



ECOLE
SUPERIEURE
POLYTECHNIQUE
GENIE MECANIQUE

FALL

Almamy

gm.0102



utbm
université de technologie
Belfort-Montbéliard

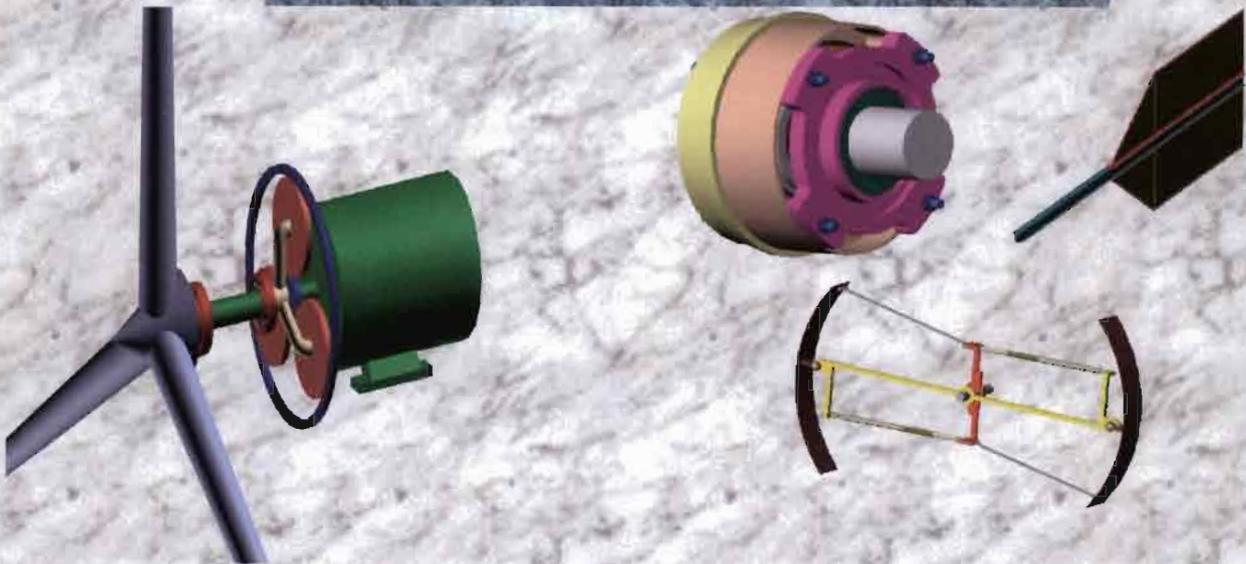
DELAFOY
COUTURIER
PEGORIER
RICHELOT
GORSKA
PRIEUR
HUET
RENAUD

Pierre Antoine
Mathieu
Julien
Julien
Yoann
Patrick
Bertrand
Emmanuel

PROJET DE FIN D'ETUDES
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

SUJET:

**ÉTUDE DE FAISABILITÉ
D'UN AÉROGÉNÉRATEUR
POUR LES PAYS DU SAHEL**



Directeur interne : M. Fadel NIANG
Directeur externe : M. Samuel GOMES
Interlocuteur de l'entreprise SELMEG : M. SANTA

CP51 – A2000
PFE E.S.P. – 2001

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- ALLAH Tout Puissant et à Son Prophète Mohamed (PSL)
- mes deux parents Lamine Fall et Penda Wade, je ne saurais vous réitérer ma gratitude pour toute l'amour que vous m'avez permis de ressentir et l'assistance que vous m'avez portée toute ma vie durant, paix et bénédiction divine sur vous.
- mon défunt père Almamy Matthew Fall, que le Tout Puissant vous accorde Sa Miséricorde.
- ma mère Ngoné Wade, mille mercis.
- toute ma famille, hier, aujourd'hui et pour toujours au plus profond de moi vous demeurez.
- mes sœurs Madeleine Fall, Kiné Fall et Mame Diarra Ndiaye, tout comme vous m'avez bercé, que la Providence vous comble de douceurs et de délices.
- tous les élèves de l'ESP.
- Amar Diouf, en véritable ami tu as toujours su m'orienter quand il le fallait, que le Seigneur vous accueille dans ses couloirs et vous confie la sagesse.
- tous mes amis
- Et a toi.

REMERCIEMENTS

Cette étude n'aurait pas pu être menée sans l'aide de nombreuses personnes. Nous exprimons nos sincères remerciements et notre vive gratitude :

- M. Samuel GOMES, Maître de Conférence à l'UTBM en France, notre directeur externe qui nous a confié ce projet et qui n'a ménagé aucun effort pour l'encadrement et la réussite de ce projet.
- M. Fadel NIANG, Enseignant Chercheur à l'ESP, notre directeur interne, pour sa constante sollicitude envers nous.
- A tous le corps professoral de l'ESP pour les sacrifices qu'ils ne cessent de consentir pour notre formation.
- Nous tenons en outre, à remercier M. GOMES, Chef d'entreprise SELMEG et M. KA Chef d'entreprise S.S.M Thiès pour les réponses qu'ils ont bien voulu nous apporter concernant les moyens techniques et les moyens de production de la SELMEG et du Sénégal.
- Enfin, nous remercions ceux qui de près ou de loin ont contribué à la réussite de ce travail.

Que la grâce divine soit sur vous tous !

TABLE DES MATIERES

DEDICACES.....	ii
REMERCIEMENTS	iii
TABLE DES MATIERES	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	vi
LISTE DES FIGURES	vii
AVANT-PROPOS.....	viii
1. VUE D'ENSEMBLE DU PROJET	1
1.1 LE REFERENTIEL D'ORIENTATION DU PROJET	1
1.1.1 L'ACSP.....	5
1.1.2 Les logiciels de XAO.....	10
1.1.2.1 Solid Works	10
1.1.2.2 Les logiciels de bureautique	10
1.1.2.3 Les logiciels et l'ACSP.....	11
1.2 LA METHODOLOGIE DE CONCEPTION	11
1.2.1 Etude de l'existant.....	11
1.2.2 Analyse fonctionnelle	12
1.2.3 Méthodes de conception.....	14
2. ETUDE DE FAISABILITE TOPOGRAPHIQUE D'UN AEROGENERATEUR	15
2.1 ETUDE DE FAISABILITE DES BESOINS EN ELECTRICITE	15
2.1.1 Situation énergétique du Sénégal.....	15
2.1.2 Situation actuelle de l'utilisation de l'énergie au Sénégal	16
2.1.2.1 Consommation énergétique globale	16
2.1.2.2 Accessibilité de la population sénégalaise à l'électricité.....	17
2.1.2.3 Potentiel en énergies renouvelables du Sénégal	18
2.1.2.4 Potentiel hydroélectrique	18
2.1.2.5 L'énergie solaire	19
2.1.2.6 L'énergie éolienne	19
2.1.2.7 La biomasse : rationalisation et préservation	20
2.1.3 Evaluation des Besoins.....	20
2.1.4 Energies renouvelables pour le développement	23
2.2 ETUDE DE FAISABILITE DES CONDITIONS DE VIE LOCALES (SENEGAL) 25	
2.3 ETUDE DE FAISABILITE DES CONDITIONS METEOROLOGIQUES LOCALES	
26	
2.3.1 Données du vent.....	26
2.3.2 Carte des vitesses moyennes annuelles et relevés des vitesses du vent	27
2.3.3 Exploitation et traitement des données de vitesse des vents.....	27

3. ETUDE DE FAISABILITE DU FREINAGE ET DE LA DERIVE DE L'AEROGENERATEUR	28
3.1 GENERALITES	28
3.1.1 Dispositifs d'orientation	28
3.1.1.1 <i>Empennage</i>	<i>28</i>
3.1.1.2 <i>Eolienne auxiliaire</i>	<i>30</i>
3.1.1.3 <i>Eolienne auto-orientable</i>	<i>31</i>
3.1.1.4 <i>Orientation par servomoteur</i>	<i>31</i>
3.1.2 Dispositif de régulation	33
3.1.2.1 <i>Régulation à pales fixes :</i>	<i>33</i>
3.1.2.2 <i>Dispositifs à empennage articulé</i>	<i>34</i>
3.1.2.3 <i>Dispositif à empennage fixe et axe de rotation inclinable</i>	<i>34</i>
3.1.2.4 <i>Dispositif à empennage fixe et frein aérodynamique</i>	<i>36</i>
3.2 ETUDE DE FAISABILITE DU FREINAGE DE L'AEROGENERATEUR.....	40
3.2.1 Introduction et définitions.....	40
3.2.2 Composition et définition de la garniture	42
3.2.3 Base de calcul d'une garniture de frein	47
3.2.3.1 <i>Définitions et notations.....</i>	<i>47</i>
3.2.4 Frein à disque	49
3.2.4.1 <i>Généralités sur les solutions actuelles</i>	<i>49</i>
3.2.4.2 <i>Calcul du frein à disque.....</i>	<i>50</i>
3.3 ETUDE DE FAISABILITE DE LA REGULATION DE L'AEROGENERATEUR .	82
3.3.1 Calcul d'un frein centrifuge	82
3.3.2 Application à l'aérogénérateur.....	84
3.4 ETUDE DE FAISABILITE DU DISPOSITIF D'ORIENTATION DE L'AEROGENERATEUR.....	92
3.4.1 Calcul de l'empennage	92
3.4.2 Dimensionnement du profilé en console du gouvernail de l'aérogénérateur.....	94
3.4.2.1 <i>Pré dimensionnement</i>	<i>94</i>
3.4.2.2 <i>Type de chargement</i>	<i>94</i>
3.4.2.3 <i>Charges de sollicitation ultime.....</i>	<i>94</i>
3.4.2.4 <i>Vérification à l'ELU(état limite ultime).....</i>	<i>95</i>
3.4.2.5 <i>Vérification à l'ELS(état limite de service)</i>	<i>97</i>
CONCLUSION	100
BIBLIOGRAPHIE	103
ANNEXES	104

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1 : BESOINS DOMESTIQUE.....	21
TABLEAU 2 : BESOINS D'UN DISPENSAIRE.....	22
TABLEAU 3 : BESOINS D'UN RESTAURANT	22
TABLEAU 4 : BESOIN POUR UNE POMPE	23
TABLEAU 5 : DONNEES SUR LE SENEGAL.....	25
TABLEAU 6 : SYSTEMES DE FREINAGE	41
TABLEAU 7 : DEFINITIONS ET NOTATIONS	48
TABLEAU 8 : VALEURS NUMERIQUES DES ELEMENTS DE CALCUL DU FREIN A DISQUE.....	65
TABLEAU 9 : VALEURS NUMERIQUES DES ELEMENTS DE CALCUL DU FREIN A DISQUE POUR DEUX APPLICATIONS PARTICULIERES.....	64a/64b
TABLEAU 10 : CALCUL DE RDM	75

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1 : ACSP	5
FIGURE 2 : ACSP	6
FIGURE 3 : ACSP	7
FIGURE 4 : ACSP	8
FIGURE 5 : ACSP	9
FIGURE 6 : ACSP	9
FIGURE 7 : INTERACTION ENTRE LES LOGICIELS DE L'ACSP	11
FIGURE 8 : METHODOLOGIE DE DESIGN	12
FIGURE 9 : ACSP	13
FIGURE 10 : METHODE DE CONCEPTION	14
FIGURE 11 : DISPOSITIF AVEC EMPENNAGE	29
FIGURE 12 :DISPOSITIF EOLIENNE AUXILIAIRE.....	30
FIGURE 13 :DISPOSITIF AVEC SERVOMOTEUR	32
FIGURE 14 :DISPOSITIF A AXE DE ROTATION ORIENTABLE	35
FIGURE 15 : REGULATEUR WINDCHARGER.....	37
FIGURE 16 : REGULATEUR A PALES CREUSES	38
FIGURE 17 : DETAILS FIXATION PAR RIVETS.....	47
FIGURE 18 : ELEMENTS DE MASSE DE DISQUE FREIN	51
FIGURE 19 : PATIN A BORDS RADIAUX	57
FIGURE 20 : PATIN A BORDS PARALLELES	57
FIGURE 21 : ARBRE	58
FIGURE 22 : COTATION DU PATIN A BORDS RADIAUX.....	61
FIGURE 23 : COTATION DU PATIN A BORDS PARALLELES	62
FIGURE 24 : SCHEMA MINIMALE DU FREIN ET ESQUISSE DU FREIN EN 2D.....	68
FIGURE 25 : MODELISATION EN DEUX DIMENSIONS SUR AUTOCAD.....	70
FIGURE 26 : EFFORT SUR LE DISQUE	71
FIGURE 27 : DISQUE	74
FIGURE 28 : RESSORT	75
FIGURE 29 : PLATEAU DE FRICTION FIXE	78
FIGURE 30 : PLATEAU DE FRICTION MOBILE	79
FIGURE 31 : DETAIL FREIN A DISQUE ELECTROMAGNETIQUE VENTILE.....	80
FIGURE 32 : DISPOSITIF DE REGULATION	83
FIGURE 33 : RESSORT.....	85
FIGURE 34 : DETAILS ARTICULATIONS	89
FIGURE 35 : DETAIL GUIDAGE EN ROTATION.....	90
FIGURE 36 : GOUVERNAIL	92
FIGURE 37 : TYPE DE CHARGEMENT	93
FIGURE 38 : DETAILS FIXATION GOUVERNAIL	98

AVANT-PROPOS

DEMANDEUR DE L'ETUDE

L'étude de conception industrielle a été proposée par la société SELMEG (située au Sénégal ; interlocuteur : Monsieur Sauta) aux étudiants de l'ESP Thiès dans le cadre de leur projet de fin d'étude et aux étudiants de l'UTBM dans le cadre de l'unité de valeur CP51 intitulée « la chaîne XAO intégrée et ingénierie de la connaissance ». De plus, étant donnée l'ampleur du projet, il a été couplé avec l'Unité de Valeur TN51 intitulée « bureau d'étude II ».

Ce travail a été encadré par :

- Monsieur Gomes, responsable de l'Unité de Valeur CP51, ingénieur enseignant et développeur du système de gestion de données techniques (SGDT) « Atelier Coopératif de Suivi de Projet (ACSP) ».
- Monsieur Gete enseignant en Conception Assistée par Ordinateur (CAO)
- Monsieur Feng, enseignant en modélisation numérique
- Monsieur Fadel Niang, Dr en Sciences des matériaux, enseignant chercheur à l'ESP.

OBJECTIFS ET DELAIS

La société SELMEG est une entreprise spécialisée dans la fabrication d'éoliennes classiques destinées au pompage. Elle a la volonté de se diversifier et de développer ses activités.

Elle possède actuellement les moyens techniques suivants :

- Ateliers de mécanique générale comprenant : tours classiques, fraiseuses, mortaiseuses, aléseuses, perceuses, rectifieuses.
- Ateliers de chaudronnerie comprenant : Postes de soudure à l'arc, presses, presses plieuses, cisailles, oxycoupage
- Atelier de fonderie d'aluminium par gravité et par coquille d'acier

Les entreprises situées dans l'entourage de SELMEG sont des entreprises qui travaillent à l'échelle du Sénégal. Certaines fabriquent des accumulateurs et des alternateurs, d'autres sont spécialisées dans le domaine de la plasturgie.

A partir de l'expérience de SELMEG sur les éoliennes de pompage ainsi que du savoir-faire des entreprises avoisinantes, le projet consiste à faire une **étude de faisabilité technique et topographique d'un aérogénérateur**.

Dans un premier temps l'étude de faisabilité technique a été basée sur un certain nombre d'aménagements propres à la technologie éolienne :

- Pour la partie mécanique : une re-conception des pales, du réducteur, de l'arbre et de la nacelle
- Pour la partie électrique : une dynamo à courant continu, des batteries, un transformateur de tension, un onduleur et un dispositif régulateur de tension

Par la suite une étude de faisabilité topographique pourra être menée en prenant en considération les données propres au terrain et au climat de la région.

La durée du projet a été de 8 mois à compter du 22 septembre 2000 jusqu'au 15 Juin 2001.

MOYENS ET COMPETENCES

Le projet a été suivi par les six étudiants ingénieurs suivants :

Nom	Prénom	Métier	Filière*
COUTURIER	Matthieu	Chef de projet	CDP
DELAFOY	Pierre Antoine	Ingénieur concepteur	CDP
GORSKA	Yoann	Ingénieur qualité	CDP
PEGORIER	Julien	Ingénieur concepteur	Libre
PRIEUR	Patrick	Ingénieur concepteur	CSMI
RICHELOT	Julien	Ingénieur concepteur	CSMI
HUET	Bertrand	Ingénieur concepteur	
RENAUD	Emmanuel	Ingénieur concepteur	

CDP : Conception et Développement de Produits ; CSMI : Conception de Systèmes Mécaniques intégrés

Même si les membres du groupe possèdent une formation d'ingénieur similaire la filière qu'ils ont choisie leur apporte une coloration et une légère spécialisation par rapport aux autres.

Le groupe ainsi constitué a travaillé en collaboration avec l'Ecole Polytechniques du Sénégal et l'entreprise SELMEG.

Le projet a été suivi par un étudiant ingénieur suivant de l'Ecole Supérieure Polytechnique de Thiès :

	Nom	Prénom	Métier	Filière
	FALL	Almamy	Chef de projet Ingénieur concepteur	Libre

De plus nous avons bénéficié de l'aide de nombreux professeurs de l'ESP.

1. VUE D'ENSEMBLE DU PROJET

En effet, en cette orée du 21ème siècle, plus de deux milliards de personnes à travers le monde n'ont pas encore accès à l'électricité et de ce fait, sont privées de multiples et précieux services.

Conscient de ce problème qui affecte l'Afrique en particulier, dans le cadre de l'UV CP51 de l'université de technologie Belfort-Montbéliard et des projets de fin d'étude des élèves ingénieurs de l'école supérieure polytechnique de Thiès nous avons été amenés à faire une étude de faisabilité d'un aérogénérateur pour l'entreprise SELMEG. Cette entreprise commercialise à l'heure actuelle des éoliennes de pompage d'eau au Sénégal. Cet aérogénérateur devra être entièrement fabriqué au Sénégal pour des facilités de production, de coût, et de maintenance. Il sera vendu à des collectivités locales et permettra de charger des batteries ou de fournir de l'électricité pour de petits groupes d'habitations.

Les statistiques montrent que 81% de la population africaine n'ont pas accès aux réseaux de distribution d'électricité. En outre cette population ne saurait s'attendre à disposer d'électricité à court ou moyen terme, l'extension des réseaux existants n'étant pas économiquement viable ou est impossible à réaliser sur le plan pratique.

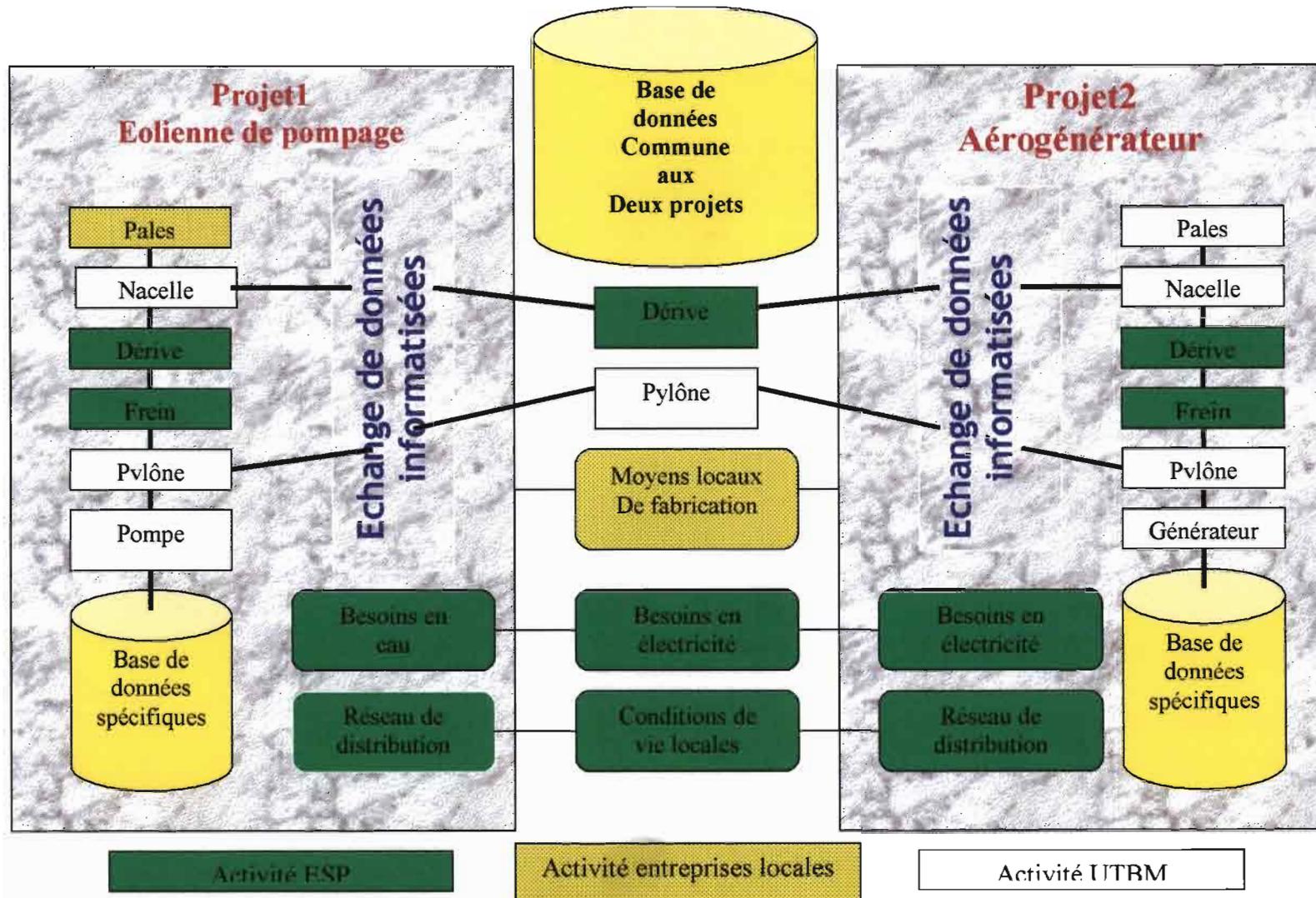
1.1 Le référentiel d'orientation du projet

(Cf. annexe 1 : Référentiel d'orientation)

Pour pouvoir démarrer le projet sur bonnes bases la mises en place du référentiel d'orientation est essentielle. Il répertorie l'ensemble des données initiales qui ouvre le projet, donne son origine et le formule. Il met aussi naturellement en évidence les délais, les budgets, les

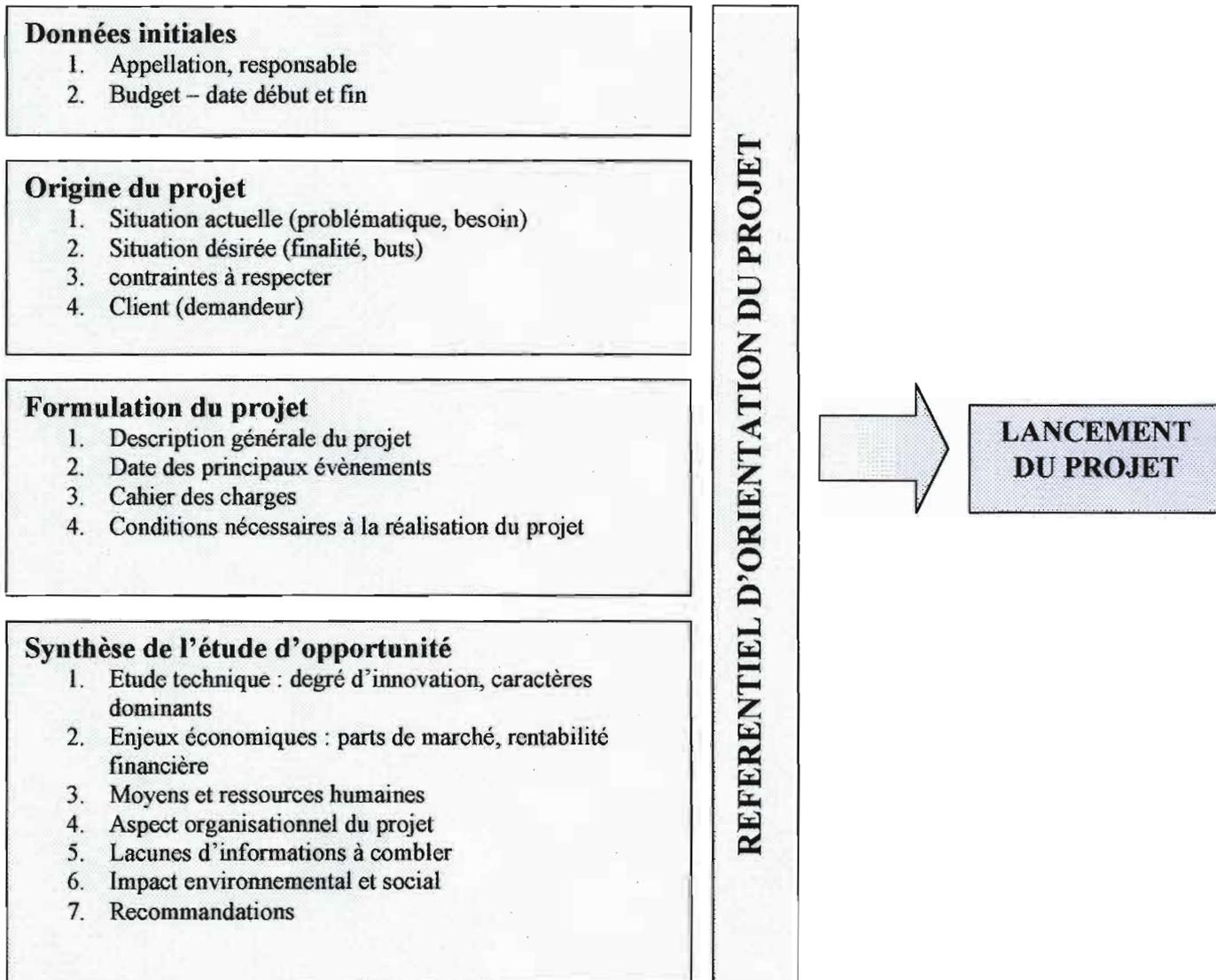
compétences, les ressources et les moyens mis en œuvre pour faire aboutir le projet.

