conception et calcul pratique des installations'.
- [2] R. Gash, J. Twele 'Wind Power Plants', Fundamentals, design and operation
- [3] Les systèmes éoliens autonomes, Guide de l'acheteur, Ressources naturelles Canada
- [4] Winslow W.M., 1947, 'Induced Vibration of Suspensions', Journal of applied Physics, 20, p.1137-1140.
- [5] Phule, P. and Ginder J., 'The materials science of field-responsive fluids', MRS Bulletin, August 1998, p. 19-21.
- [6] Rabinow, J. 'Magnetic Fluid Clutch', National Bureau of Technical Standards News Bulletin, 32 (4) 54 - 60 (1948).
- [7] Mark R. Jolly, Jonathan W. Bender and J. David Carlson, 'Properties and Applications of MR fluids', SPIE 5th Annual Int. Symposium on Smart Structures and Materials, San Diego, CA, 15 March 1998.
- [8] J. D. Carlson, D. M. Catanzarite and K. A. St. Clair, 'Commercial Magneto-rheological Fluid Devices', Lord Corporation, Rheonetic TM MRB-2107 Brake.
- [9] Lord Corporation, 'Rheonetic Linear Damper – RD - 1001 / RD-1004 Product Information Sheet', (Lord Corp. Pub. No. PS RD-1001/4) 1997.
- [10] Billie F., Spencer Jr., G. Yang, J. David C. and Michael K. S., 'Smart' Dampers for Seismic Protection of Structures :A Full-Scale Study, Second World Conference on Structural Control, Kyoto, Japan, June 1, 1998 Proceedings in Press. Rheonetic Seismic Damper MRD-9000.
- [11] J. David C., Wilfried M. and J. R. Toscano, 'Smart Prosthetics Based On Magneto-rheological Fluids', Lord Corporation, Materials division, Biedermann Motech GmbH, Motion Master RD-1036 MR –fluid Damper used in the prosthetic Knee system.
- [12] F. Chaarbir et J.M. Alexandre, 'Les Matériaux intelligents, une application aux retours tactiles', DTA/CEREM, 13 Octobre 2000.

- [13] Park J.H., Park O.O., 'Electrorheology and Magnetorheology', Korea-Australia Rheology Journal, Vol. 13, N°: 1, March 2001, p. 13-17.
- [14] Phillips R.W., 'Engineering Applications of Fluids with a Variable Yield Stress', PhD. Thesis University of California, Berkley 1969.
- [15] Techniques de l'ingénieur, Traité de Génie Mécanique, Moyens spécifiques d'essais B 2960 p. 5-21.
- [16] Technologie du freinage, Techniques de l'ingénieur, Traité de Génie Mécanique B 5574 p. 3-5.
- [17] Esnault F., 'Construction Mécanique, Transmission de Puissance Applications', Eyrolles, p. 125-216.
- [18] Techniques de l'ingénieur, Traité de Génie Mécanique, Freins à disques B5574, p.2-15.
- [19] Techniques de l'ingénieur, Traité de Génie Mécanique, Théorie du freinage B 5570, p.3-25.
- [20] Techniques de l'ingénieur, Traité de Génie Mécanique, Travail et puissance B 1830, p.3-17.
- [21] Techniques de l'ingénieur, Traité de Génie Mécanique, Théorie du freinage B 5570, p.13-37.
- [22] James T. Humphries, Motors and controls
- [23] Théodore WILDI, Electrotechnique, Troisième édition, Les presses de l'université Laval. 1979
- [24] W.H.Li, G.Chen, S.H.Yeo and H.Du, 'Temperature Dependence of MR Fluids', Centre of Mechanical University, Nanyang Avenue, Singapore 639798.
- [25] De Vriendt, A.B., 'La transmission de la chaleur', Gaetan Morin, 1984
- [26] WWW.magtrol.ca/Français/fichestechniques
- [27] WWW.rottronics.com/PDF-Public/freins
- [28] J.M. Flaus, La régulation industrielle régulateurs PID, prédictifs et flous, Traité des Nouvelles Technologies série automatique, Hermes.

- [29] C. Sueur, P. Vanheeche, P. Borne, 'Automatique des Systèmes Continus', Éditions Technip.
- [30] H. Young, J. Choi, Min S. Cho and Myung S. Jhon, 'Hysteresis Behaviors of Poly Radical Electrorheological Fluid'. Dept. of Polymer Science and Engineering, Inha University, Inchon, 402-751, Korea. Dept. of Chemical Engineering, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, PA 15213, USA. Thesis 6523