PROGRAMME EOLE 2000



Le référentiel d'orientation concrétise le démarrage du projet ; Il traduit l'accord entre l'entreprise demandeuse et le groupe de travail et fixe dès le début de l'étude l'ensemble des données qui orienteront et limiteront le projet pour les deux parties.

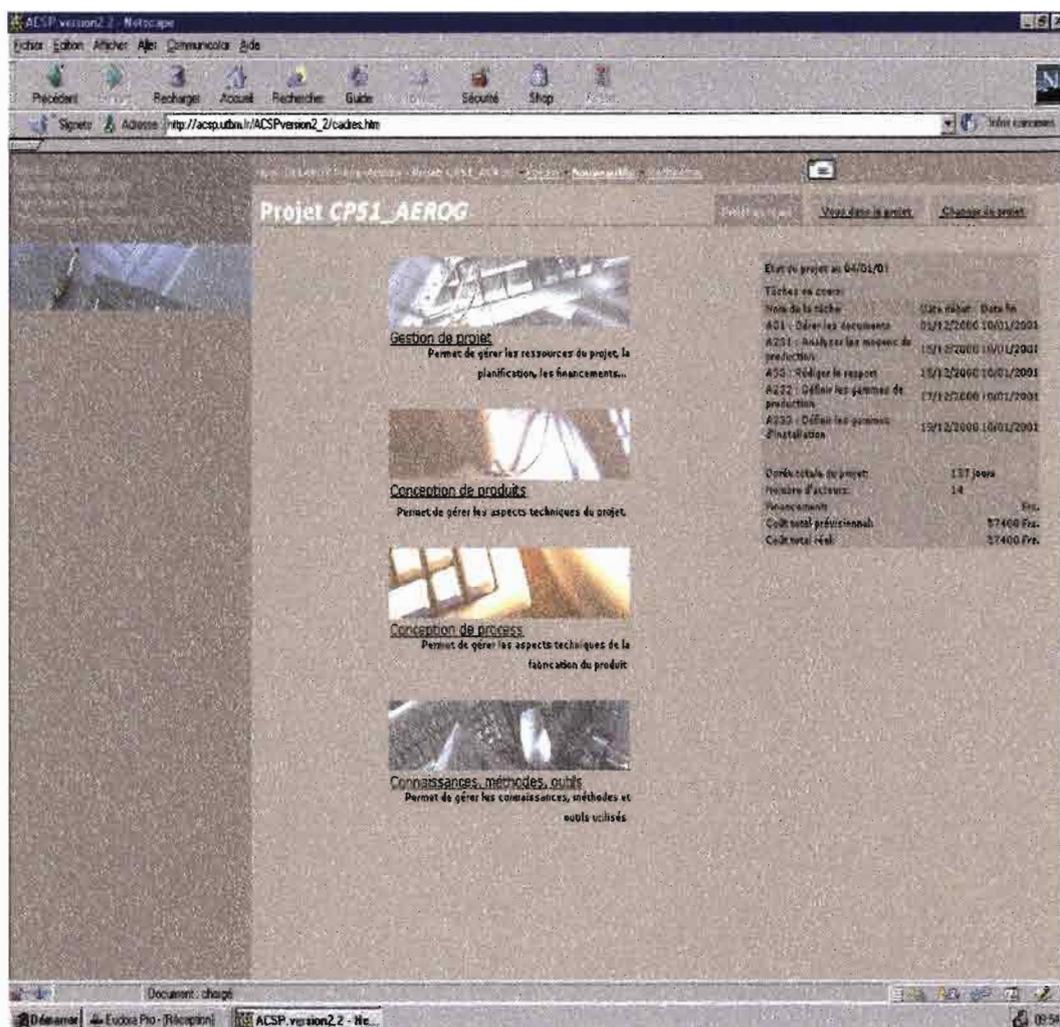
Son déroulement est le suivant :



1.1.1 L'ACSP

L'ACSP (Atelier Coopératif de Suivi de Projet) est un système de gestion de données techniques. Par conséquent il a été le cœur de notre projet sur les aérogénérateurs en conception simultanée. En effet il constitue un réel outil d'aide à la conception dans la mesure où il donne accès aux 4 grandes parties suivantes :

Figure 1 : acsp



Ainsi c'est un véritable outil qui facilite :

- La gestion de projet :

Figure 2 : acsp

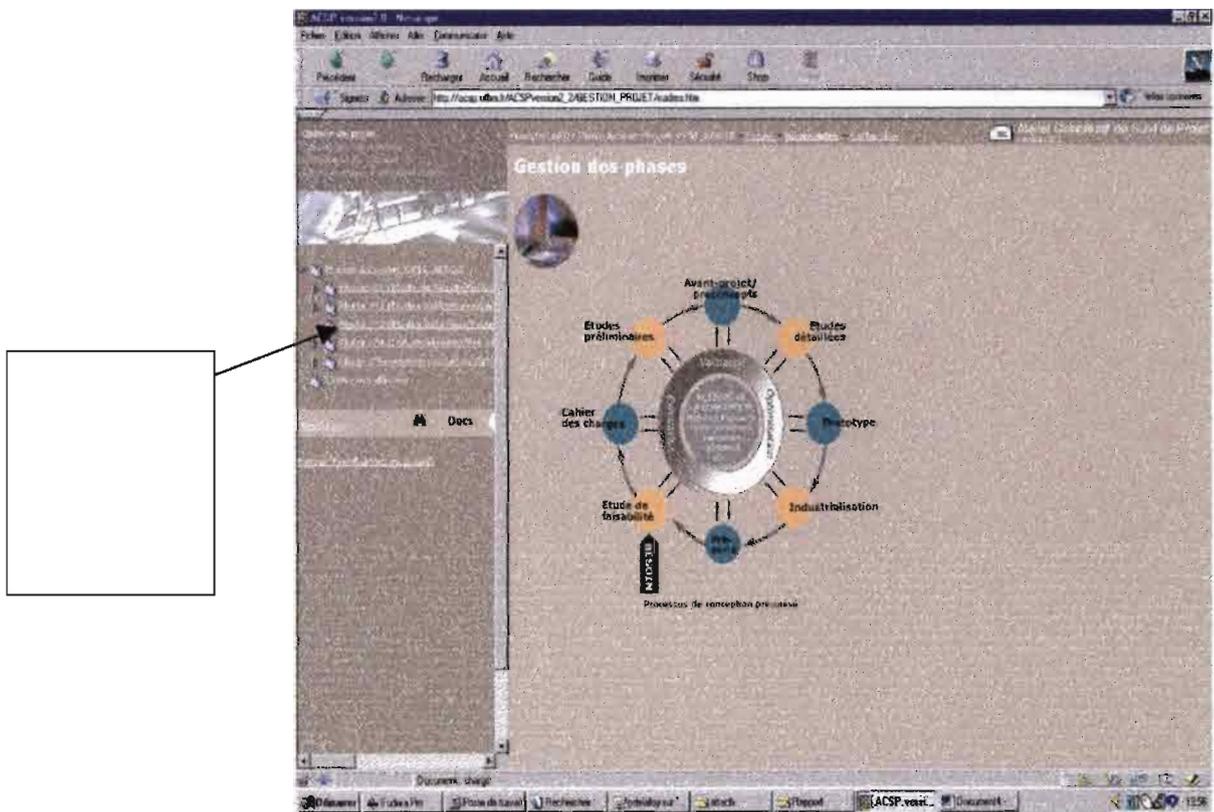
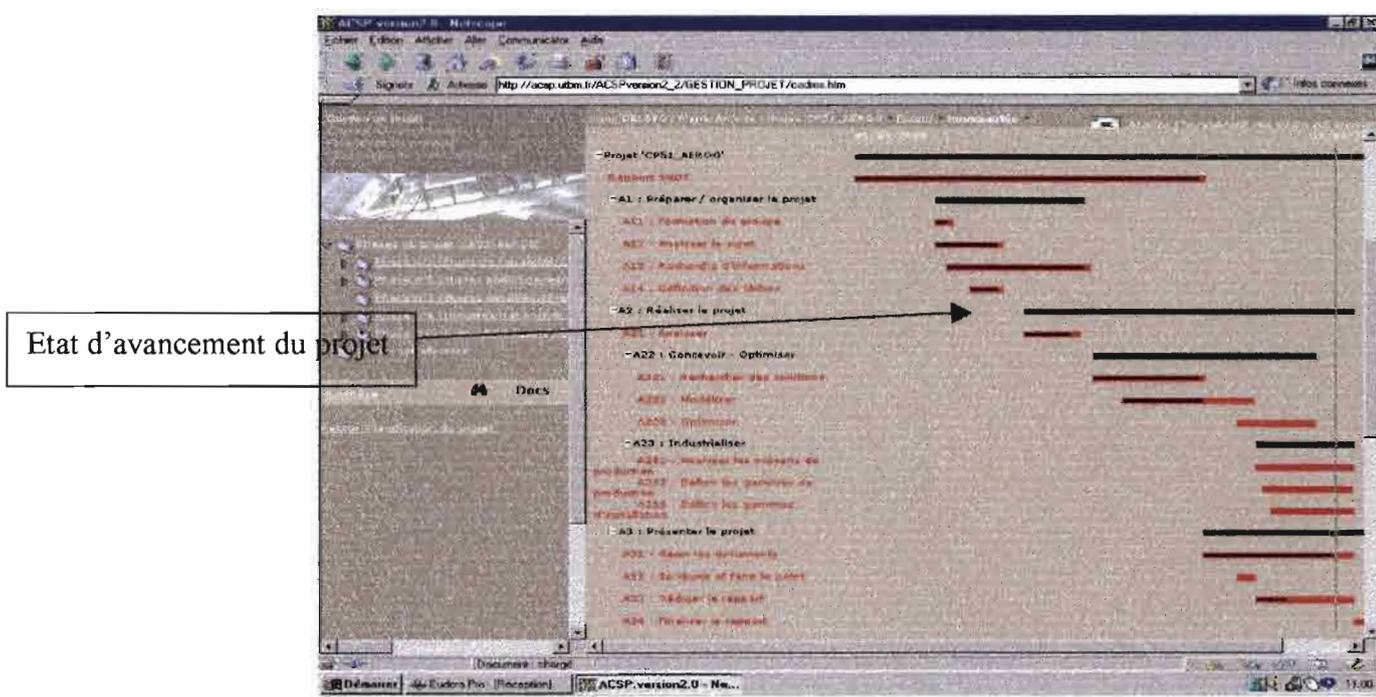


Figure 3 : acsp



▪ La conception de produits :

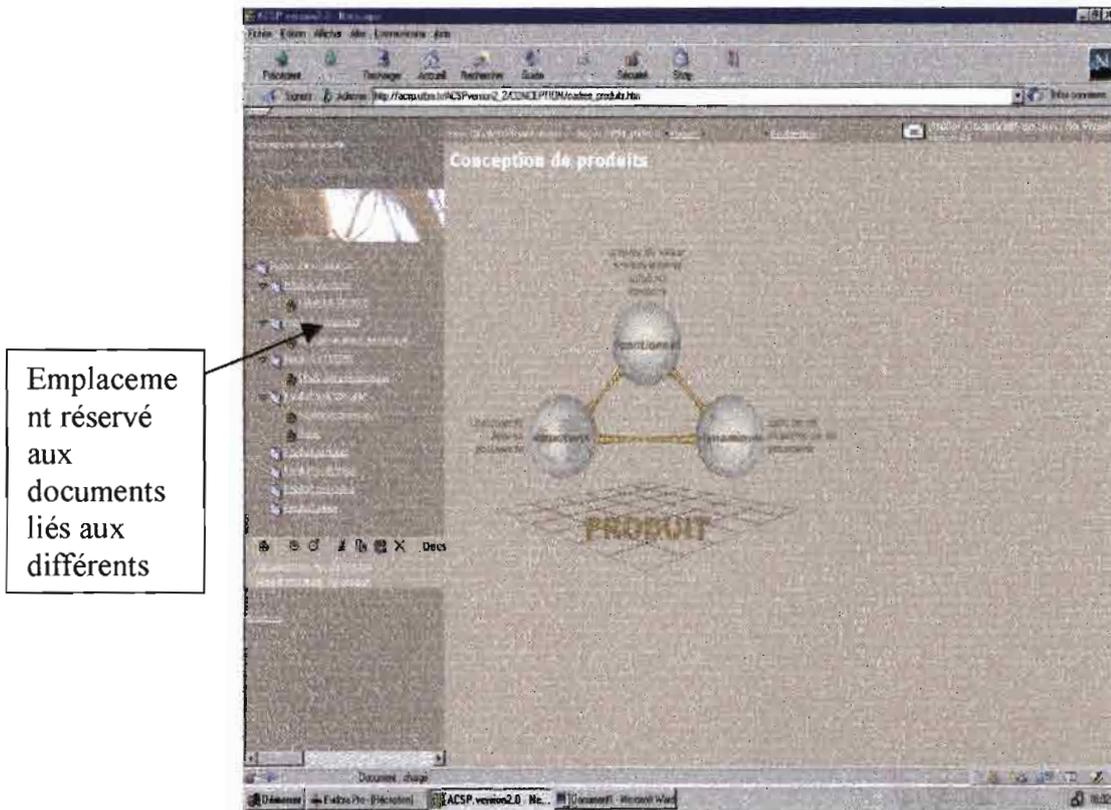


Figure 4 : acsp

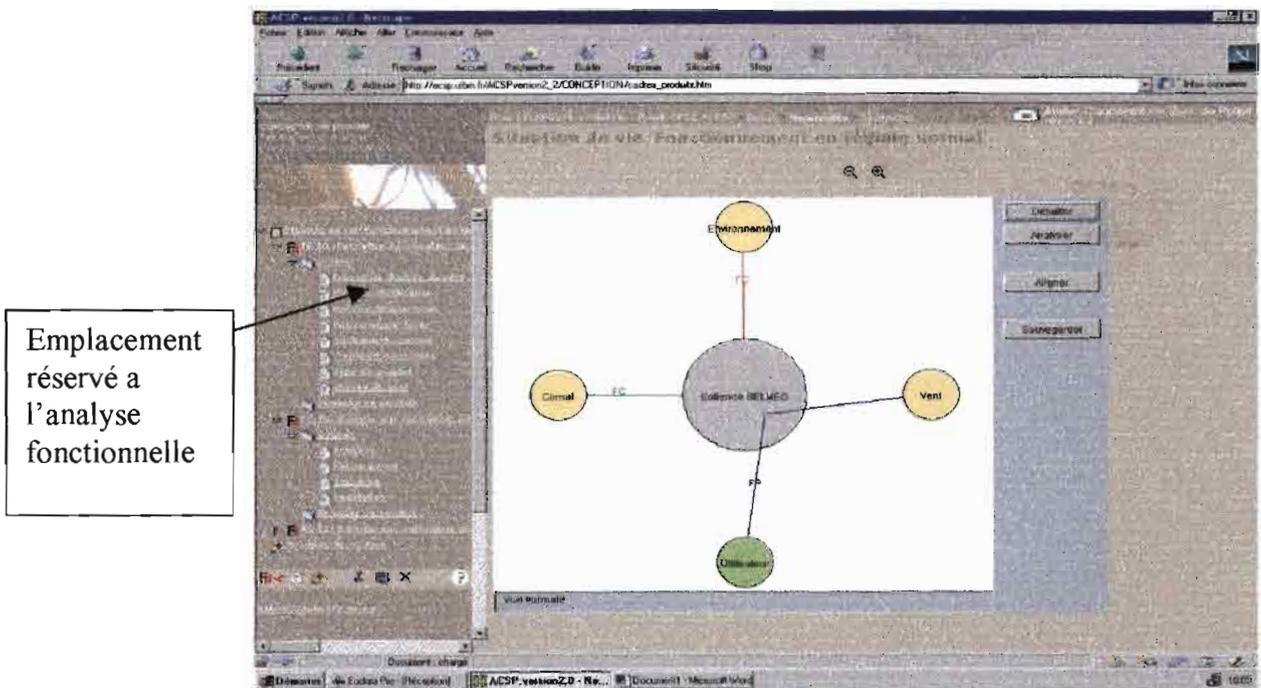
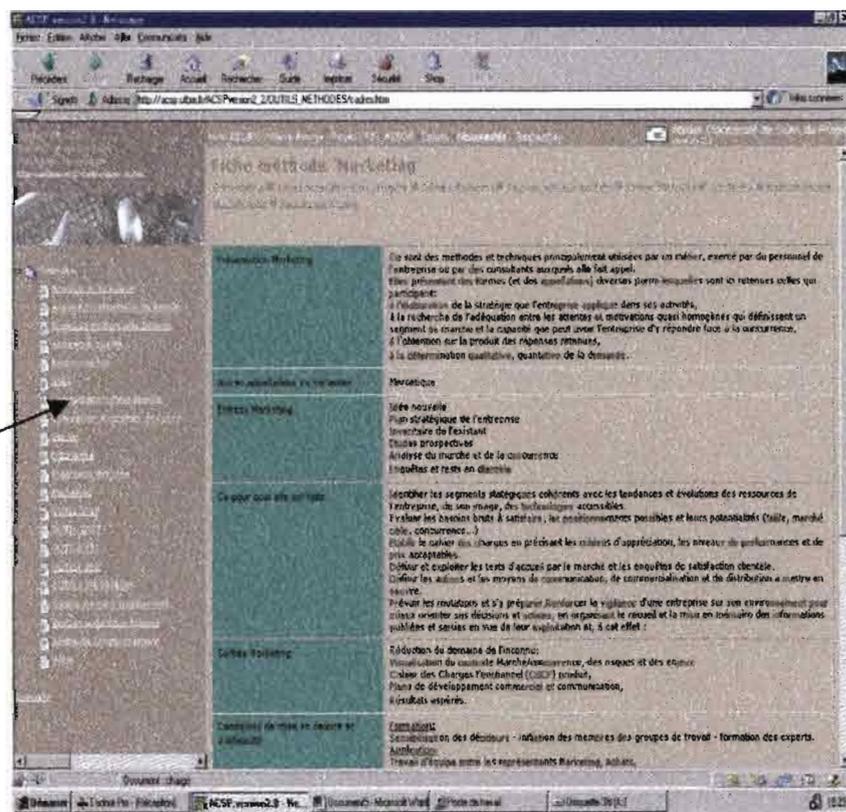


Figure 5 : acsp

- La conception de process
- La connaissance, la méthode et les outils :

Les
différentes
fiches
méthodes
répertoriées

**Figure 6 : acsp**

Finalement l'ACSP est un outil qui permet de stocker des données et des documents, répertorier des produits, des pré-concepts, des process. Il permet aussi de mettre en place une analyse fonctionnelle, gérer et suivre le projet, connaître les coûts engendrés par l'étude et visualiser tout type de documents. C'est enfin un outil de communication équipé d'une boîte de dialogue.

1.1.2.3 Les logiciels et l'ACSP

Il existe un certain nombre d'interactions entre l'ACSP et les autres logiciels utilisés. Ainsi pour pouvoir être accessibles sous l'ACSP les documents informatiques insérés doivent être convertis avec les extensions que l'on peut répertorier comme suit :

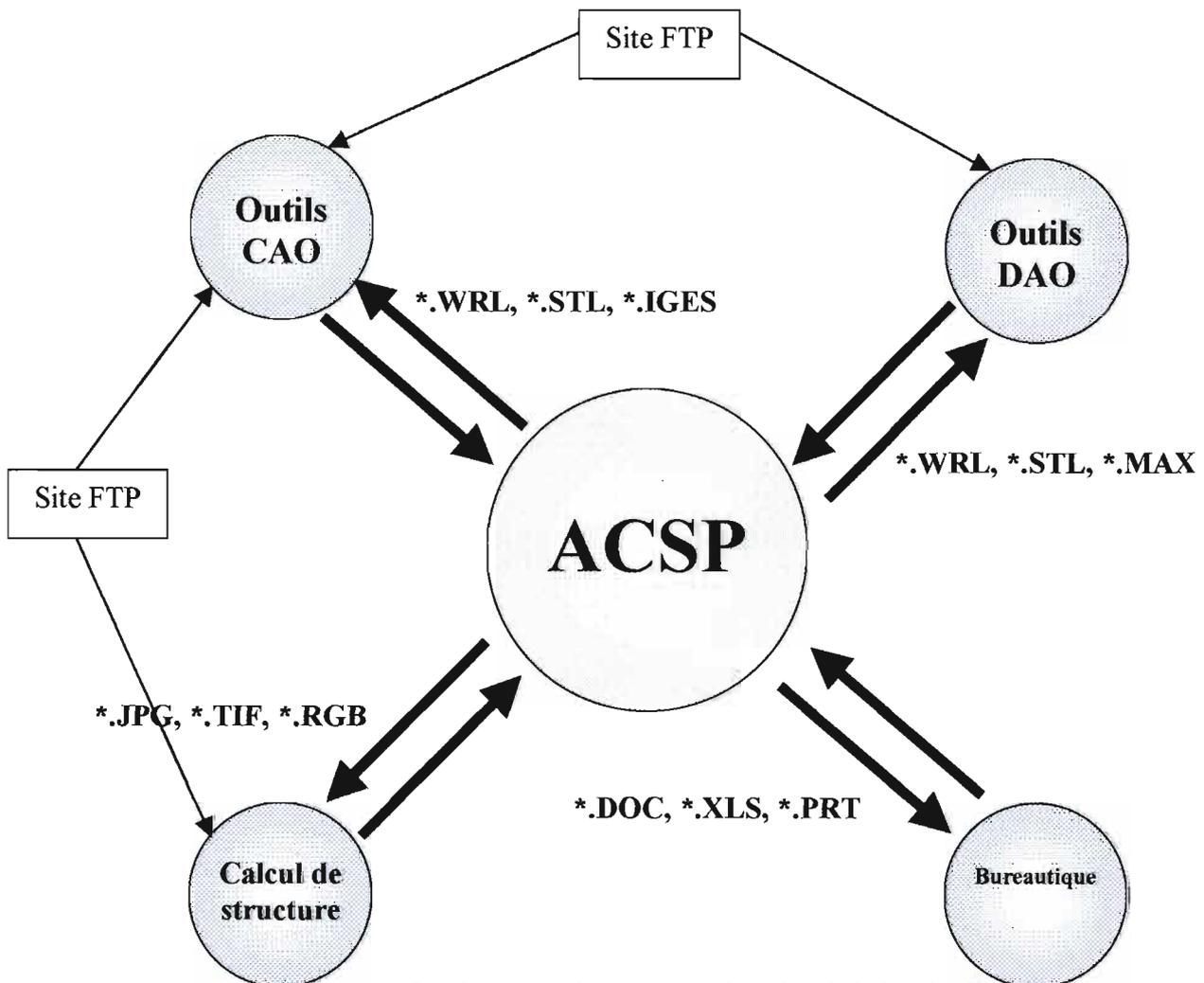


Figure 7 : interaction entre les logiciels de l'acsp

1.2 La méthodologie de conception

1.2.1 Etude de l'existant

La recherche d'information a été organisée selon la méthode de benchmarking.

Cette veille technologique a un caractère permanent. Elle a pour but de recueillir, organiser et mettre en mémoire des informations publiées ou diffusées et de faciliter leur exploitation par ceux qui managent, conçoivent, valident, réalisent, vendent et soutiennent le produit dans le cadre du projet. Elle a aussi pour objectif de détecter en cours de projet ce qui change dans l'environnement du produit étudié. Finalement elle a pour but de collecter, traiter, mémoriser, diffuser et exploiter les informations.

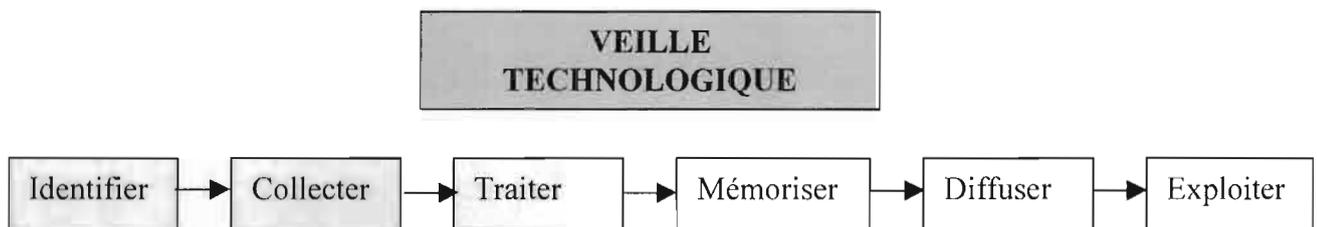


Figure 8 : méthodologie de design

1.2.2 Analyse fonctionnelle

L'analyse fonctionnelle permet de définir les fonctions du produit dans ses différentes situations de vie en considérant ses interactions avec les éléments déterminants du milieu extérieur identifié. Elle permet aussi de hiérarchiser et de valoriser les fonctions, d'indiquer les critères, les niveaux à viser et les flexibilités admises. L'expression fonctionnelle du besoin donne lieu à un cahier des charges fonctionnelles qui comprend entre autres les directives fonctionnelles pour spécifier la conception, l'achat d'une fourniture ou une prestation.

Dans notre projet l'ACSP a été le support privilégié pour réaliser ce cahier des charges.

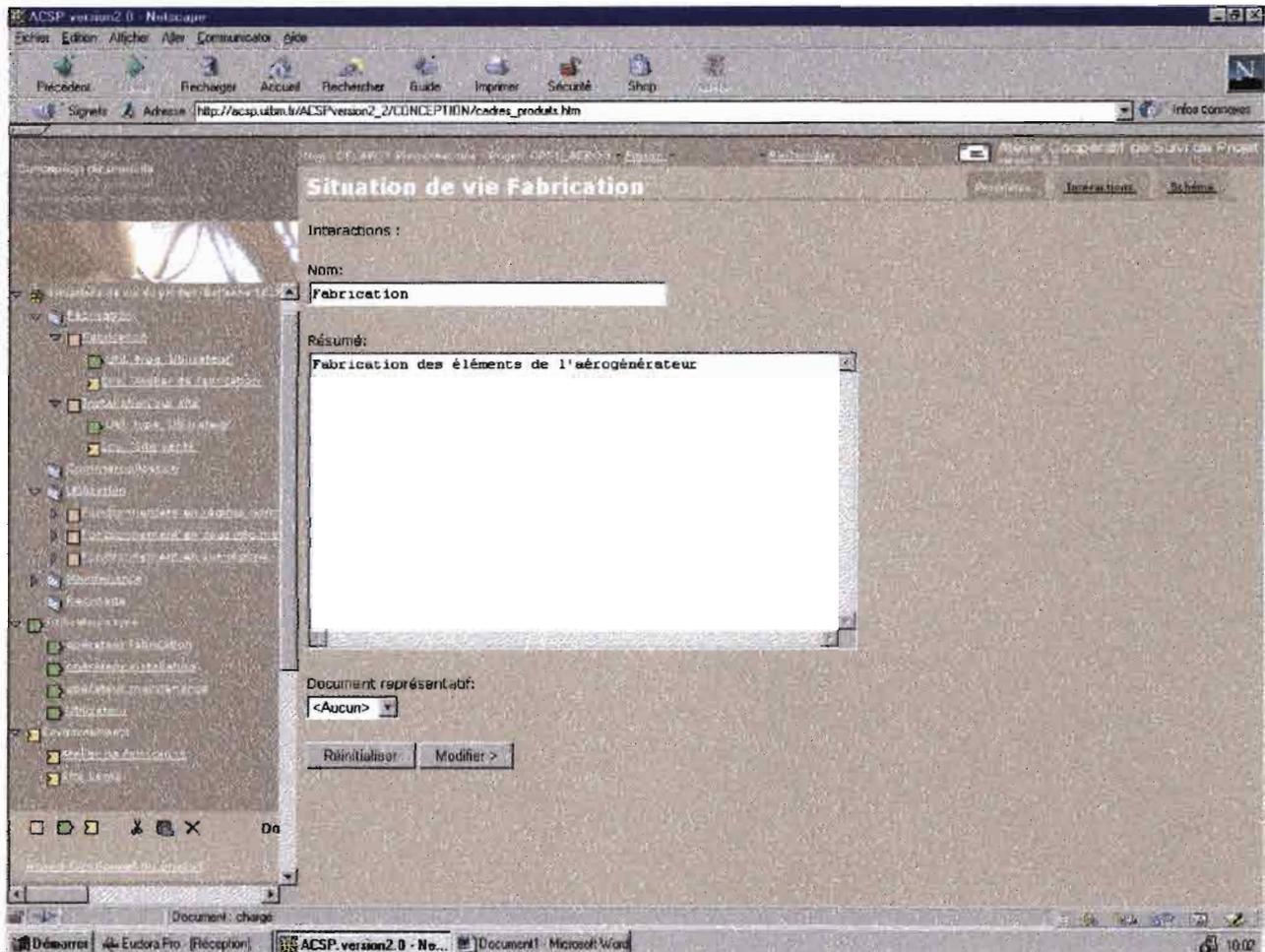


Figure 9 : acsp

1.2.3 Méthodes de conception

L'étude de faisabilité ne nécessite pas spécifiquement l'apport de nouvelles technologies ou de nouveaux concepts. Cependant les membres du groupe ont travaillé avec un esprit ouvert, créatif et innovant. Chacun a essayé de concevoir en prenant en compte à la fois les critères fonctionnels spécifiés dans le cahier des charges mais aussi les critères de coût, de sûreté de fonctionnement, d'ergonomie, d'esthétisme et de réutilisation.

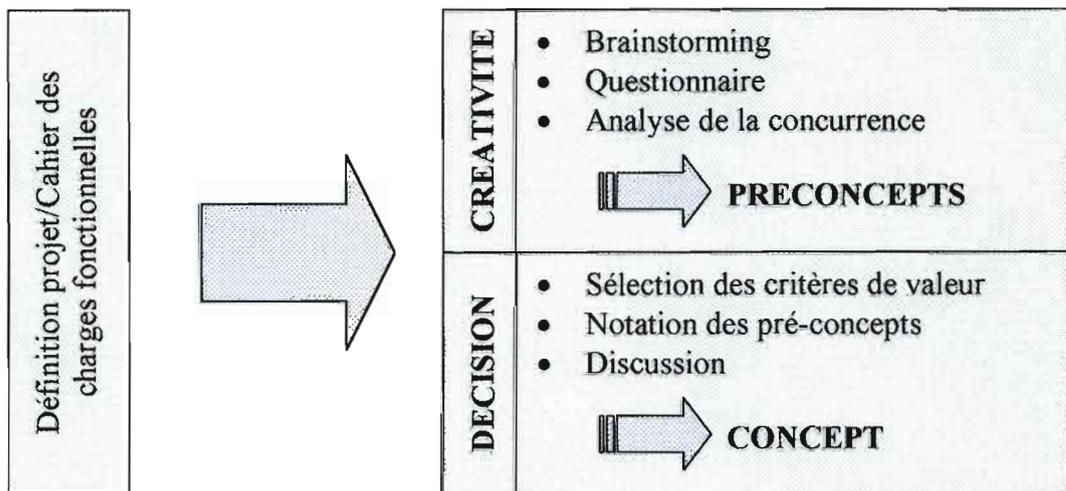


Figure 10 : méthode de conception

2. Etude de faisabilité topographique d'un aéro-générateur

2.1 Etude de faisabilité des besoins en électricité

2.1.1 Situation énergétique du Sénégal

Jouant un rôle crucial dans la politique énergétique nationale, l'électricité uniquement d'origine thermique, est presque entièrement produite par la SENELEC qui est aussi chargée de la distribution et de la vente. Quelques industries de la place comme la CSS, la SONACOS, les ICS, la SAR, les Grands Moulins et la SNTI, produisent de l'électricité qu'elles utilisent pour leurs propres besoins et revendent le surplus de production à la SENELEC.

Disposant ainsi du monopole de la distribution de l'électricité au Sénégal, la SENELEC possède une puissance installée totale de 295,6 MW et produit environ 1000 GWh par an pour une consommation de 300000 T de produits pétroliers. La distribution s'opère par le biais du réseau interconnecté d'une puissance totale de 271,3 MW auquel s'ajoute deux centrales régionales à Ziguinchor et Tambacounda d'une puissance totale de 14,5 MW et des centrales secondaires de 9,8 MW réparties dans 24 sites à travers le pays.

L'énergie, dans ses diverses formes, constitue le moteur de toute activité humaine, et même de la vie tout court. Dans ce sens il constitue une condition sine qua non de tout développement humain et l'un des meilleurs indicateurs du processus de développement des pays. Par conséquent, l'approvisionnement en énergie est un enjeu de développement de premier ordre. Il sera étudié:

- la situation actuelle d'utilisation de l'énergie au Sénégal et le lien étroit qui existe entre le niveau de développement et la consommation énergétique;
- le potentiel du Sénégal en matière d'énergies renouvelables;
- la contribution que ces formes d'énergie peuvent apporter à l'approvisionnement énergétique du Sénégal.

2.1.2 Situation actuelle de l'utilisation de l'énergie au Sénégal

Afin de mieux ressortir l'importance de l'énergie électrique dans la consommation énergétique globale, ce paragraphe distingue, d'une part, la consommation énergétique globale et, d'autre part, l'accessibilité de la population Sénégalaise à l'électricité.

2.1.2.1 Consommation énergétique globale

La consommation énergétique au Sénégal se caractérise aussi par la prédominance du bois.

énergie et de ses dérivés charbon de bois et résidus agricoles (bouse de vache). Cette forme d'énergie représente 77 % de la consommation énergétique alors que, dans les pays développés, la contribution de la biomasse est de l'ordre de 35 %. Une enquête, menée au niveau de 10 pays africains en 1992, montre que le bois représente 95 % de la consommation énergétique des ménages.

La faiblesse de la consommation énergétique se traduit dans la pratique par une utilisation massive des forces humaines et animales pour la satisfaction des besoins quotidiens tels la recherche de l'eau, le transport, la culture avec des rendements temporels très faibles.

Par ailleurs, la consommation excessive de bois, comme source d'énergie, constitue, pour beaucoup de pays africains, un sérieux

problème de menace de l'environnement. En effet, dans ces pays, le taux de prélèvement est de loin plus important que celui de la régénération naturelle de la biomasse. Aussi il se crée un processus de désertification continue dont les effets néfastes se manifestent déjà au niveau du climat : sécheresse, érosion du sol, disparition des espèces, etc.

2.1.2.2 Accessibilité de la population sénégalaise à l'électricité

A cause des multiples et importants services qui lui sont liés, notamment en matière de santé, d'éducation, de communication, de production artisanale, etc..., l'électricité occupe une place importante dans la classification de la consommation énergétique. Ainsi, il est généralement admis que l'électricité, de part son importance, constitue le critère essentiel de distinction entre le milieu urbain et le milieu rural. Le taux d'accès à l'électricité de la population sénégalaise est très faible et est estimé à **10 %**.

Ce taux déjà faible est encore difficile à maintenir car l'accroissement de la population sénégalaise est de loin supérieure à celle ayant accès à l'électricité.

Le taux d'électrification de **10 %** cache une profonde disparité entre les régions du Sénégal dont plus de la moitié ont un taux d'électrification inférieur à **10 %**. L'essentiel de la consommation électrique se faisant à Dakar ou sont concentrées les entreprises.

En plus du taux d'électrification, on doit également s'intéresser à la production d'électricité par habitant qui non seulement reflète le taux d'électrification mais également le niveau d'industrialisation des pays. La production d'électricité par habitant et par an est faible et est de l'ordre 293 kWh. Pour le Sénégal.

2.1.2.3 Potentiel en énergies renouvelables du Sénégal

Le Sénégal est doté d'un potentiel énorme d'énergies renouvelables dont l'exploitation est à peine commencée. Dans la suite, il sera question de :

- l'hydroélectricité,
- l'énergie solaire,
- l'énergie éolienne,
- la biomasse.

2.1.2.4 Potentiel hydroélectrique

Le potentiel hydroélectrique de 1000 MW des fleuves Gambie et Sénégal constitue une réserve énergétique considérable dont pourrait bien tirer profit le pays. Dans le cadre de l'OMVS, la centrale de Manantali entrera bientôt en fonction.

Les bailleurs de fonds se sont déjà engagés à apporter le financement qui est estimé à 231 milliards de francs CFA. Les appels d'offres ont été lancés pour la ligne Est devant desservir le Mali et pour ce qui concerne la ligne Ouest qui intéresse le Sénégal, ils le seront avant la fin de cette année. Ainsi, pourra-t-on au plus tard en fin d'année 2001, disposer de 33% des 800GW qui seront produits à partir de Manantali, conformément aux termes de l'accord qui lie les trois (3) pays : Sénégal, Mali et Mauritanie.

Indubitablement, cet apport pourra contribuer à la réduction de la dépendance énergétique du pays en attendant que d'autres réalisations puissent être faites sur le fleuve Sénégal ou sur le fleuve Gambie.

2.1.2.5 L'énergie solaire

Avec près de 3000 heures d'ensoleillement et une irradiation globale de 2000kWh/m²/an, le Sénégal dispose d'un véritable gisement solaire pouvant réellement faire l'objet d'une exploitation à grande échelle à des fins énergétiques. Déjà, dans le cadre de la coopération bilatérale avec des partenaires du Nord comme le Japon et l'Allemagne, l'Etat a consenti des efforts pour valoriser ce gisement.

Les différentes filières de cette branche énergétique permettent des applications dans de nombreux domaines: l'éclairage public et domestique, le pompage d'eau, le dessalement des eaux, la réfrigération, le séchage des produits de la pêche et de l'agriculture, etc...

De nombreuses réalisations ont pu être faites dans le cadre de l'exécution de certains projets. Par exemple, des centrales solaires photovoltaïques (cette forme de valorisation semble être la plus prometteuse) ont pu être installées dans plusieurs localités dont Niaga Wolof, Notto, Diaoulé et Ndiébel et plus de 1500 systèmes photovoltaïques familiaux ont pu être diffusés à travers le pays. Aujourd'hui, tout le monde s'accorde à dire que l'énergie solaire offre de grandes possibilités, particulièrement pour l'électrification rurale. A cet égard, un vaste programme de développement des applications de l'énergie solaire en milieu rural, évalué à 40 milliards de francs CFA, a été conçu par le gouvernement.

2.1.2.6 L'énergie éolienne

Le potentiel dont dispose notre pays dans ce domaine n'a pas encore fait l'objet d'une grande exploitation. Dans la bande côtière située dans les régions de Thiès et Dakar, quelques installations éoliennes destinées au pompage des eaux ont pu être implantées, le plus souvent avec le

concours d'Organisations Non Gouvernementales (ONG). Mais au total, il y a eu beaucoup d'échecs dus à un choix très peu inspiré des sites.

2.1.2.7 La biomasse : rationalisation et préservation

La biomasse est actuellement la première source au Sénégal. Malheureusement c'est une zone à fragile équilibre écologique, le Sénégal ne dispose pas d'un capital appréciable de la biomasse et ces ressources ne sont pas inépuisables et le poids démographique est en train d'amenuiser leurs capacités de régénération naturelle. Aussi, le taux de prélèvement est de loin plus élevé que celui de la régénération. Il est donc impératif de prendre des mesures appropriées pour conserver le caractère renouvelable de cette source d'énergie.

2.1.3 Evaluation des Besoins

Pour mettre l'énergie électrique à la portée des populations rurales, on peut procéder par extension des réseaux, interconnectés ou par la méthode de "Villages éoliens intégrés".

Cette dernière méthode, qui a l'avantage d'être la moins coûteuse et la plus adaptée aux échelles des énergies renouvelables, consiste à satisfaire les besoins énergétiques essentiels tels l'exhaure de l'eau, la conservation de vaccins(dispensaire), l'éclairage des centres sociaux, besoins domestiques, la télécommunication, etc..) des communautés rurales grâce à l'énergie éolienne.

On évalue ces besoins et les coûts inhérents, pour un village standard de 2.000 habitants repartis en 133 familles de 15 habitants. Cette estimation colle à la réalité dans les villages côtiers au Sénégal et nous a été fournie par un chef de village nous le prenons comme base pour effectuer notre évaluation.

Besoins domestiques

TYPE D'APPAREIL	PUISSANCE NOMINALE [W]	DUREE DE FONCTIONNEMENT NORMAL [mn]
Réfrigérateur(100 l)	100	Marche continue
Four électrique	3000	45 à 60
Cuisinière électrique	3000	60
Télévision	75	360
10 lampes à incandescence	600	480
2 lampes fluorescentes	40	480
Total	6815	—

Tableau 1 : Besoins domestique

Pour des raisons de commodité on a choisi de ne pas tenir compte de la simultanéité et des durées de fonctionnement qui conduirait à baisser les puissances car la puissance totale n'est pas appelée.

$$P_1 = 133 \times 6800 = 905 \text{ kW.}$$

Dispensaire

TYPE D'APPAREIL	PUISSANCE NOMINALE [W]	DUREE DE FONCTIONNEMENT NORMAL [h]
Réfrigérateur(200 l)	175	Marche continue
10 lampes à incandescence	600	8
10 lampes fluorescentes	180	8
Total	955	—

Tableau 2 : Besoins d'un dispensaire

$$P_2 = 955 \text{ W}$$

Restaurant

TYPE D'APPAREIL	PUISSANCE NOMINALE [W]	DUREE DE FONCTIONNEMENT NORMAL [h]
Percolateurs avec chauffe-eau	600	12
Table chauffante	3200	12
Grille à viande	3000	12
Friteuse(5l d'huile)	2600	12
Total	9400	—

Tableau 3 : besoins d'un restaurant

$$P_3 = 9,4 \text{ kW}$$

Pompe pour exhaure de l'eau

TYPE D'APPAREIL	PUISSANCE NOMINALE [W]	DUREE DE FONCTIONNEMENT NORMAL [h]
Moteur asynchrone triphase	500	8

Tableau 4 : besoin pour une pompe

$$P_4 = 0,5 \text{ kW}$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 916 \text{ kW}$$

Cette évaluation ne prend pas en considération l'évolution démographique du Sénégal. En effet; rien que pour maintenir constant le nombre de Sénégalais n'ayant pas accès à l'électricité et pouvoir ainsi disposer d'un résultat tangible, il faudra investir tous les ans 2,7% des besoins exprimés ci-dessus.

On voit tout de suite un avantage à savoir la diminution de la consommation de la biomasse.

2.1.4 Energies renouvelables pour le développement

Etant donné que 60 % de la population Sénégalaise vivent en milieu rural, la question de développement se confond presque entièrement avec celle du développement rural.

On constate que plus le PNB par habitant du pays augmente, plus la proportion de la biomasse dans le bilan énergétique global diminue au profit d'autres sources d'énergie modernes.

Cela montre à quel point le développement est lié à l'utilisation des sources d'énergie modernes.

Les 60 % de la population, qui vivent en milieu rural, n'ont pas accès à des services appropriés de santé et d'éducation et cela, en grande partie, par absence de source d'énergie moderne, notamment l'électricité. Il leur faut aussi consacrer beaucoup de temps et d'énergies pour des corvées usuelles telles la recherche de l'eau, du bois énergie, etc.

Ainsi, non seulement, ils ne disposent pas de toute leur faculté naturelle par manque de service de santé et d'éducation, mais, ils gaspillent une partie du minimum qui leur reste dans des tâches inconvenantes. L'ampleur des tâches quotidiennes conduit les parents à mettre à contribution leurs enfants qui ne peuvent plus alors consacrer assez de temps aux études, s'ils ont encore la chance d'accéder à l'école. Ainsi se referme le cycle du sous-développement. Comme il est actuellement impensable de mettre à la disposition des populations rurales des réseaux électriques, il est plus qu'impératif de se tourner vers les énergies renouvelables. Ces sources d'énergie disposent, par rapport aux énergies conventionnelles, de trois atouts importants qui font d'elles un moyen de choix pour un développement durable de l'humanité :

- leur quasi-omniprésence. Le caractère omniprésent des énergies renouvelables permet d'atteindre, à moindre coût, les populations rurales ou isolées et de mettre à leur disposition les services essentiels (santé, éducation, alimentation en eau, communication, production artisanale, etc...) dont elles ont besoin pour leur développement;
- leur caractère non polluant. Il donne l'avantage d'offrir le même service sans l'inconvénient d'émission des gaz à effet de serre ou polluant.
- Ainsi la qualité de l'environnement, la santé humaine et animale sont préservés. Bien que les surcoûts relatifs à ces nuisances

n'apparaissent pas encore dans la structure des prix de l'énergie, l'optique de développement durable doit en tenir compte;

- leur caractère renouvelable. Dans ces conditions, on hypothèque en rien l'avenir des générations futures dans l'utilisation des ressources disponibles de la planète.

2.2 Etude de faisabilité des conditions de vie locales (Sénégal)

Superficie (en km ²)	196 722 km ²
Population	10millions d'habitants
Densité	50 habitants/km ²
Taux de croissance moyen	2,70 %
Population de moins de 15 ans (en %)	47,40
Population urbaine(en % de la population totale)	63,40
PIB (milliards F CFA)	2155,00
PIB par habitant (F CFA)	253 306
Taux de croissance du PIB (en %)	2,00
Superficie utilisée à des fins agricoles (millions d'hectares)	3,80
Superficie forestière (millions d'hectares)	11,66

Tableau 5 : Données sur le Sénégal

Le Sénégal a une population de 10 millions d'habitants qui se caractérise par un taux de croissance élevé de 2,7 % l'an.

Le revenu moyen par tête d'habitant est faible. A l'aube du 21ème siècle, notre présente encore des signes patents de sous-développement dont les plus importants sont :

- la prédominance des communautés rurales : 60 % de la population vit en milieu rural;

- le faible taux d'utilisation des formes modernes d'énergie. Mais on peut brièvement rappeler: la très faible consommation de l'énergie commerciale par habitant, le très bas taux d'accès à l'électricité (10%, ce qui signifie que 90 % de la population vit en dehors des réseaux électriques) et la faible production électrique par habitant;

- la destruction de l'environnement pour la satisfaction des besoins énergétiques

- le faible taux d'accès aux autres services de base tels l'eau potable, la santé, l'éducation, etc...

2.3 Etude de faisabilité des conditions météorologiques locales

2.3.1 Données du vent

Une évaluation du potentiel éolien a été effectuée et les résultats sont disponibles au niveau des services de la météorologie nationale qui dispose d'un réseau de mesures de vent, comportant douze stations installées aux abords des aéroports et réparties sur l'ensemble du pays.

La station de Dakar-Yoff que nous avons visité comporte un anémomètre et une girouette reliés à un enregistreur graphique.

Un observateur estime la vitesse du vent toutes les trois heures sur les dix dernières minutes.

Nous avons donné en **Annexe 04** les relevés des vitesses moyennes et instantanées des vitesses moyennes des vents pour la station Dakar-Yoff et la carte du site venté au Sénégal.

2.3.2 Carte des vitesses moyennes annuelles et relevés des vitesses du vent

La carte de la vitesse des vents et les relevés climatographiques sur le vent montrent une faiblesse du potentiel éolien à l'intérieur du Sénégal et que le long du littoral entre Dakar et Saint-Louis, la vitesse des vents est comprise entre 3,7m/s et 6,1m/s (valeurs pointes). Ceci nous permet de dire que l'implantation d'aérogénérateur ne peut se faire que sur la zone côtière particulièrement de Dakar à Saint-louis(vitesses de vent supérieures à 3m/s).

2.3.3 Exploitation et traitement des données de vitesse des vents

Une étude météorologique approfondie pourra permettre lors de la poursuite du projet d'évaluer le potentiel éolien au Sénégal et de calculer les paramètres d'une distribution statistique pour pouvoir tirer des conclusions satisfaisantes de ses données recueillies. L'ampleur du projet ne nous a pas permis d'aborder l'étude de faisabilité des conditions météorologiques sur cet aspect mais nous a permis cependant de promouvoir l'utilisation de l'énergie éolienne pour la production d'électricité au Sénégal.

3. Etude de faisabilité du freinage et de la dérive de l'aérogénérateur

3.1 Généralités

3.1.1 Dispositifs d'orientation

Les plus utilisés sont :

- L'empennage
- L'éolienne auxiliaire
- L'éolienne en aval du support
- Les dispositifs à servomoteur
- Les dispositifs manuels

3.1.1.1 Empennage

Cette solution est utilisée principalement pour orienter des éoliennes lentes jusqu'à 6m de diamètre.

Pour que le fonctionnement soit satisfaisant, certaines conditions doivent être observées :

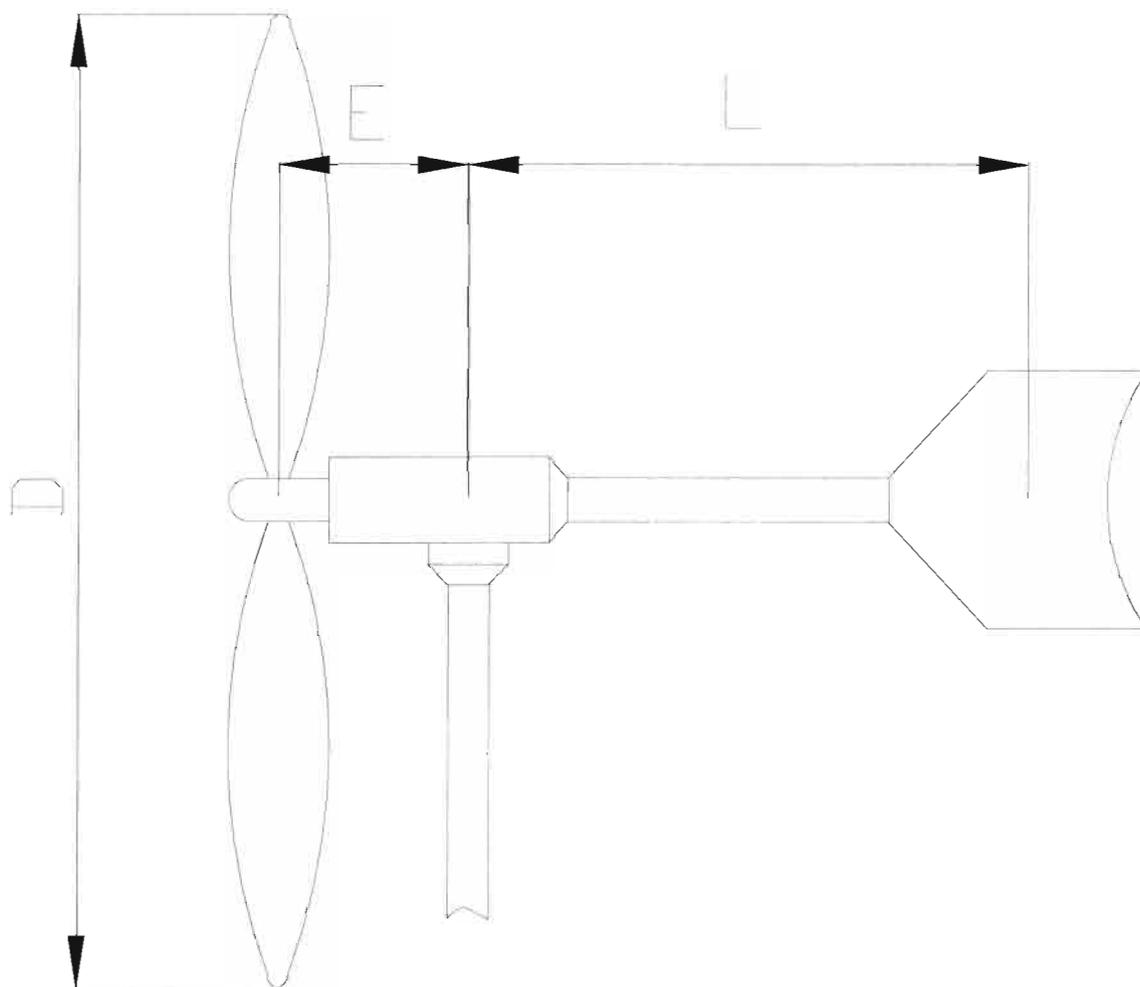


Figure 11 : dispositif avec empennage

Si on donne à la distance entre l'axe d'orientation et le centre de l'empennage, L égale à $4 E$, E désignant la distance entre l'axe d'orientation et le plan de rotation de l'hélice, la surface de l'empennage doit avoir en fonction S , aire balayée par l'hélice, les valeurs suivantes :

Pour une éolienne multipale $s = 0,10 S$ (notre cas).

Pour une éolienne bipale ou tripale $s = 0,04 S$.

Si L est différent de $4E$ les surfaces d'empennage qui assureront la stabilité seront calculées par les relations suivantes :

$$s=0.40S\frac{E}{L} \quad \text{pour une éolienne multipale.}$$

$$s=0.16S\frac{E}{L} \quad \text{pour une éolienne rapide.}$$

En pratique, on donne souvent à L une valeur voisine de $0,6D$.

3.1.1.2 Eolienne auxiliaire

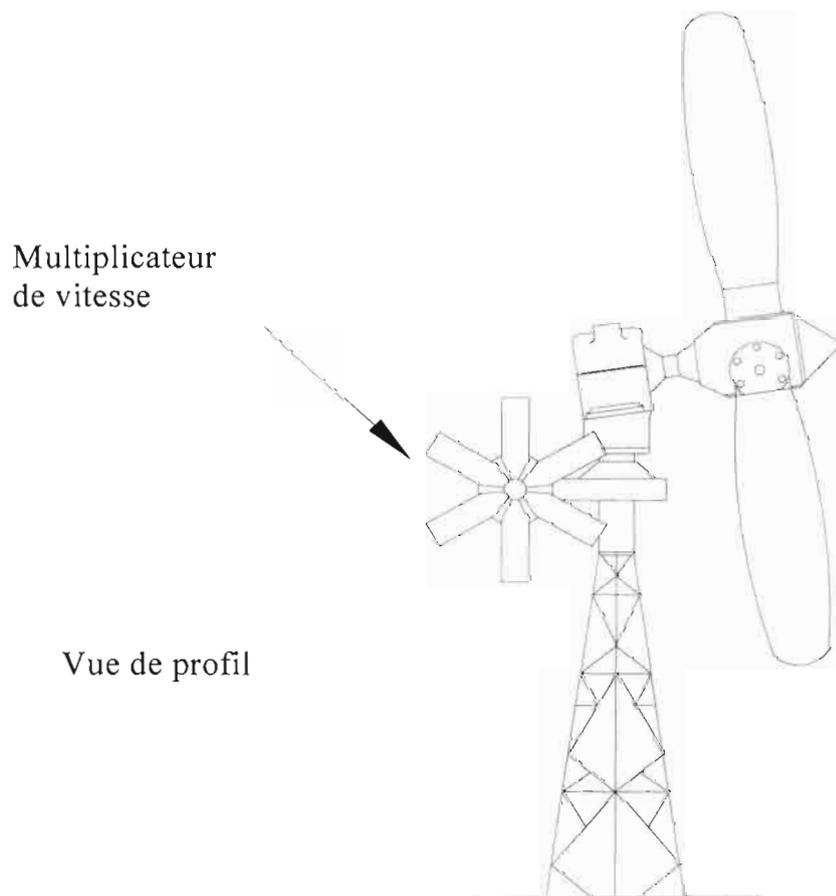


Figure 12 : dispositif éolienne auxiliaire

Le principe du système d'orientation est le suivant: On place sur le côté de l'axe de l'éolienne principale une ou deux petites éoliennes dont l'axe

ou les axes de rotation sont perpendiculaires à celui de l'éolienne principale.

Si l'éolienne principale n'est pas dans le lit du vent, l'éolienne auxiliaire se met en marche en entraînant une vis sans fin qui engrène sur une couronne dentée, concentrique à l'axe du support et solidaire de celui-ci. L'éolienne auxiliaire s'arrête lorsqu'elle reçoit le vent perpendiculaire à son axe. A ce moment, l'axe de l'éolienne principale est exactement dans le lit du vent. Bien entendu l'inclinaison des pales de l'éolienne auxiliaire doit être telle que la rotation autour de l'axe du support ait lieu dans le sens adéquat.

Précisons que l'orientation par éolienne auxiliaire est utilisée avec l'éolienne principale en amont ou en aval du support. Par rapport au système d'orientation utilisant un empennage le système d'orientation par éolienne auxiliaire présente l'avantage d'être plus progressif et sans-à-coups.

3.1.1.3 Eolienne auto-orientable

L'éolienne principale est placée à l'aval du support et s'oriente automatiquement dans le lit du vent comme une girouette.

3.1.1.4 Orientation par servomoteur

La figure ci dessous représente le schéma de principe d'un dispositif utilisant un servomoteur.

Le servomoteur d'orientation qui peut tourner dans les deux sens, est commandé par une girouette et par une dynamo tachymétrique entraînée par l'éolienne.

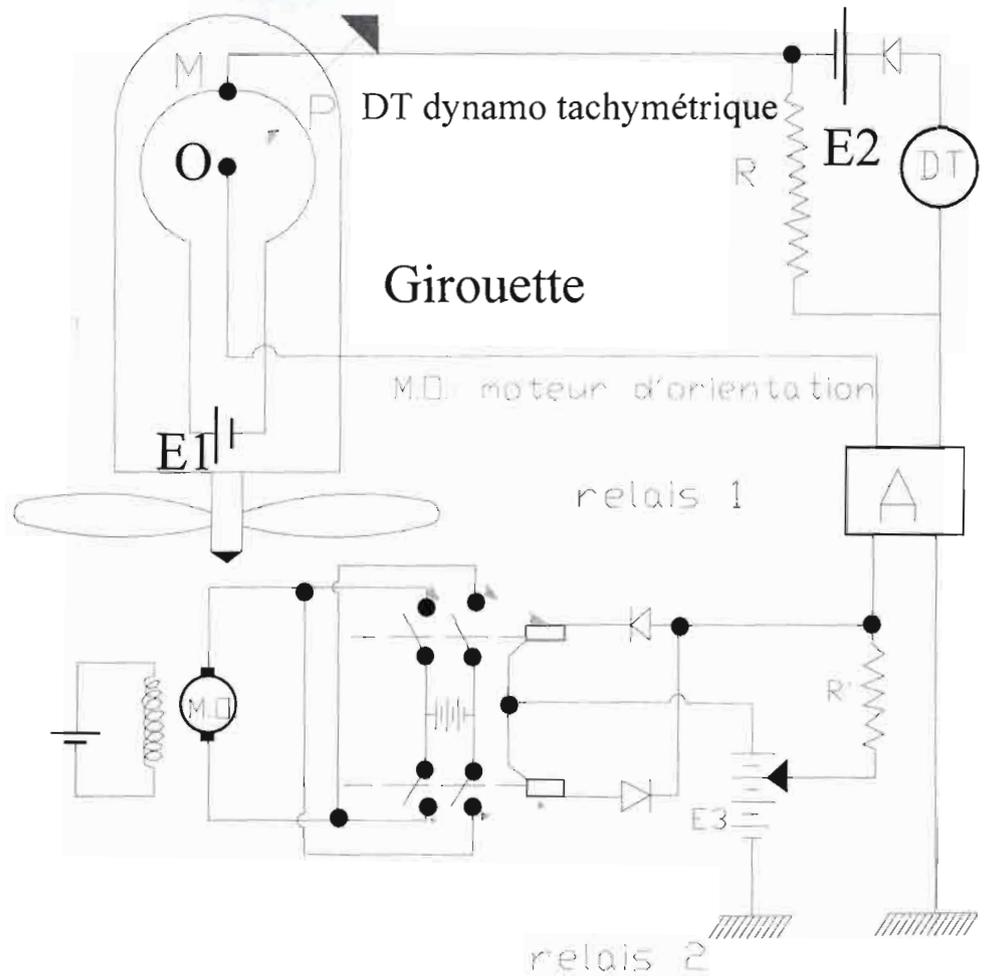


Figure 13 : dispositif avec servomoteur

La girouette, fixée sur le corps de l'éolienne à l'amont de l'hélice, porte un bras conducteur qui se déplace sur un rhéostat horizontal solidaire du corps de l'éolienne. La d.d.p. entre le point milieu M de ce rhéostat et le bras conducteur est appliquée à travers une résistance R, à un amplificateur.

La dynamo tachymètre DT qui fournit une tension proportionnelle à la vitesse de rotation, alimente un circuit qui comporte la résistance R précédente, un redresseur et une batterie E_2 placée en opposition.

Tant que la vitesse de l'hélice est inférieure à la vitesse nominale, la tension aux bornes de la dynamo tachymétrique est plus faible que la tension aux bornes de la batterie E_2 . La dynamo ne débite aucun courant. La tension appliquée à l'entrée de l'amplificateur est donc celle qui existe entre le point M et le point P. Le moteur se met en route jusqu'à l'éolienne vienne exactement se placer dans la direction du vent. Si la vitesse de l'éolienne est trop importante, la dynamo débite un courant qui provoque une chute de potentiel dans R. Le moteur d'orientation entre alors en action. L'axe de l'éolienne s'écarte du lit du vent jusqu'à ce que la somme d.d.p. aux bornes de RMP s'annulent. Il en résulte une limitation de la vitesse de rotation de l'éolienne par suite de la limitation de la surface offerte au vent.

3.1.2 Dispositif de régulation

Pour de nombreuses utilisations il est souhaitable que la vitesse de l'éolienne reste relativement constante malgré la variation du vent. Dans ce but, on utilise des régulateurs de vitesse. Ces dispositifs servent aussi de limiteurs de puissance et d'effort sur les pales par grand vent.

On peut classer les solutions adoptées en deux catégories : régulation à pales fixes et régulation à pales orientables.

3.1.2.1 Régulation à pales fixes :

Plusieurs modelés ont été mis au point.

Nous citons :

- Les dispositifs à empennage articulé,
- Les dispositifs à empennage fixe et à axe de rotation inclinable,
- Les dispositifs à empennage rigide et frein aérodynamique.

3.1.2.2 Dispositifs à empennage articulé

Pour éviter que la machine ne s'emballe, on provoque au fur et à mesure de l'accroissement de la vitesse du vent.

Une réduction de la surface offerte au vent par l'hélice par l'inclinaison de l'axe de celle-ci sur la direction du courant d'air (diminution du maître couple). la surface offerte au vent devient $S \cos \phi$, S étant la surface balayée, ϕ l'angle entre la normale au plan de l'hélice et la direction du vent.

Lorsque la vitesse atteint un certain seuil, l'hélice se met en drapeau.

3.1.2.3 Dispositif à empennage fixe et axe de rotation inclinable

Par suite de la réduction de la surface offerte au vent qui est d'autant plus marquée que l'intensité du vent est élevée, la vitesse de rotation de l'éolienne se trouve limitée.

Ce dispositif est utilisé dans les éoliennes de production d'électricité de la compagnie américaine Dunnlite (Iowa - USA).

L'axe de rotation de l'éolienne et le générateur entraîné sont fixés sur une pièce métallique articulée autour d'un axe horizontal perpendiculaire au plan de symétrie de l'installation.

En régime normal, l'axe de rotation de l'éolienne et de l'alternateur sont maintenus horizontaux. Mais lorsque l'intensité du vent augmente, l'axe de l'éolienne s'incline jusqu'à ce que le moment de la poussée axiale, qui n'est pas nul par rapport à l'axe de basculement équilibre l'action du ressort et celle du poids de l'équipage hélice alternateur.

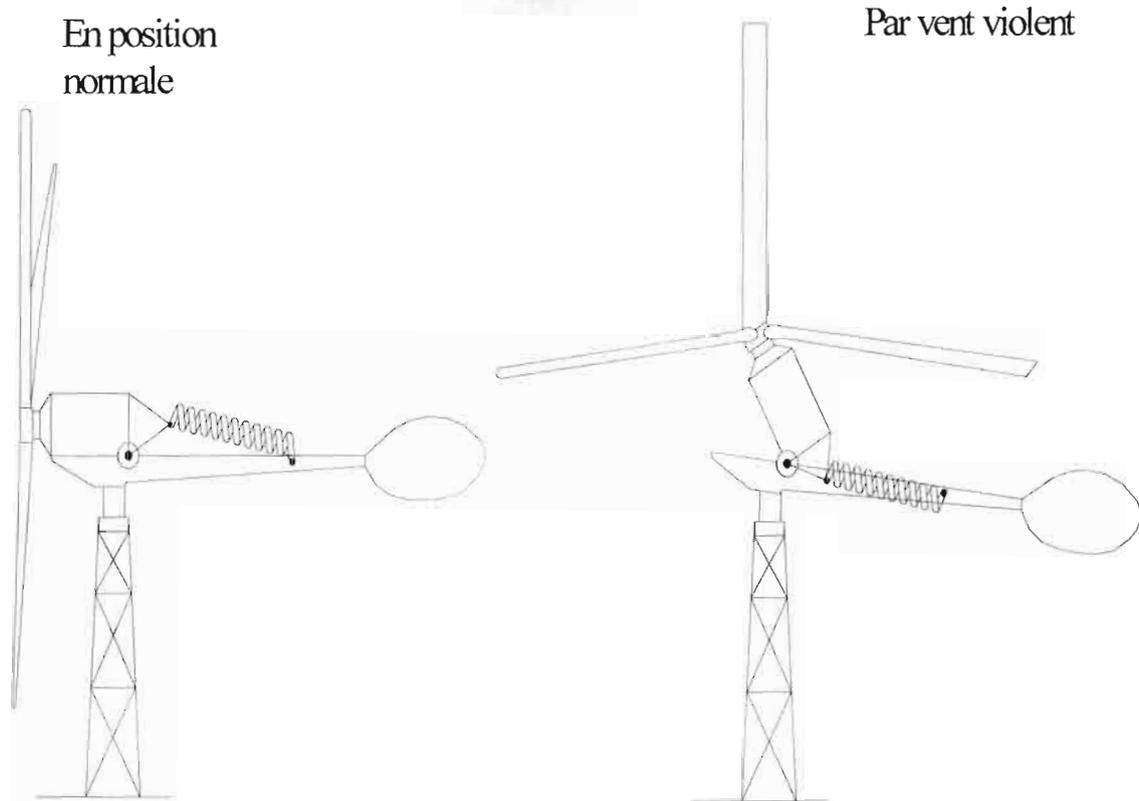


Figure 14 : dispositif à axe de rotation orientable

Par suite de la réduction de la surface offerte au vent qui est d'autant plus marquée que l'intensité du vent est élevée, la vitesse de rotation de l'éolienne se trouve limitée.

Le dispositif qui à l'avantage d'être simple est représenté sur la figure ci-dessus.

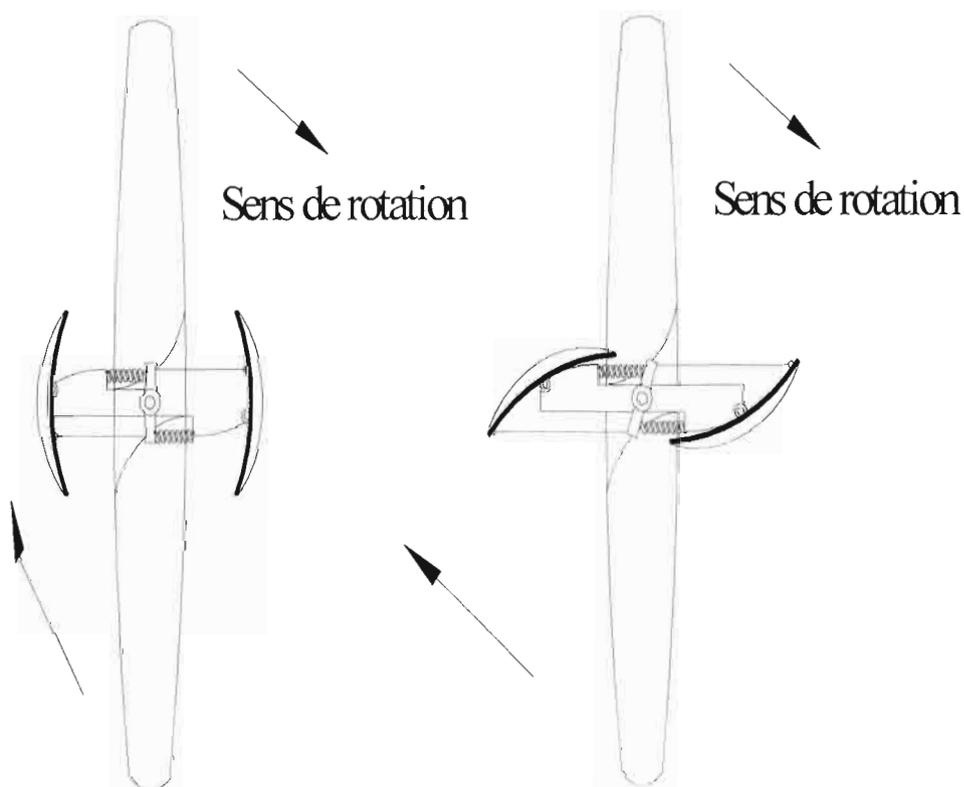
3.1.2.4 Dispositif à empennage fixe et frein aérodynamique

■ 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° 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.

Si la vitesse est inférieure à 8,5 m/s, le régulateur n'intervient pas, les palettes étant maintenues en position concentrique par des ressorts.



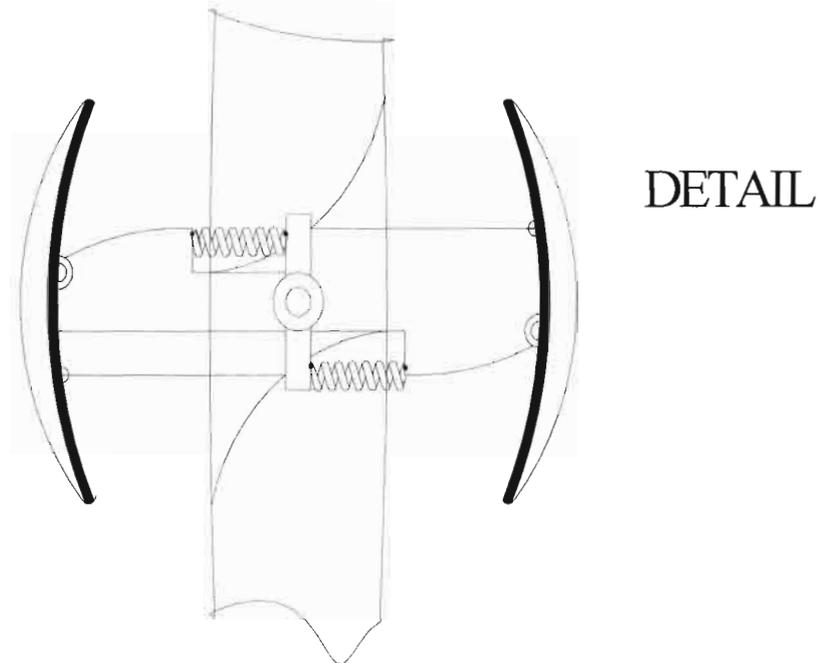


Figure 15 : Régulateur Windcharger

Lorsque la vitesse du vent dépasse 8,5m/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 et maintient la vitesse constante. Si la vitesse de rotation décroît la pression du vent sur les palettes diminue. L'action des ressorts l'emporte; les palettes se rapprochent de la position initiale et l'effet du freinage s'en trouve réduit.

■ Freinage aérodynamique à pales creuses

Ce système consiste à freiner l'équipage en permettant à partir d'une certaine vitesse de rotation, l'apparition d'un courant d'air dans les pales supposées creuses de l'éolienne. Le schéma de principe est représenté à la figure suivante.

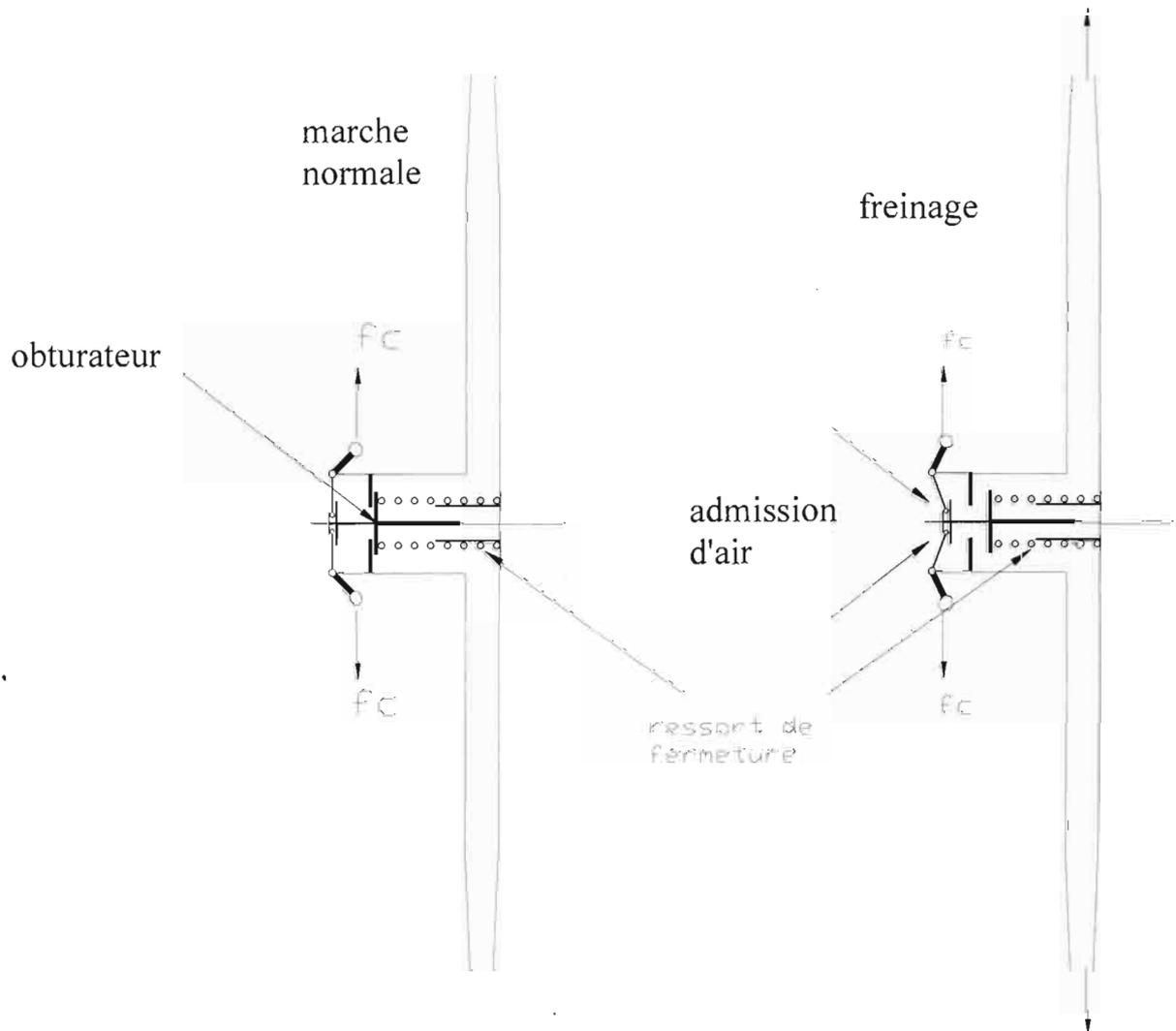


Figure 16 : régulateur à pales creuses

Fonctionnement

Lorsque la vitesse de rotation atteint une certaine valeur, les masselottes commandants l'ouverture de l'ouïe d'admission située au centre s'écartent de l'axe provoquant l'introduction de l'air dans les aubages.

Celui-ci, aspiré vers l'extrémité des pales par l'effet centrifuge, se met en vitesse. Il en résulte l'apparition des forces d'inertie de Coriolis qui agissant sur les pales en sens contraire du mouvement d'entraînement, provoquent un freinage de la roue mobile.

Notons que la circulation d'air dans les pales pourrait également être établie par l'ouverture, sous l'effet de la force centrifuge, d'obturateurs situés aux extrémités des pales; ces organes étaient maintenus contre leur siège par des ressorts tant que la vitesse de rotation de l'hélice reste inférieure à une certaine limite. Dans ce cas, le moyeu de l'hélice, évidemment ouvert au centre.

3.2 Etude de faisabilité du freinage de l'aérogénérateur

3.2.1 Introduction et définitions

Un frein est un dispositif transformant une énergie destinée à ralentir (frein de ralentissement), ou à arrêter complètement le mouvement d'un engin (frein d'arrêt).

Quels que soient le système de freinage et son emploi il absorbe de l'énergie mécanique extérieure qui sera cinétique dans notre cas (Aérogénérateur).

L'énergie mécanique absorbée est restituée par le frein sous une forme qui dépend du système de freinage considéré. Le tableau suivant donne les principes de freinage habituel.

Systèmes de freinage courants			
Energie à transformer	Mode de Transformation	Energie Transformée	Applications
Energie mécanique	Frottement Solide.	Energie calorifique.	Freins de ralentissement et d'arrêt.
	Frottement Liquide.	Energie calorifique.	Freins de ralentissement et arrêt si l'étanchéité est suffisante.
	Création de Courant	Energie électrique transformée sur place en énergie calorifique	Freins de ralentissement
	Création d'énergie électrique par dynamos ou moteurs réversibles.	* Energie calorifique par résistances électriques * Energie électrique récupérée.	Freins de ralentissement.
	Transformation thermodynamique par compression.	Energie calorifique et énergie interne de l'air comprimé.	Freins de ralentissement.

Tableau 6 : Systèmes de freinage

Nous ne saurions trop insister sur l'importance du freinage et le soin à apporter à la détermination des freins. Dans le prix de notre installation, les dispositifs de freinage entre pour une faible part et cependant ils conditionnent à la fois la sécurité de la souplesse de conduite de l'éolienne. Une difficulté parfois insurmontable à été relevée car lors du dimensionnement de l'arbre on avait prévu 400 mm pour le dispositif de freinage.

Les propriétés d'un frein sont caractérisées par un certain nombre de grandeurs dont voici les définitions :

- L'effort de commande est la force maximale constante exercée sur l'organe de commande du frein au cours du freinage.
- La course de commande est le déplacement de l'organe de commande du frein de la position repos à la position de freinage.
- L'indice de commande d'un système de freinage est le produit de l'effort par la course de commande, cet indice homogène à une énergie, caractérise la valeur de l'installation de freinage comprenant le frein proprement dit et le système de transmission.
- L'efficacité du frein ou puissance du frein est le rapport du couple de freinage à l'indice de commande
- La régularité d'un frein est caractérisée par son indice de régularité, rapport de la variation relative du couplet de freinage à la variation relative du couple de frottement.

Par définition l'indice de régularité de deux surfaces planes est égal à l'unité.

La régularité du couple ou de l'effort de freinage dû au frottement est d'autant plus grande que l'indice de régularité est petit.

3.2.2 Composition et définition de la garniture

Historiquement, les garnitures étaient en fonte et le contre-matériau en acier pour un facteur de frottement de l'ordre de 0,15. Hubert Froot créé, en 1897, les premières garnitures à base d'amiante qui prirent plus tard le nom de « Ferrodo » (par transformation du patronyme Froot). De récentes études médicales ont mis en évidence le caractère pathogène de l'amiante blanc (silicate de magnésium).

Aussi les constructeurs actuels ont-ils lancés d'important programme d'étude en vue de remplacer ce matériau par un produit non toxique offrant par ailleurs des performances comparables. Les garnitures sont obtenues par tissage, moulage ou frittage à partir des trois constituants principaux :

_ liants : résines thermodurcissables (phénoplastes) et caoutchoucs(naturels ou synthétiques). Ils assurent la cohésion de la garniture ;

_ fibres : amiante blanc (fibres courtes obtenues par broyage).Des fibres d'aramide(kevlar), d'acier, de verre, de céramique sont en cours d'essai. Notons que ce dernier présente rarement les caractéristiques de souplesse et d'incombustibilité de l'amiante, bien qu'offrant une résistance à l'usure accrue permettant d'envisager un allègement futur des mécanismes de freinage.

_ charges : éléments d'addition confèrent au mélange fibres-liant des caractéristiques spécifiques. La silice est par exemple ajoutée pour ses propriétés pour le frottement.

- considérations relatives aux supports de la garniture

Le bon fonctionnement du frein dépend beaucoup du dessin de la pièce mécanique frottante et du choix du métal utilisé.

La meilleure vitesse de friction est comprise entre 15 et 20m/s. Il faut aussi prévoir entre le diamètre passant par le talon de la garniture et le diamètre du pivot il faut prévoir au moins un angle de 30°.

Pour les disques la proportion optimum entre les diamètres intérieurs et extérieurs est 1/0,7.

- Considérations relatives aux garnitures

L'épaisseur de la garniture est déterminée en prévoyant, pour des conditions normales d'utilisation, 1mm d'usure pour 15 millions de kgm freinés par décimètre carré de garniture.

La fixation des garnitures en matière tissée se fait par des rivets d'aluminium à tête fraisée à 60° ; celle des garnitures en matière moulée, par des rivets pleins ou tubulaires à têtes plates, en aluminium, ou en laiton pour les frictions fortement chargées. Dans tous les cas, la garniture est fraisée pour recevoir la tête du rivet ; cette fraisure doit laisser une certaine épaisseur de matière sous la tête du rivet.

La surface de frottement de la garniture sera choisie de telle sorte qu'elle s'oppose à une surface métallique frottante dont le dos est ventilé.

En effet si elle était montée libre la garniture glisserait de préférence sur la surface la plus chaude, ce qui serait mauvais au point de vue frottement.

- Choix d'une garniture de friction

Les garnitures se présentent sous forme tissée ou moulée. Les premières traditionnellement employées dans l'industrie étaient obtenues par tissage de coton et d'amiante et imprégnation.

Les garnitures en matière moulée sont obtenues à partir de fibres courtes d'amiantes, de résines et de charges diverses, le tout fortement comprimé. Etant plus réfractaires que les garnitures tissées, elles conviendront pour les services particulièrement sévères, permettant de résoudre certains problèmes nouveaux et difficiles.

Les caractéristiques d'une garniture sont : le coefficient de frottement, la limite de sécurité de température et la limite de sécurité de pression.

Ces valeurs sont tabulées et sont des valeurs relevées dans des cas classiques d'applications industrielles.

Pour que le fonctionnement d'une garniture soit régulier, il ne faut pas dépasser la température de sécurité sinon l'usure croit très rapidement et le coefficient de frottement devient instable.

Toutefois des dépassements occasionnels rares et de courte durée, de 50% peuvent être tolérés.

La pression de sécurité indique une limite à ne jamais dépasser dans les applications courantes.

- Fixation des garnitures

Effort maximum par rivet :

_ Garnitures en matière tissée

Pour obtenir la surface de garniture que peut retenir un seul rivet, et par suite le nombre de rivets, il faut diviser l'effort maximum par rivet par la pression maximum sur la garniture.

_ Garnitures en matière moulée

Les considérations précédentes restent valables en utilisant des rivets droits à têtes plates.

- Choix des rivets

Les rivets doivent s'user parallèlement à la garniture ; il faut donc qu'il soit en métal doux : cuivre rouge, aluminium pur.

Le diamètre de la tige du rivet est égal en principe à l'épaisseur de la garniture jusqu'à 6mm. Au-delà, on limite le diamètre des rivets à 7 ou 8mm. Pour les garnitures travaillant en friction continue, ces garnitures ayant des épaisseurs plus fortes que la normale, le diamètre des rivets peut être réduit, la pression étant généralement plus faible.

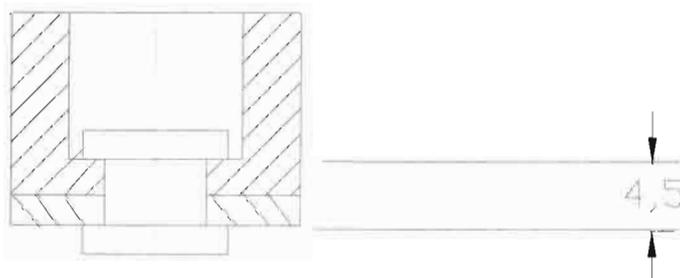
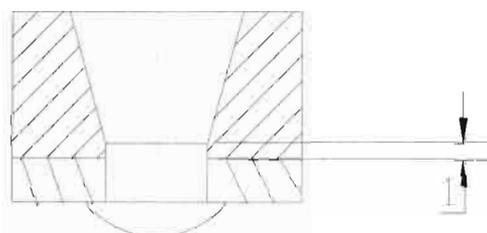
- Intervalle des rivets

La distance entre le bord de la garniture et l'axe du trou de rivet doit être égale à 2,5 fois le diamètre de la tige de rivet.

- Logement de la tête de rivet

- _ Rivet à tête conique

Pour une bonne tenue du rivet le collet de la tête doit porter sur le métal sur lequel est fixé la garniture.



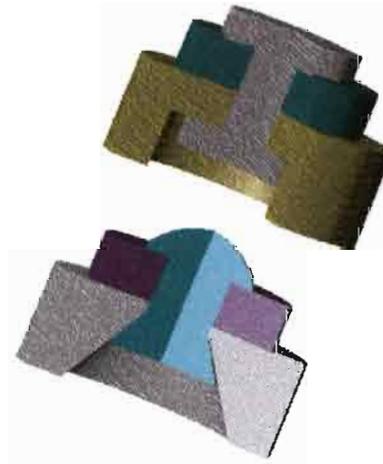


Figure 17 : détails fixation par rivets

3.2.3 Base de calcul d'une garniture de frein

3.2.3.1 Définitions et notations

Symboles	Unités	Définition
T	°C	Température maximum atteinte par la surface métallique frottante au cours d'un cycle d'opération.
T_o	°C	Température de l'atmosphère ambiante autour du mécanisme.
T_a	°C	Température autour des garnitures.
ΔT_m	°C	Elévation de température moyenne de la surface métallique frottante au cours d'un coup de frein isolé.
ΔT_r	°C	Température résiduelle de la garniture métallique frottante au début d'un coup de frein isolé.
T_s	°C	Température de sécurité pour une garniture donnée.
e	mm	Epaisseur disque frein.
V	m/s	Vitesse périphérique moyenne générale du frein.

Tableau 7 : définitions et notations

Pour une élévation de température peu considérable comme dans notre cas : à la suite d'études approfondies sur les lois de Stephan et de Fourier, et sur une expérience de plus de 50 ans, la Société Anonyme Ferredo a proposé une formule de calcul que nous adopterons par la suite.

$$\Delta T_m + \Delta T_r + T_a \leq T_s$$

avec :

$$\Delta T_m = (P/S)_{\max} = \left[10 \frac{t_f}{e} + \frac{e}{15} \right]$$

$$\Delta T_r = \frac{3300}{V+10} \left[2(P/S)_{\text{moy}} + \sqrt{(P/S)_{\text{moy}}} \right]$$

3.2.4 Frein à disque

Un frein à disque est un frein dans lequel les surfaces de frottement sont planes et perpendiculaires à l'axe de rotation.

3.2.4.1 Généralités sur les solutions actuelles

■ Les disques communément utilisés ont la forme d'un cylindre de faible longueur, du moins dans leur partie active. Les faces opposées du disque portent les pistes de frottements.

■ Patins de frictions : ils sont complets ou partiels.

Le patin de friction complet, en forme de couronne, n'est de nos jours utilisé que pour le freinage de quelques tracteurs agricoles, véhicules lents et avions. L'une des raisons de l'utilisation de ces patins complets est probablement le maintien des pressions unitaires à des valeurs acceptables.

A ce jour, dans le domaine de l'automobile, on semble avoir adopté définitivement le patin partiel, qui recouvre qu'une portion angulaire

réduite du disque. Cette solution qui dégage la majeure partie du disque et qui permet en même temps une meilleure évacuation de la chaleur sera préconisée dans notre étude de faisabilité.

3.2.4.2 Calcul du frein à disque

- **Généralités**

Soit un patin de friction en contact avec le disque par une surface plane S de forme quelconque, et appliqué sur le disque par une force normale \vec{N} de grandeur N (la résultante des actions normales du disque sur le patin sera N).

Sur une surface élémentaire ds entourant un point P situé à une distance r de l'axe de rotation, le patin va recevoir de la part du disque les forces suivantes (voir figure18) :

_ une force normale \vec{dn} de grandeur :

$$dn = p ds$$

p = dn / ds sera appelée pression spécifique,

_ une force tangentielle :

$$\vec{dt} = \mu \vec{dn}'$$

\vec{dt} et \vec{dn}' situées dans le plan du disque perpendiculairement à O P et dirigées dans le sens de rotation du disque,

μ étant le coefficient de frottement supposé constant sur toute la surface S,

dn' ayant la même grandeur que $\vec{dt} / \mu = dn'$.

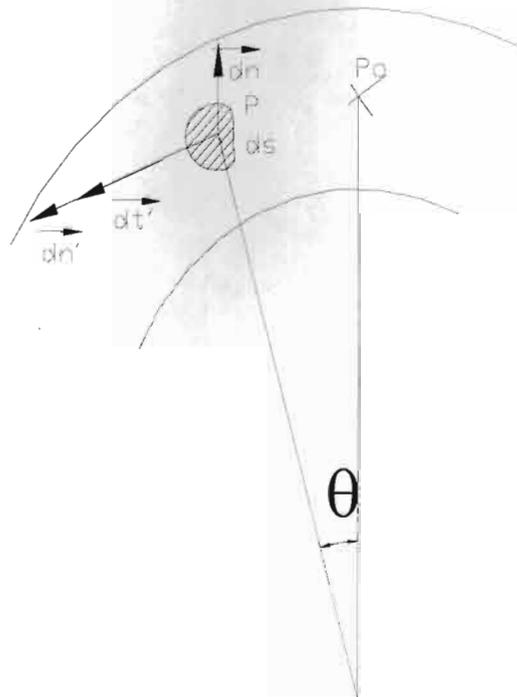


Figure 18 : éléments de masse de disque frein

■ Résultante des actions normales

Cette résultante \vec{N} appliquée en P_0 d'où :

$$\vec{N} = \iint \vec{dn}$$

Les forces dn étant parallèles, on peut écrire :

$$N = \iint dn$$

$$N = \iint p \cdot ds$$

Le moment de cette force normale par rapport à l'axe O sera :

$$\vec{M} = \vec{OP}_o \wedge \vec{N}$$

$$\vec{M} = \iint_S \vec{OP}_o \wedge d\vec{n}$$

Si le patin admet un axe de symétrie, P_o sera sur cet axe et, en définissant tout point P par $OP = r$ et $(\vec{OP}_o, \vec{OP}) = \theta$, la formule précédente devient :

$$OP_o \cdot N = \iint_S r \cdot \cos\theta \cdot dn$$

$$OP_o \cdot N = \iint_S p \cdot r \cdot \cos\theta \cdot ds$$

d'où on tire :

$$R = \frac{\iint_S p \cdot r \cdot \cos\theta \cdot ds}{\iint_S p \cdot ds}$$

Avec $R = OP_o$ rayon d'action des forces normales.

■ Résultante des actions tangentielles et des moments de freinage

L'ensemble des forces $d\vec{t}$ correspond soit à une force \vec{T} , soit à un couple le moment résultant \vec{M} étant le moment de freinage.

L'ensemble des forces $d\vec{t}$ est équivalent à une force \vec{T}

$$M = R' \cdot T$$

Avec R' rayon des actions tangentielles.

L'ensemble des forces \vec{dt} se réduit à un couple ($\vec{T} = 0$) : ce cas est exclu pour les patins partiels car la résultante des forces \vec{dt} est toujours non nulle ; en effet il n'existe pas dans ce cas de forces $\vec{dt}' = -\vec{dt}$ qui annulerait cette résultante.

Dans notre cas nous développons les calculs pour les patins partiels ; les équations seront :

$$\vec{T} = \iint_s \vec{dt}$$

$$\vec{T} = \mu \iint_s \vec{dn}'$$

$$M = R' \cdot T$$

$$M = \iint_s \vec{r} \cdot \vec{dt}$$

$$M = \mu \iint_s \vec{r} \cdot \vec{dn}$$

$$M = \mu \iint_s p \cdot r \cdot ds$$

Lorsque le patin admet un axe de symétrie, \vec{T} est perpendiculaire à cet axe et en définissant le centre P de ds par $OP = r$ et $(\vec{OP}_o, \vec{OP}) = \theta$ on obtient :

$$T = \mu \cdot N'$$

$$T = \mu \iint_s dn' \cdot \cos\theta$$

$$T = \mu \iint_s p \cdot \cos\theta \cdot ds$$

Or $\cos \theta < 1$ donne $\iint p \cdot \cos \theta \cdot ds < \iint p \cdot ds$ d'où $N' < N$

■ Éléments à déterminer

$$x_1 = \frac{\mu \iint p \cdot r \cdot ds}{\iint p \cdot ds}$$

$$R = \frac{\iint p \cdot r \cdot \cos \theta \cdot ds}{\iint p \cdot ds}$$

$$R = \frac{\iint p \cdot r \cdot ds}{\iint p \cdot \cos \theta \cdot ds}$$

$$\lambda = \frac{\iint p \cdot \cos \theta \cdot ds}{\iint p \cdot ds}$$

$$\mu' = \frac{\mu \iint p \cdot \cos \theta \cdot ds}{\iint p \cdot ds}$$

On peut remarquer ces quantités sont liées par $x_1 = \mu' R'$

■ Rayon équivalent d'un frein complet

x_1 étant relatif au contact d'un patin avec une face du disque on aura pour :

_ un frein à disque unique $x = 2 x_1$

_ un frein multidisques (n disques) $x = 2 n x_1$

En pratique pour tenir compte des efforts parasites (coulissement des disques sur les cannelures etc...) il faut multiplier la formule précédente par un coefficient K. En pratique K est légèrement inférieur à l'unité. $0,9 < K < 0,99$.

■ Pression spécifique sur les patins

La pression spécifique moyenne (N/S) doit être comprise entre **20** et **50 bars**

- Forme des patins

Deux règles permettent de définir la forme optimale des patins : usure constante et échauffement constant.

■ Usure constante

L'idéale serait que la face d'appui du patin reste parallèle à la face d'origine au cours de l'usure.

On admet que l'usure ds d'un élément, dont le centre P est à une distance r de l'axe de rotation, est proportionnelle au travail de frottement qu'il reçoit. Cette condition impose que le travail de frottement soit le même en tout point du patin.

$$dW / ds = Cte$$

Soit :

$$dW / ds = V \cdot \frac{dt}{ds}$$

$$dW / ds = r \cdot \omega \cdot \mu \cdot \frac{dn}{ds}$$

$$dW / ds = \mu \cdot p \cdot r \cdot \omega$$

V : vitesse linéaire du disque au point P

μ : coefficient de friction supposé constant sur tout le disque

ω : vitesse angulaire de rotation

CONDITION USURE CONSTANTE : $pr = Co$ (1)

avec Co constant.

■ Echauffement constant

Il est également souhaitable que tout élément du disque ds reçoive au cours de son passage sur le patin r la même quantité de chaleur : le disque s'échauffera ainsi régulièrement et se déformera moins.

Soit un élément ds du disque, dont le centre P est situé à une distance r de l'axe passe devant le patin pendant une rotation 2α et décrit donc pendant ce passage une course $2 r \alpha = e$. En supposant que qu'il est soumis à la même pression unitaire, pendant tout le trajet l'élément ds reçoit l'énergie :

$$dW' = dt \cdot l$$

Soit :

$$dW' = 2\mu \cdot p \cdot ds \cdot r \cdot \alpha$$

d'où :

$$\text{CONDITION ECHAUFFEMENT CONSTANT : } \frac{dW'}{ds} = 2\mu \cdot p \cdot r \cdot \alpha \quad (II)$$

Pour respecter usure et échauffement constant les formules (I) et (II) donnent :

$$\alpha = \text{constante}$$

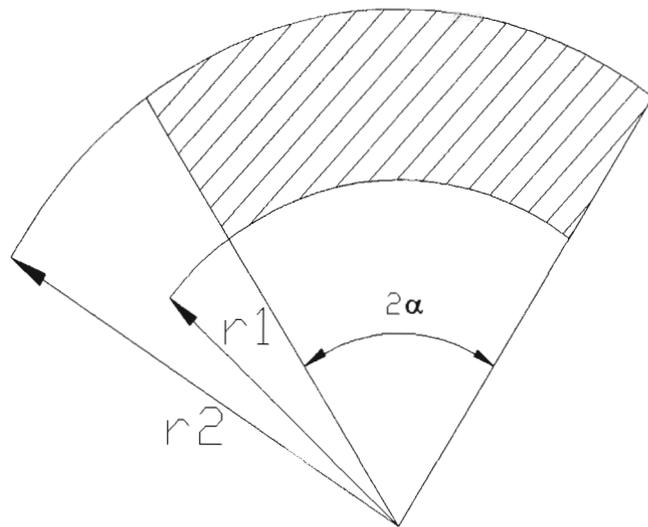


Figure 19 : patin à bords radiaux

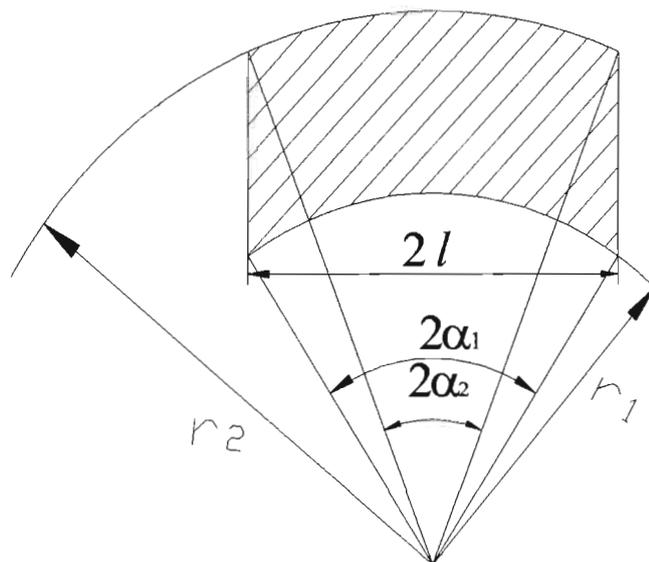


Figure 20 : patin à bords parallèles

- Application à l'aérogénérateur

Le patin idéal serait donc limité par deux cercles concentriques, de rayons r_1 et r_2 et délimités par deux droites radiales formant un angle 2α .

Les données de l'aérogénérateur sont les suivantes :

- La charge radiale (poids des pièces) : 300 kg
- La vitesse de rotation maximum de l'arbre est 120 tr/mn.
- $\Phi_{\text{arbre}} = 100 \text{ mm}$
- Charge tangentielle à vaincre à ce diamètre : $3 P_M = 100 \text{ kg}$
- Le couple de freinage est pris sensiblement égal au couple transmis au moteur : Couple moteur = 600 N.m soit 61 kg.m.
- Garniture ferredo 44 Matière moulée noire ou apparaisse des fils en laiton (pour disque seulement); coefficient de frottement à sec $\mu = 0.25$; $T_s = 180 \text{ °C}$ Pression max. = 25 kg/cm².
- La durée de freinage est prise égale à 60 s



Figure 21 : arbre

- Calcul des inerties

Toutes les inerties sont calculées par rapport à l'axe moteur.

Pour une pale le rayon est de 4.6m et la masse de 32 kg.

$$PD^2 = 32 * 4.6^2$$

$$I_1 = 3 * 32 * 4.6^2 / 4g = 51.77 \text{ kgms}^2$$

Arbre proprement dit :

$$\text{Poids} = 100 \text{ kg}$$

$$\text{Diamètre} = 100\text{mm}$$

$$PD^2 = 30 * 0.1^2 / 2$$

$$I_2 = \frac{30 * 0.1^2 / 2}{4g} = 0.00382 \text{ kgms}^2$$

Arbre porte satellite:

$$I_3 = 50 * \frac{\left[\frac{(854 - 356) 10^{-3}}{2} \right]}{4g} = 0.079 \text{ kgms}^2$$

L'inertie est essentiellement due aux pales ; on majore l'inertie totale qui est égale à la somme des inerties des pièces tournantes solidaires de l'arbre à 60 kgms².

$$I = 60 \text{ kgms}^2$$

- Calcul des dimensions de la garniture

___ Détermination de la surface de la garniture :

$$P/S = \frac{1}{75} \frac{61 \left(\frac{120 * 2\pi}{60} \right)^2}{S} = 0.07 \text{ Ch /dm}^2$$

D'où :

$$\mathbf{S = 1614 \text{ mm}^2}$$

___ Détermination de l'épaisseur de la garniture

On utilise les formules de la société anonyme Ferrodo

$$r_{\text{moy}} = 0,100 \text{ m}$$

$$V = r \omega = 0,1 * \frac{120 * 2\pi}{60} = 1,25 \text{ m/s}$$

La température résiduelle de la surface métallique frottante au début d'un coup de frein

$$\Delta t_r = \frac{3300}{1,25 + 10} (2 * 0,07 + \sqrt{0,07}) = 118^\circ\text{C}$$

Pour :

$$\Delta t_m + 118 + 25 \leq 180^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m \leq 37^\circ\text{C} \quad \text{on prend } \Delta t_m = 35^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{max}} = \text{Couple de freinage} * \omega_{\text{max}} / 75 \\ \approx \text{couple transmis au moteur.}$$

$$C_m = 600 \text{ Nm}$$

$$\text{Soit : } C_f = 61 \text{ kg m.}$$

On a :

$$35 = \frac{\left(600 * \frac{120 * 2\pi}{60}\right) * \left(\frac{1}{75}\right)}{745 * 1614 * 10^{-4}} * \left(60 \frac{10}{e} + \frac{e}{15}\right)$$

soit $e_1 = 645,11 \text{ mm}$ ou $e_2 = 13,95 \text{ mm}$. D'où :

$$e \in]13,95 ; 645,11 [$$

On prend :

$$\mathbf{e = 14 \text{ mm.}}$$

- Remarque

Le catalogue nous impose une hauteur comprise entre 5 mm et 77 mm et de prévoir au minimum 15 mm entre le trou et le bord de la garniture (problème de fixation).

- Forme du patin

___ Patin à bords radiaux

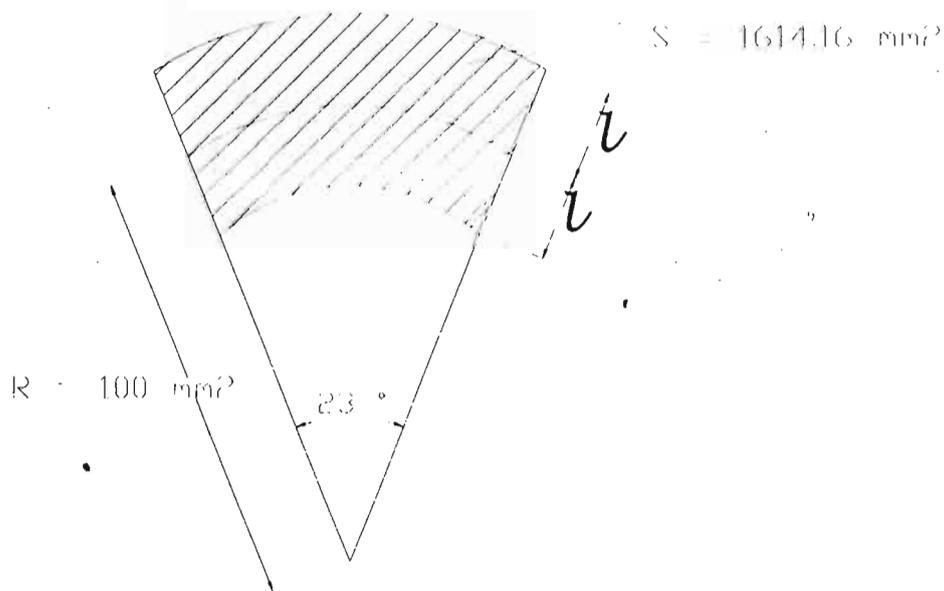


Figure 22 : cotation du patin à bords radiaux

$$S = \frac{(R+l)^2 \pi \theta (\text{en degré})}{360} - \frac{(R-l)^2 \pi \theta (\text{en degré})}{360}$$

$$1614.96 = \frac{(100+l)^2 * 3.14 * 21}{360} - \frac{(100-l)^2 * 3.14 * 21}{360}$$

$$l = 22.04 \text{ mm}$$

__ Patin à bords parallèles

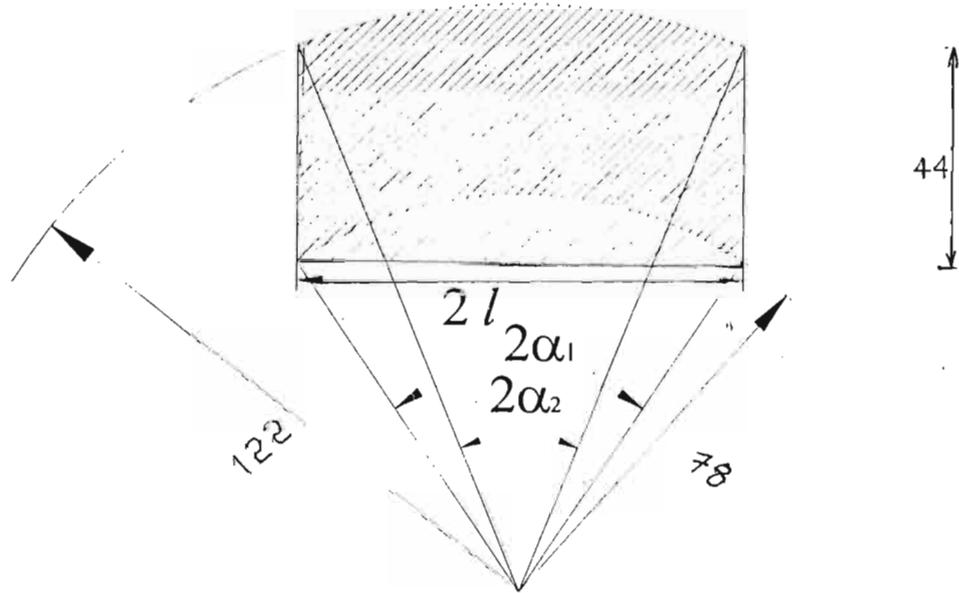


Figure 23 : cotation du patin à bords parallèles

On voit que la surface de la garniture est équivalente à celle du rectangle de largeur 44mm ($44 = 2 \cdot 15 + e$ pour tenir compte du rivetage).

D'où on tire facilement :

$$2l = 1614.96/44 = 38.52 \text{ mm.}$$

Une esquisse du schéma sur AutoCAD nous a permis de mesurer :

$$2\alpha_1 = 28.59^\circ \quad \text{et} \quad 2\alpha_2 = 22,20^\circ.$$

- Calcul du frein

Dans ce premier calcul on considère que :

__ μ est constant,

_ le patin qui s'étend radicalement sur les rayons r_1 et r_2 admet un axe de symétrie : le point d'application de la force \vec{N} sera sur cet axe et \vec{T} sera perpendiculaire au dit axe (voir figure suivante).

L'élément ds sera délimité par deux cercles de rayon r et $r+dr$ et par deux droites formant un angle $d\theta$ d'où :

$$ds = r dr d\theta$$

En reprenant les formules théoriques et en appliquant successivement aux lois d'usure et d'échauffement constant pour les patins limités soit par des bords radiaux ou parallèles on obtient les formules pratiques du tableau suivant :

Tableau 9 : Valeurs des éléments de calcul d'un frein à disque pour deux applications particulières.

Eléments		x	R
1 ^{ère} hypothèse pr = C _o		$\mu \int_{r_1}^{r_2} \alpha r dr / \int_{r_1}^{r_2} \alpha dr$	$\int_{r_1}^{r_2} \sin \alpha \cdot r dr / \int_{r_1}^{r_2} \alpha dr$
2 ^{ème} hypothèse pr = Cte		$\mu \int_{r_1}^{r_2} \alpha r^2 dr / \int_{r_1}^{r_2} \alpha r dr$	$\int_{r_1}^{r_2} \sin \alpha r^2 dr / \int_{r_1}^{r_2} \alpha r dr$
Calcul théorique	1 ^{ère} hypothèse pr = C _o	$\frac{\mu \cdot (r_1 + r_2)}{2}$	$\frac{\sin \alpha \cdot (r_1 + r_2)}{2 \alpha}$
1 ^{ère} application $\alpha = C_1$	2 ^{ème} hypothèse pr = Cte	$\frac{2/3 \mu (r_1^2 + 2r_1 r_2 + r_2^2)}{r_1 + r_2}$	$\frac{2/3 \cdot \sin \alpha (r_1^2 + 2r_1 r_2 + r_2^2)}{(r_1 + r_2) \alpha}$
	1 ^{ère} hypothèse pr = C _o	$\frac{\mu \cdot v}{2} \left[\frac{\frac{\alpha_2}{\sin \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin \alpha_1} + \cotan \alpha_2 - \cotan \alpha_1}{\frac{\alpha_2}{\sin \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin \alpha_1} + \text{Log} \frac{\tan(\alpha_2/2)}{\tan(\alpha_1/2)}} \right]$	$v \cdot \left[\frac{\frac{1}{\sin \alpha_2} - \frac{1}{\sin \alpha_1}}{\frac{\alpha_2}{\sin \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin \alpha_1} + \text{Log} \frac{\tan(\alpha_2/2)}{\tan(\alpha_1/2)}} \right]$
2 ^{ème} application espacement des droites limites parallèles 2 l	2 ^{ème} hypothèse pr = Cte	$\frac{2}{3} \mu v \cdot \left[\frac{\frac{\alpha_2}{\sin^3 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^3 \alpha_1} + \frac{\cos \alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\cos \alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} - \frac{1}{2} \text{Log} \frac{\tan(\alpha_2/2)}{\tan(\alpha_1/2)}}{\frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} + \cotan \alpha_2 - \cotan \alpha_1} \right]$	$v \cdot \left[\frac{\frac{1}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{1}{\sin^2 \alpha_1}}{\frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} + \cotan \alpha_2 - \cotan \alpha_1} \right]$

Valeurs des éléments de calcul d'un frein à disque pour deux applications particulières.

R'	λ	μ'
$\int_{r_1}^{r_2} \alpha r dr / \int_{r_1}^{r_2} \sin \alpha dr$	$\int_{r_1}^{r_2} \sin \alpha dr / \int_{r_1}^{r_2} \alpha dr$	$\mu \int_{r_1}^{r_2} \sin \alpha dr / \int_{r_1}^{r_2} \alpha dr$
$\int_{r_1}^{r_2} \alpha r^2 dr / \int_{r_1}^{r_2} \sin \alpha r dr$	$\int_{r_1}^{r_2} \sin \alpha r dr / \int_{r_1}^{r_2} \alpha r dr$	$\mu \int_{r_1}^{r_2} \sin \alpha r dr / \int_{r_1}^{r_2} \alpha r dr$
$\frac{\alpha \cdot (r_1 + r_2)}{2 \sin \alpha}$	$\frac{\sin \alpha}{\alpha}$	$\frac{\mu \cdot \sin \alpha}{\alpha}$
$\frac{2/3 \cdot \alpha \cdot (r_1^2 + 2r_1 r_2 + r_2^2)}{\sin \alpha (r_1 + r_2)}$	$\frac{\sin \alpha}{\alpha}$	$\frac{\mu \sin \alpha}{\alpha}$
$\frac{1}{2} \left[\frac{\frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} + \cotan \alpha_2 - \cotan \alpha_1}{\text{Log} \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1}} \right]$	$\frac{\text{Log} \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}}{\frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} + \text{Log} \frac{\tan(\alpha_2/2)}{\tan(\alpha_1/2)}}$	$\mu \cdot \left[\frac{\text{Log} \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}}{\frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} + \text{Log} \frac{\tan(\alpha_2/2)}{\tan(\alpha_1/2)}}$
	$2 \cdot \left[\frac{\frac{1}{\sin \alpha_2} - \frac{1}{\sin \alpha_1}}{\frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} + \cotan \alpha_2 - \cotan \alpha_1} \right]$	$2 \mu \cdot \left[\frac{\frac{1}{\sin \alpha_2} - \frac{1}{\sin \alpha_1}}{\frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} + \cotan \alpha_2 - \cotan \alpha_1} \right]$
$\frac{1}{3} \left[\frac{\frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} + \frac{\alpha_2}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{\alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} - \frac{1}{2} \text{Log} \frac{\tan(\alpha_2/2)}{\tan(\alpha_1/2)}}{\frac{1}{\sin \alpha_2} - \frac{1}{\sin \alpha_1}} \right]$		

• **Applications numériques**

On comparera deux patins de formes différentes mais ayant les points communs suivants :

- même rayons extrêmes r_1 et r_2 ,
- angle 2α du patin à bords radiaux sensiblement égal à $2\alpha_2$ du patin à bords parallèles (on prend 21.5°)

Les valeurs numériques sont les suivantes :

a) patin à bords radiaux :

$$r_1 = 78 \text{ mm}$$

$$r_2 = 122 \text{ mm}$$

$$\alpha = 10.75^\circ = 0,187525 \text{ rd}$$

b) patin à bords parallèles :

$$r_1 = 78 \text{ mm}$$

$$r_2 = 122 \text{ mm}$$

$$\alpha_1 = 14,295^\circ = 0,249368 \text{ rd}$$

$$\alpha_2 = 10.75^\circ = 0.187525 \text{ rd}$$

$$l = 19.26 \text{ mm}$$

$$\mu = 0.25$$

Tableau 8 : Valeurs numériques des éléments de calcul du frein à disque

Éléments	X(mm)	R(mm)	R'(mm)	λ'	μ'
Patins à bord radiaux	25	99.46	100.53	0.994	0.248
	25.40	101.00	102.22	0.994	0.248
Patins à bords parallèles	11.40	89.34	90.62	0.9933	0.2483
	22.65	89.96	91.31	0.9924	0.2481

Examen comparatif des résultats :

point d'application de la force normale

___ pour une même forme de patin plus on surcharge l'intérieur, du patin plus R diminue :

$$R (p_r = C_0) < R (p = cte)$$

En effet $99.46 \text{ mm} < 101.00 \text{ mm}$.

___ pour une même loi de pression, plus la matière est reportée loin du centre, plus R est grand :

$$R (\text{patins à bord radiaux}) > R (\text{R patins à bords parallèles}).$$

En effet : $99,46\text{mm} > 89,34 \text{ mm}$.

___ pour un patin à bords radiaux quelle que soit la loi de pression, la force normale est bien centrée :

$$\text{en effet : } (r_1 + r_2) / 2 = 100 \text{ mm}$$

$$R = 99.46 \text{ mm pour } p_r = C_0$$

$$R = 101.00 \text{ mm pour } p_r = Cte.$$

___ pour un patin à bords parallèles, la force normale est centrée pour $p=cte$. Par contre, pour $p_r = C_0$ l'excentration est inadmissible ($R= 89.34 \text{ mm}$).

Pour ce dernier patin appliquer la loi d'usure constante seule donne des résultats illusoire : l'usure en effet croit avec la température. Par contre, la loi $p = Cte$ donne comme condition d'échauffement constant $r = Cte$, d'où une forme de patin très voisine de la forme à bords parallèles ($r \sin \alpha = Cte$). Il s'ensuit que pratiquement la loi $p = Cte$ est bien adaptée au patin à bords parallèles.

- Rayon équivalent

___ Pour obtenir un rayon équivalent relevé, on doit faire travailler en priorité la surface du patin la plus éloignée de l'axe, et à éloigner au maximum la matière de l'axe, d'où :

___ $x (p_r = C_0) < x (p = Cte)$

En effet : 25,00mm < 25,40mm et 11,4mm < 22,65mm

___ $x (\text{bords radiaux}) < x (\text{bords parallèles})$

En effet : 25 mm < 11,4mm et 25,4mm < 22,65mm

Le patin à bords radiaux est nettement supérieur aux patins à bords parallèles.

- Coefficient de forme

Ce coefficient λ ne dépend que de α pour le patin à bords radiaux et décroît avec cet angle.

Il est plus élevé pour le patin à bords radiaux que pour le patin à bords parallèles. Pour ce dernier il est plus élevé dans l'hypothèse $p = Cte$ que dans l'hypothèse $p_r = C_0$. L'existence de zone où θ est relativement grand et la surcharge de ces zones diminue ce facteur.

- Rayon d'action de T

Paradoxalement ; du moins à première vue ; l'évolution de R' , suivant les lois de charge, est pour un patin à bords parallèles inverse de son évolution pour le patin à bords radiaux.

La résultante des actions dt le long d'un arc de cercle de rayon r et d'ouverture α est située à une distance $r\alpha / \sin \alpha$ du centre, distance qui croît en fonction de α .

La surcharge des zones à forte ouverture tend à excentrer la résultante générale.

- Conclusion

En pratique, la loi $p = Cte$ est couramment employée. Le patin à bords radiaux donne un meilleur rayon équivalent, mais l'avantage n'est réel que pour les patins longs.

- Design du frein et modélisation à partir d'un mécanisme élémentaire

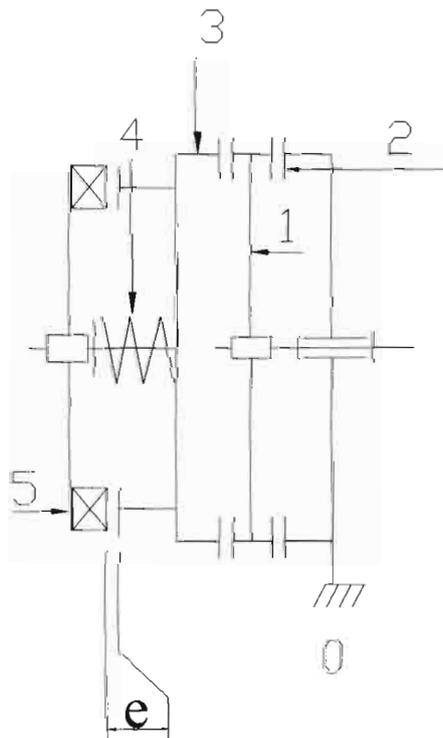


Figure 24 : Schéma minimal du frein et esquisse du frein en 2D

- 1 : Disque
- 2 : Plateau de friction fixe
- 3 : Plateau de friction mobile
- 4 : Ressort de compression
- 5 : Electroaimant
- e : jeu de réglage de l'effort de commande

- Fonctionnement

Comme nous l'avons illustré sur ce schéma le frein que nous voulons concevoir sera un frein électromagnétique.

Lors d'un coup de freinage par une impulsion électrique sur l'**électroaimant 5**, le **plateau de friction mobile 3** qui est lié à un **ressort de rappel 4** se déplace et se met en position de frottement sur le patin solidaire du **disque 1** qui à son tour va frotter à l'aide de son deuxième patin sur le **plateau de friction fixe 2**.

Lorsque le mécanisme est à l'arrêt au bout d'un temps assez court que nous préciserons par la suite les opérations de maintenance peuvent être effectuées.

La distance e entre l'organe de commande (**électroaimant 5**) et la face réceptrice du **plateau de friction mobile 3** règle l'effort de commande.

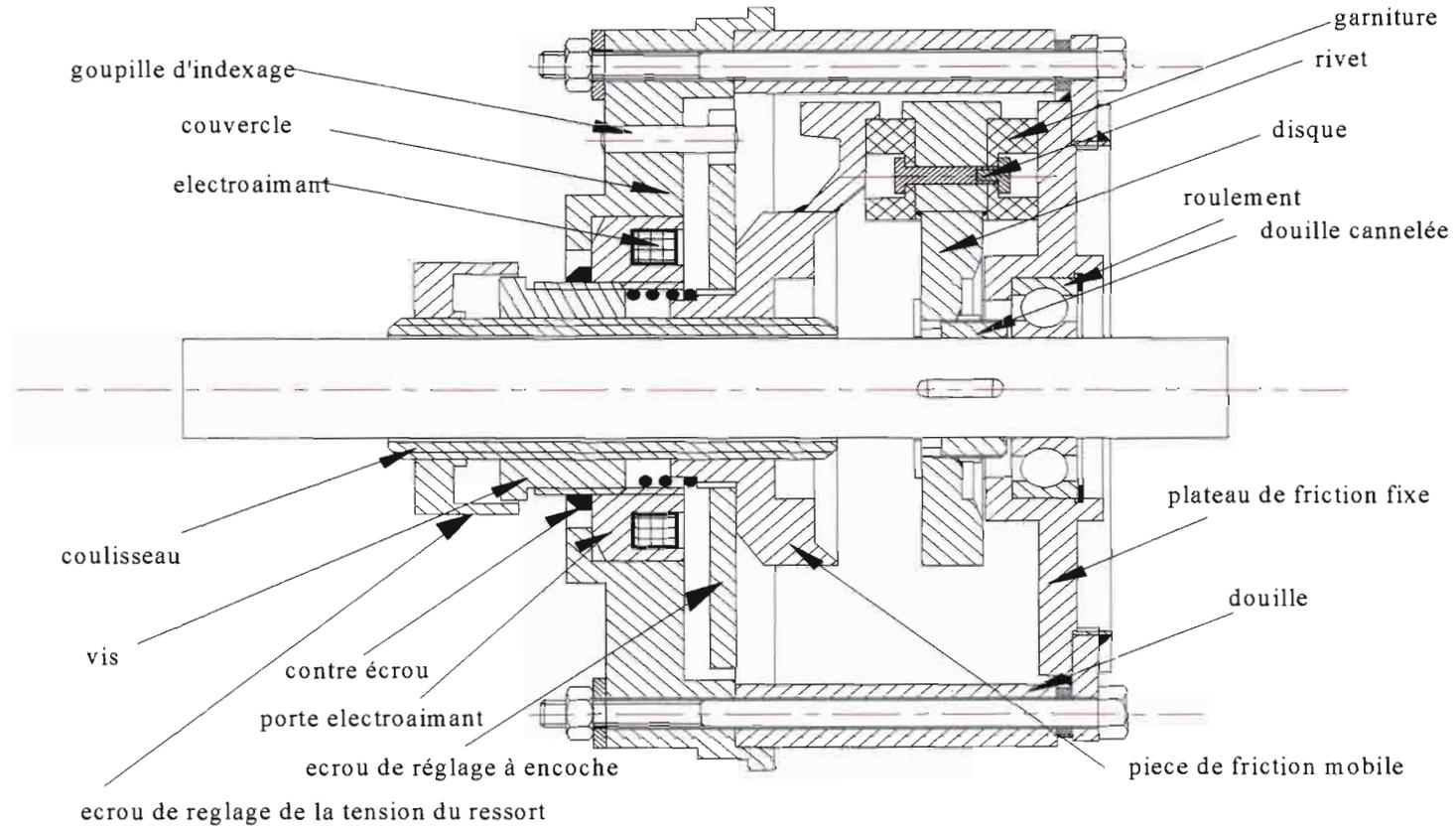


Figure 25 : modélisation en deux dimensions sur AutoCAD

- Analyse du mécanisme

1 Disque :

C'est une pièce fondamentale dont l'épaisseur est généralement voisine de celle des patins pour la construction automobile.

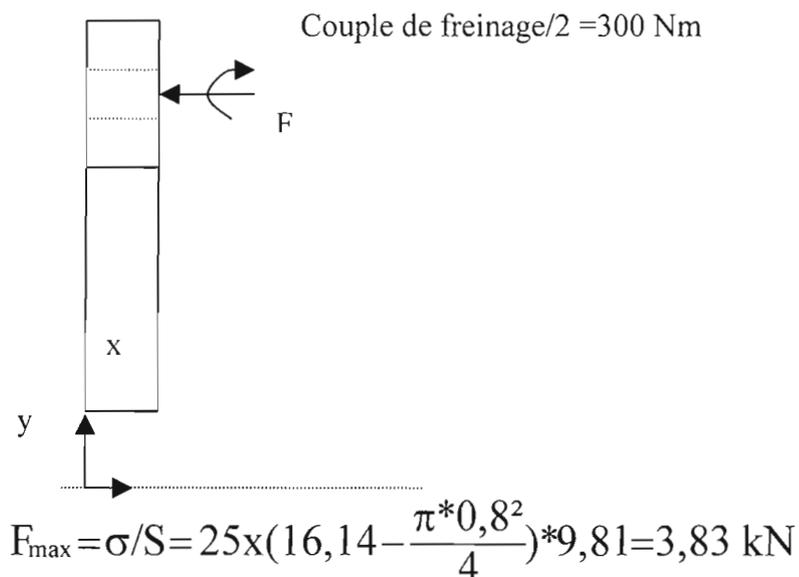
Nous avons choisi de faire cette pièce en mécano - soudée pour qu'il soit réalisable avec les machines – outils de la SELMEG (tours, fraiseuses, postes de soudage). Cette remarque est fondamentale car l'objectif est d'étudier la faisabilité d'un aérogénérateur avec une entreprise Sahélienne.

Vérification de résistance

La contrainte maximale admissible par la garniture est de 25 kg / cm²

Force axiale de freinage maximale admissible

Figure 26 : effort sur le disque



- Facteurs de concentration de contraintes

En utilisant les courbes de l'annexe C du livre « Eléments de Machines », cf. références bibliographiques,

__En compression on prend un $K_{tc} = 2$ pour tenir compte des effets de la soudure.

__En flexion

$$D/w = 8/80 = 0,1$$

$$D/h = 8/27,5 = 0,29$$

d'ou $K_{tf} = 2,6$.

on majore ce coefficient à 3 pour tenir compte de la soudure.

__En torsion on prend aussi 3.

- Contraintes principales

$$\sigma_x = K_{tc}\sigma_c + K_{tf}\sigma_f$$

$$\sigma_c = 25 \cdot 9,81 = -245.25 \text{ Pa}$$

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I}$$

$$M = 0,160 \cdot 3830 = 620 \text{ Nm}$$

Le moment d'inertie est calculé par solid works.

Propriétés de masse du disque

Système de coordonnées de sortie : Système de coordonnées4

Masse = 466.516 grammes

Volume = 466516.479 millimètres cube

Superficie = 70787.127 millimètres carrés

Centre de gravité: (millimètres)

$$X = 14.446$$

$$Y = 26.356$$

$$Z = 0.000$$

Axes d'inertie principaux et moments d'inertie principaux: (grammes * millimètres carrés)

$$I_x = (-0.005, 1.000, -0.000) \quad P_x = 781693.721$$

$$I_y = (0.000, -0.000, -1.000) \quad P_y = 1689322.659$$

$$I_z = (-1.000, -0.005, 0.000) \quad P_z = 2423866.935$$

Moments d'inertie: (grammes * millimètres carrés)

Pris au système de coordonnées de sortie.

$$I_{xx} = 2747891.491 \quad I_{xy} = -161442.062 \quad I_{xz} = -51481.280$$

$$I_{yx} = -161442.062 \quad I_{yy} = 906318.624 \quad I_{yz} = 89893.087$$

$$I_{zx} = -51481.280 \quad I_{zy} = 89893.087 \quad I_{zz} = 2083527.528$$

On prend en compte le fait que la masse volumique d'un acier au carbone est de 7850 kg/m^3 .

$$I = I_{zz} * 7.850 \text{ kg / m}^3$$

$$\sigma_f = \frac{M_c}{I} = \frac{620 * (160 - 26.36) * 1E-3}{2083527 * 7.850 * 1E-9} = 5065 \text{ Pa}$$

Comme la force est appliquée en compression, on doit considérer la contrainte négative de flexion si l'on veut obtenir en valeur absolue, la valeur maximale de la contrainte.

$$\sigma_x = -3 * 5065 - 245.25 * 2 = -15688 \text{ Pa}$$

- Contrainte de torsion

$$\tau_{xy} = \frac{T_c}{J} = \frac{600 * (160 - 26.36) * 1E-3}{2083527 * 7.850 * 1E-9} = 4902 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{-0.15}{2} - \sqrt{\left(\frac{-0.15}{2}\right)^2 + 3(0.049)^2} = -0.18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{-0.15}{2} + \sqrt{\left(\frac{-0.15}{2}\right)^2 + 3(0.049)^2} = -0.03 \text{ MPa}$$



Figure 27 : Disque

On porte choix sur un acier G 10450 LC $S_{ut} = 620 \text{ MPa}$ $S_y = 340 \text{ MPa}$
HB =179

2Ressort :

C'est la pièce qui est responsable de la précision du freinage son calage définit les paramètres de sortie du frein.

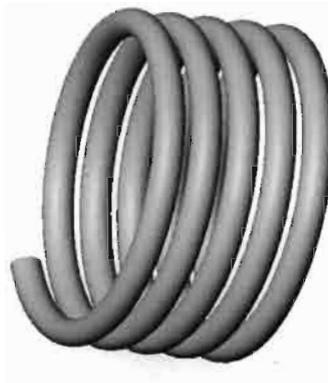


Figure 28 : ressort

Vérification

Nous portons notre choix sur le matériau Chrome _ vanadium pour les raisons suivantes :

___ c'est l'acier allié le populaire lorsque les contraintes induites sont supérieures à celle que peuvent supporter les aciers à haute teneur en carbone et que l'aspect endurance est important.

___ il est largement utilisé pour fabriquer les ressort de soupapes et de moteur d'avion.

___ à de hautes températures allant jusqu'à 200°C.

___ disponible pour des diamètres de 0,8 à 12.

Exposant $m = 0.167$ $A = 2000$

Diamètre d'enroulement 137mm

Au cours de son fonctionnement la longueur variera de 50 mm à 80 mm.

- Vérifions qu'il n'y a pas de déformation permanente lorsque la longueur est écrasée

$$L_e = 8 \cdot 5 = 40 \text{ mm}$$

_ Déflexion correspondant à la longueur maximale (y_{\max})

$$y_{\max} = L_o - L_e = 100 - 40 = 60 \text{ mm}$$

_ Calcul de la contrainte induite

$$\tau = K_s \cdot \frac{dGy}{\pi D^2 N}$$

$N = N_T = 5$ (nombre de spires)

$D = 8 \text{ mm}$ $D = 137 \text{ mm}$. $Y = 60 \text{ mm}$ $G = 73.13$ (Module de rigidité en torsion)

L'indice du ressort : $C = \frac{D}{d} = 17,125 \text{ mm}$

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1 + \frac{0,5}{17,125} = 1.02$$

$$\tau = 1,044 \frac{8 \cdot 10^{-3} \cdot 79,3 \cdot 10^9 \cdot 0.06}{\pi (0.137)^2 \cdot 5} = 134 \text{ MPa}$$

_ Calcul de la contrainte permise

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2000}{8^{0,167}} = 1413 \text{ MPa}$$

$$S_y = 0,75 \cdot S_{ut} = 1059,9 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 611,57 \text{ MPa}$$

$\tau < S_{sy}$ il n'aura pas de déformation permanente à l'écrasement.

_ Constante élastique

$$K = \frac{F}{y} = \frac{dG}{8C^3N} = \frac{8 \cdot 10^{-3} \cdot 79,9 \cdot 10^9}{8 \cdot 17,12^3 \cdot 5} = 3184 \text{ N/m}$$

_ Flambage

$$\frac{L_o}{D} = \frac{\text{long. libre}}{\text{diamètre}} = \frac{100}{137} = 0,72$$

Le ressort ne va pas flamber.

_ Vie et facteur de sécurité

$$F_{\min} = K y_{\min} = 3184(100-80) \cdot 10^{-3} = 63,68 \text{ N}$$

$$F_{\max} = K y_{\max} = 3184(100-50) \cdot 10^{-3} = 159 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = 42 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = 111 \text{ N}$$

$$\tau_a = k \frac{8F_a D}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3}$$

$$k = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C}$$

$$k = \frac{4 \cdot 17,12 - 1}{4 \cdot 17,12 - 4} + \frac{0,615}{17,12} = 1,08$$

$$\tau_a = 1,08 \frac{8 \cdot 42 \cdot 0,09}{\pi (0,008)^3} = 20 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 1,02 \frac{8 \cdot 49,07 \cdot 0,09}{\pi (0,008)^3} = 50 \text{ MPa}$$

_ Limite d'endurance

$S'_{se} = 310 \text{ MPa}$ (ressort non grenailé)

$S_{se} = k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S'_{se}$

$k_c = 1$ (fiabilité à 50%)

$k_d = 1$ (température inférieure à 75°C)

$k_f = 1$ (pas d'autres facteurs)

$$FS = \frac{S_{se}}{\tau_a} = \frac{310}{20} = 15,5$$

$$FS = \frac{S_{sy}}{\tau_a + \tau_m} = \frac{611,57}{70} = 8,7$$

Le ressort a une durée de vie infinie.

Pour le design on va prévoir des trous oblongs circulaires pour assurer une meilleure ventilation du frein.

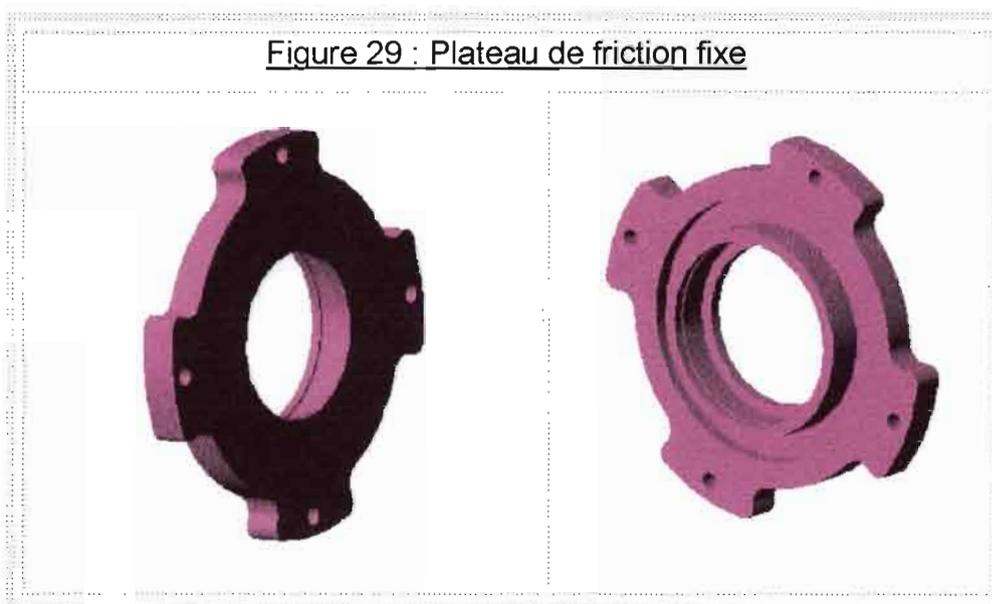
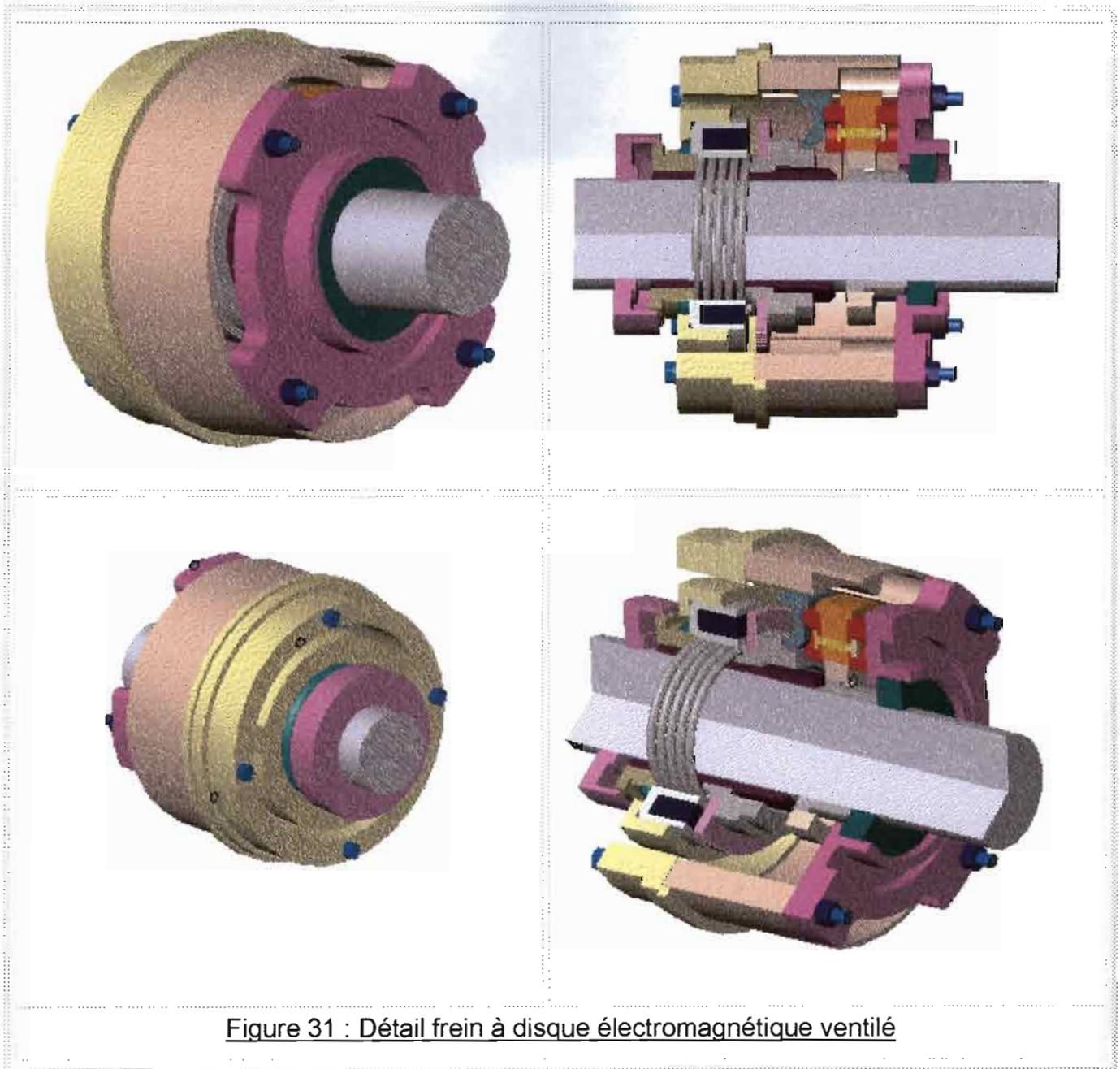


Figure 30 : Plateau de friction mobile





3.3 Etude de faisabilité de la régulation de l'aérogénérateur

Les freins utilisés en général pour la régulation sont des freins centrifuges.

3.3.1 Calcul d'un frein centrifuge

Tableau 9 : définitions et notations

Symboles	Unités	Définitions	Dimensions
$\mu = \tan\varphi$	Nombre	Coefficient de frottement des sabots sur l'air	Sans
N	kg	Réaction radiale de l'air sur un sabot, correspondant à la vitesse de rotation maximum de l'arbre.	MLT ⁻²
$2 P_M$	kg	Effort exercé par la charge à la circonférence des sabots de frein et correspondant à la vitesse de rotation maximum (vent fort).	MLT ⁻²
F_c	kg	Force centrifuge agissant sur un sabot.	MLT ⁻²
Q	kg	Poids du sabot	MLT ⁻²
F	kg	Traction exercée par le ressort de rappel sur le sabot.	MLT ⁻²
a	mm	Bras de levier de l'effort radial N par rapport à l'axe d'articulation du sabot.	L
b	mm	Bras de levier de l'effort tangentiel de frottement au vent μN par rapport à l'axe d'articulation du sabot.	L
c	mm	Bras de levier de la force centrifuge F_c , appliquée au centre de gravité S du sabot, par rapport à l'axe d'articulation de ce dernier.	L
f	mm	Bras de levier de la force d'articulation F par rapport à l'axe d'articulation du sabot.	L
r	m	Distance du centre de gravité d'un sabot	L
n	tr/mn	Vitesse maximum de rotation l'arbre (correspondant à M et $2P_M$).	T ⁻¹
V	m/mn	Vitesse périphérique du centre de gravité d'un sabot.	LT ⁻¹
g	m/s ²	Accélération de la pesanteur $\approx 9,81 \text{ m/s}^2$.	LT ⁻²

Etablissement des formules

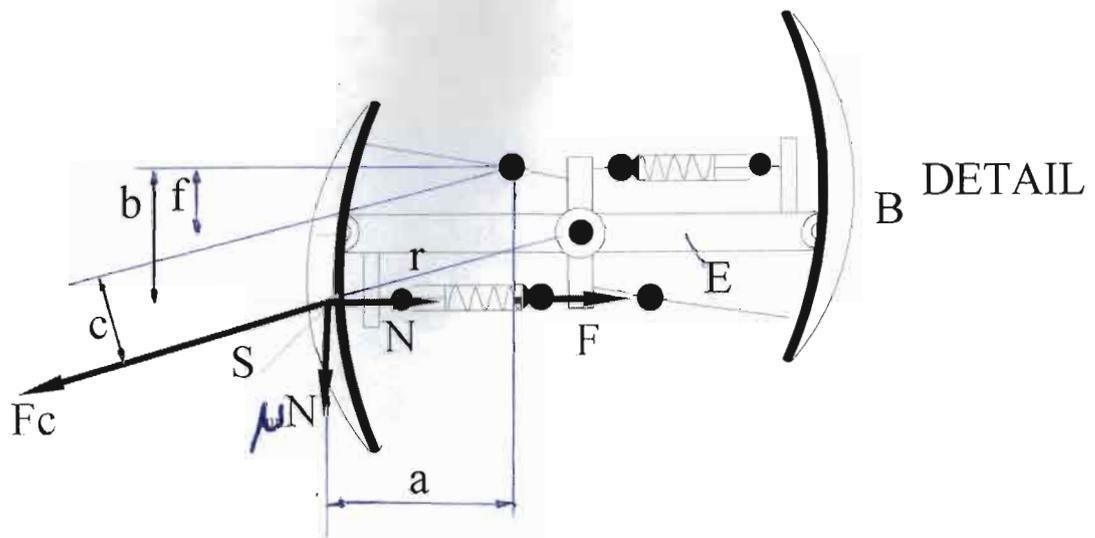


Figure 32 : schéma de principe régulateur centrifuge

S : centre de gravité du sabot.

B : sabot .

E : bielle de rappel.

Considérons un frein centrifuge à deux sabots. Ces deux sabots agissent exactement de la même manière, et le calcul sera établi pour un seul d'entre eux.

La force centrifuge agissant sur un sabot, est donnée par :

$$F_c = \frac{mV^2}{r} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{4\pi^2 r^2 n^2}{r 60^2} \cong Q \frac{rn^2}{900} \quad (I)$$

Chaque sabot est soumis à l'effort radial N, à l'effort tangentiel de frottement μN au vent, à la force centrifuge F_c et à la tension F du

ressort. L'équilibre exige que la somme algébrique des moments de ces forces par rapport au centre d'articulation du sabot soit nulle :

$$F_c \cdot c - N \cdot a - \mu \cdot N \cdot b - F \cdot f = 0 \quad (\text{II})$$

La charge limite exerce un effort $2 P_M$ à la circonférence du sabot. Si l'on veut avoir une vitesse uniforme il faut que $P_M = \mu N$, d'où d'après les deux équations précédentes.

$$P_M \left(\frac{a}{\mu} + b \right) + F \cdot t = \frac{Q r n^2 c}{900} \quad (\text{III})$$

La valeur de Q ainsi obtenue conduira à la vitesse n recherchée.

3.3.2 Application à l'aérogénérateur

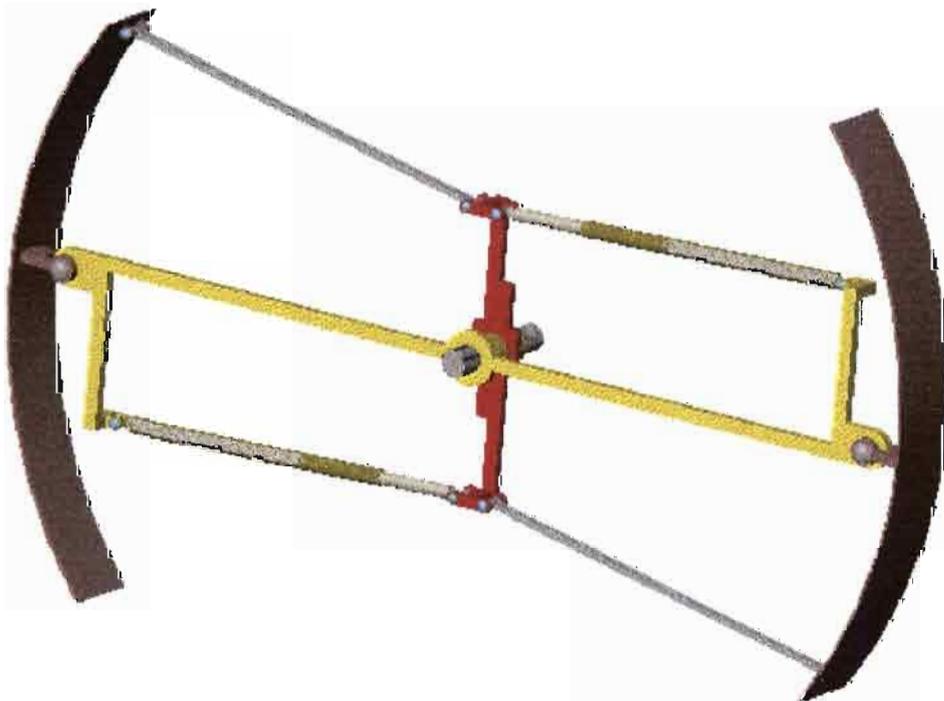


Figure 32 : dispositif de régulation

Les données de l'aérogénérateur sont les suivantes :

- La charge radiale (poids des pièces) : 300 kg.
- Diamètre de l'arbre 100 mm.
- La vitesse de rotation maximum de l'arbre est $n=120$ tr/mn.
- Charge tangentielle à vaincre à ce diamètre : $2 P_M = 100$ kg
- $\mu = 0.009$
- Le tracé du frein par rapport à l'encombrement disponible sur

solid works nous donne :

Propriétés de masse du sabot

Système de coordonnées de sortie : -- par défaut --

Densité = 0.007850 grammes par millimètre cube

Masse = **68544.773961** grammes

Volume = 8375130.440908 millimètres cube

Superficie = 1548157.511554 millimètres carrés

Centre de gravité: (millimètres)

$$X = -1579.113525$$

$$Y = 127.246818$$

$$Z = 149.999993$$

$$F = 584.80 \text{ mm}$$

$$C = 598.35 \text{ mm}$$

$$R = 1305 \text{ m}$$

$$Q = \left[\frac{100}{2} \left(\frac{1305}{0,009 * 598,35} + \frac{604,16}{598,35} \right) + F \frac{584,80}{598,35} \right] \frac{900}{1579 * 120}$$

Le dessin solid works du sabot nous donne comme masse approximative $Q=68.5\text{kg}$.

D'où en résolvant l'équation précédente avec un solveur on trouve $F=111.75\text{kgf/sabot}$.

Ressort :

C'est la pièce qui est responsable de la précision de la régulation son calage définit les paramètres de sortie du frein aérodynamique.



Figure 33 : ressort

- Vérification

Nous portons notre choix sur le matériau Chrome _ Silicium (UNS G92540) pour les raisons suivantes :

___ On s'en sert surtout pour fabriquer des ressorts de hautes contraintes alternées, avec une longue durée et sujets à des chocs

___ à de hautes températures allant jusqu'à 250°C

___ disponible pour des diamètres de 0,8 à 12.

Exposant $m = 0.112$ $A = 2000$

Diamètre d'enroulement 40 mm

Au cours de son fonctionnement la longueur variera de 250 mm à 400mm.

Vérifions qu'il n'y a pas de déformation permanente lorsque la longueur est écrasée

$$L_e = 10 \cdot 20 = 200 \text{ mm}$$

_ Déflexion correspondant à la longueur maximale (y_{\max})

$$y_{\max} = L_o - L_e = 450 - 200 = 250 \text{ mm}$$

_ Calcul de la contrainte induite

$$\tau = K_s \cdot \frac{dGy}{\pi D^2 N}$$

$$N = N_T = 20$$

$d = 10 \text{ mm}$ $D = 40 \text{ mm}$. $Y = 250 \text{ mm}$ $G = 73.13 \text{ GPa}$ (Module de rigidité en torsion)

L'indice du ressort :

$$C = \frac{D}{d} = 4$$

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1 + \frac{0,5}{4} = 1.125$$

$$\tau = 1,125 \frac{10 \cdot 10^{-3} \cdot 79,3 \cdot 10^9 \cdot 0.25}{\pi (0.04)^2 \cdot 20} = 2219 \text{ MPa}$$

Calcul de la contrainte permise

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2000}{10^{0,112}} = 1545.36 \text{ MPa}$$

$$S_y = 0,75 \cdot S_{ut} = 1159.02 \text{ MPa}$$

$\tau < S_y$ il n'y aura pas de déformation à l'écrasement.

Constante élastique

$$K = \frac{F}{y} = \frac{1117.5}{0.25} = 4470 \text{ N/m}$$

Flambage

$$\frac{L_o}{D} = \frac{\text{long. libre}}{\text{diamètre}} = \frac{450}{40} = 11,25$$

Le ressort va flamber pour éviter cela on doit prévoir un guidage comme pour les amortisseurs des automobiles.

Vie et facteur de sécurité

$$F_{\min} = K y_{\min} = 4470(450-400).10^{-3} = 223,5\text{N}$$

$$F_{\max} = K y_{\max} = 4470(450-250).10^{-3} = 894\text{N}$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = 335.5\text{N}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = 558\text{ N}$$

$$\tau_a = K \frac{8F_a D}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3}$$

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C}$$

$$K = \frac{4*4-1}{4*4-4} + \frac{0,615}{4} = 1,40$$

$$\tau_m = 1,125 \frac{8 \cdot 558 \cdot 0,04}{\pi(0,01)^3} = 63,9 \text{ MPa}$$

Limite d'endurance

$$S'_{se} = 310 \text{ MPa (ressort non grenailé)}$$

$$S_{se} = k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot S'_{se}$$

$$k_c = 1 \text{ (fiabilité à 50\%)}$$

$$k_d = 1 \text{ (température inférieure à 75°C)}$$

$$k_f = 1 \text{ (pas d'autres facteurs)}$$

$$FS = \frac{S_{se}}{\tau_a} = \frac{310}{31} = 10$$

$$FS = \frac{S_{sy}}{\tau_a + \tau_m} = \frac{668}{31 \cdot 8 + 63 \cdot 9} = 6,98$$

Le ressort a une durée de vie infinie.

Les camarades de l'UTBM ont pris comme vitesse maximum de l'arbre 224 tr/mn pour un vent de 22 m/s : conditions difficilement réalisables au Sénégal c'est pour cela que nous avons pris comme vitesse à réguler 120 tr/mn pour un vent de 12m/s qui colle plus à nos conditions météorologiques.

- Solutions technologiques

Le régulateur Windcharger est un frein aérodynamique décrit sur les généralités.

Pour réaliser les articulations nous avons utilisé des chapes qui nous ont permis de faire la transmission de mouvement entre deux axes concourants.

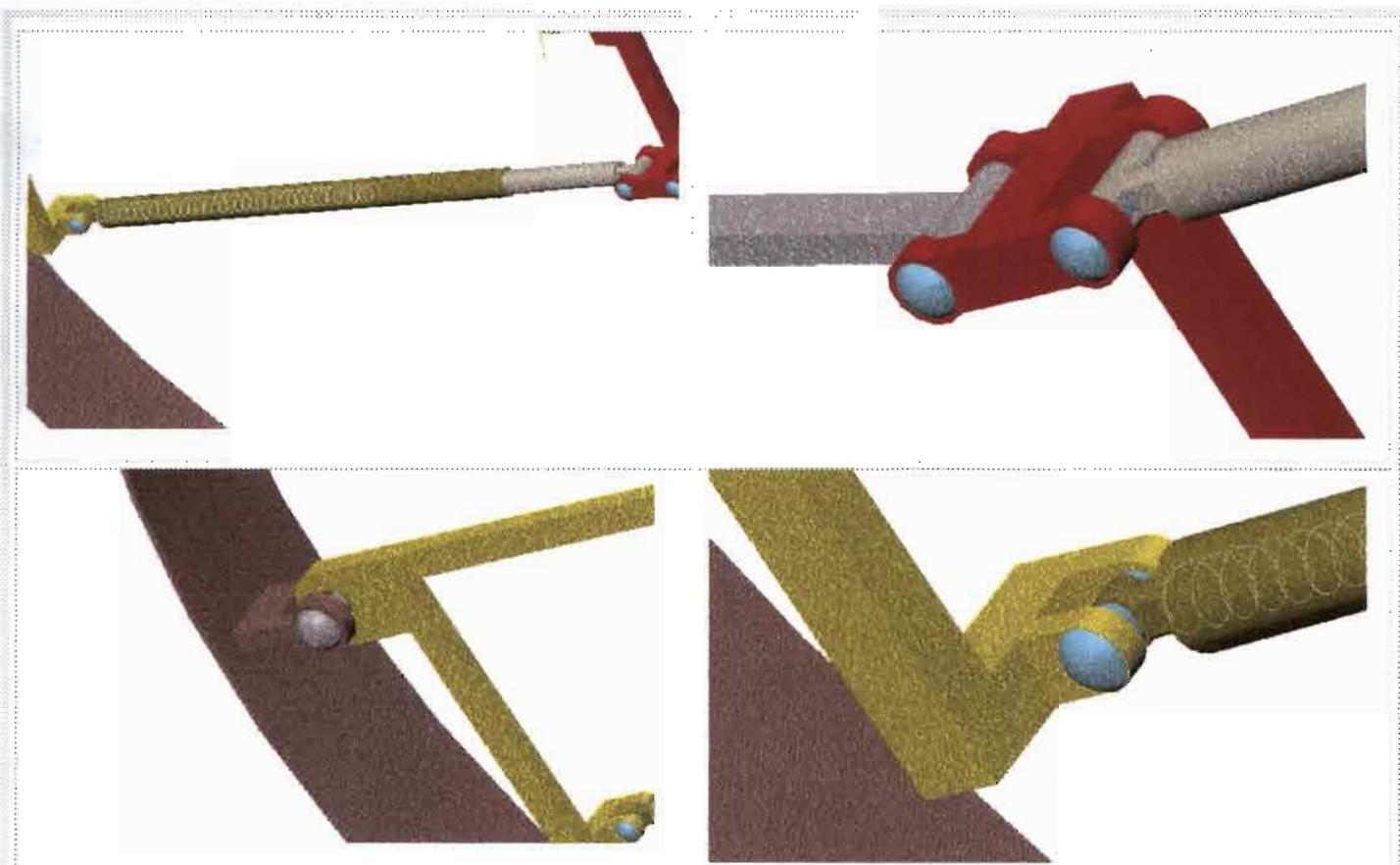


Figure 34 : Détails articulations

L'ensemble sera guidé en rotation avec l'arbre par un système de cannelures.

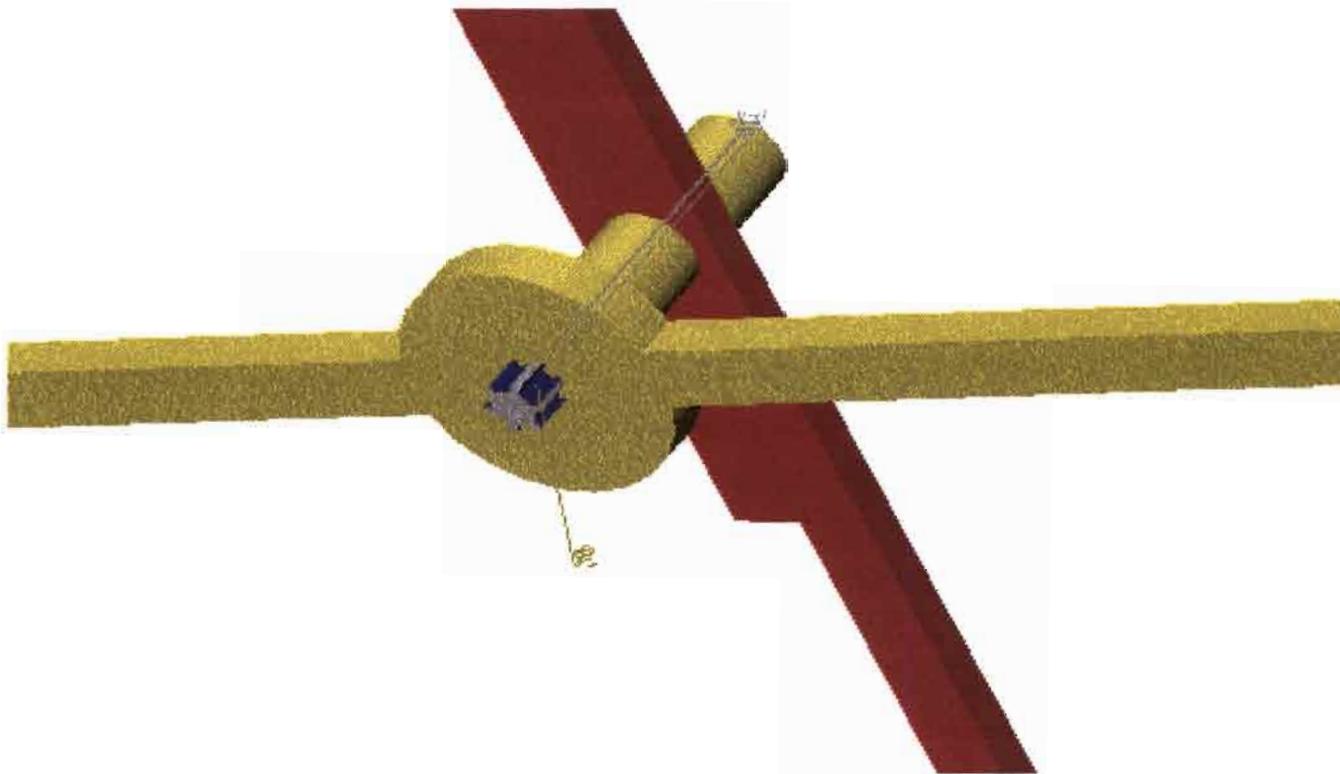


Figure 35 : Détail guidage en rotation

3.4 Etude de faisabilité du dispositif d'orientation de l'aérogénérateur

Nous avons préconisé de mener notre étude sur le dispositif à empennage pour plusieurs raisons :

_ Nous avons une éolienne lente de 9m de diamètre de pales environ, ce qui ne répond pas rigoureusement au critère de choix de ce dispositif qui prévoit des diamètres voisins de 6m ou inférieur.

_ La facilité de mise en œuvre, on était parti sur le principe de faire une éolienne artisanale c'est à dire ne nécessitant pas des moyens de fabrications de très hautes précisions et pouvant être réalisée grâce au savoir-faire SELMEG.

C'est ainsi que pour ces éoliennes de pompages qui sont installées dans plusieurs villages du Sénégal la Selmeg utilise ce dispositif d'orientation.

3.4.1 Calcul de l'empennage

$E = 350\text{mm}$

$D = 9000\text{ mm}$

Nous prenons comme distance L entre le support vertical de l'éolienne et le centre de l'empennage environ 0,6 fois le diamètre soit 5400 mm et pour distance E entre le plan de rotation de l'éolienne et l'axe du pivot vertical une valeur voisine de $L/4$ soit 1350 mm.

La surface du gouvernail sera choisie égale à 10% de la surface balayée par l'hélice soit $6,35\text{m}^2$.

L'orientation se fera par rotation suivant l'axe du support.

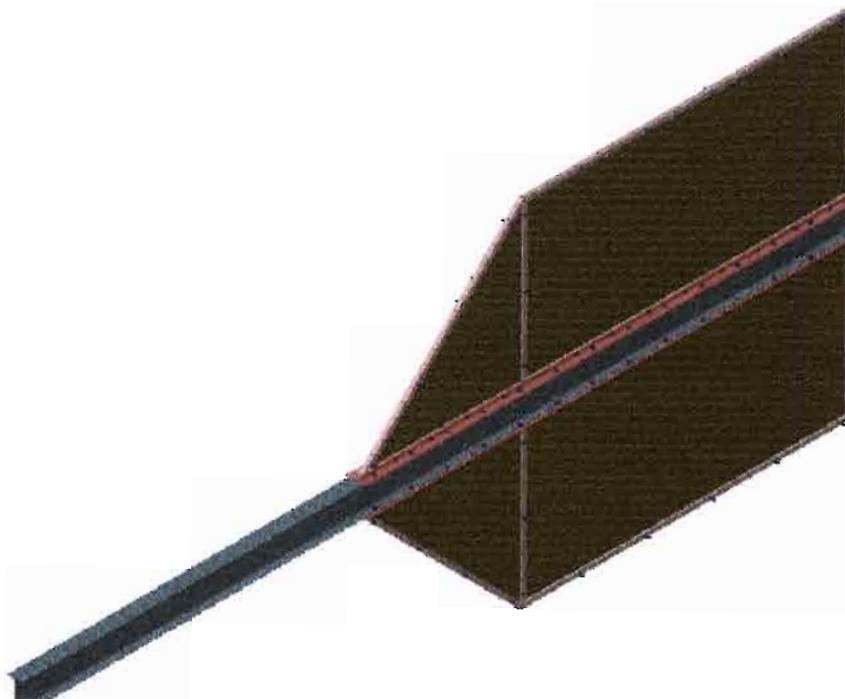


Figure 36 : gouvernail

3.4.2 Dimensionnement du profilé en console du gouvernail de l'aérogénérateur

3.4.2.1 Pré dimensionnement

On se propose de choisir un profilé I_{PE} 200 (avec un b = 100 mm) pour permettre un assemblage boulonné. On veut éviter au maximum les soudures pour permettre une maintenance facile.

3.4.2.2 Type de chargement

Le dessin Solid Works du gouvernail nous a permis de connaître le type de chargement grâce à la fonction « propriétés de masse » incluse dans le logiciel et qui nous a donné la répartition des charges sur le profilé.

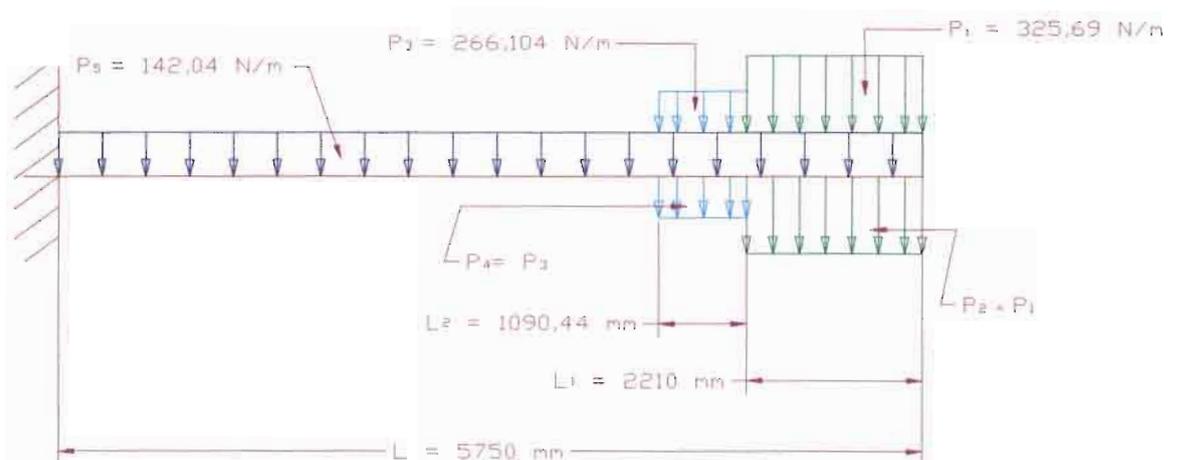


Figure 37 : type de chargement

3.4.2.3 Charges de sollicitation ultime

$$P_u = g + q$$

Avec $g = \{\text{poids propre de la poutre}\} = 1,35 P_5^*$; $q = \{\text{charges variables}\} = 1,35 \{ 2 P_1^* ; 2 P_3^* \}$

$$P_i = 1,35 P_i^*$$

3.4.2.4 Vérification à l'ELU(état limite ultime)

Détermination du moment fléchissant ultime :

$$M_u = \left| \sum M_i \right| \leq \omega_{\text{Plast}} * f_y$$

Méthode de superposition des effets

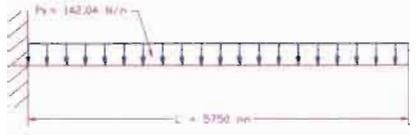
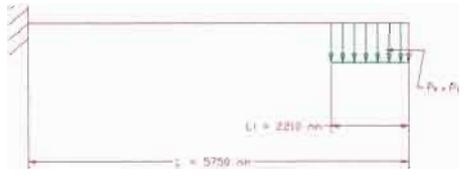
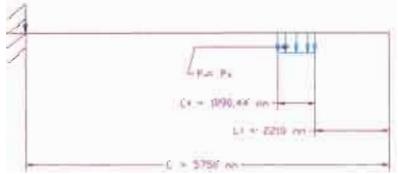
	$M_{\max} = - \frac{P_5 L}{2}$	$Q_{\max} = - P_5 L$	$v_{\max 5} = \frac{P_5 L^4}{8EI}$
	$M_{\max} = - P_3 L_2 \left[(L - L_2) - \frac{L_2}{2} \right]$	$Q_{\max} = - P_3 L_2$	$v_{\max 1} = \frac{P_3}{24EI} \left[6(L - L_1)^2 \left[(L - L_1)^2 - (L - L_1 - L_2)^2 \right] - 4L_2(L - L_1)^3 + L_2^4 \right]$
	$M_{\max} = - P_1 L_1 \left[(L - L_1) - \frac{L_1}{2} \right]$	$Q_{\max} = - P_1 L_1$	$v_{\max 2} = \frac{P_1}{24EI} \left[6(L)^2 \left[(L)^2 - (L - L_1)^2 \right] - 4L_1(L)^3 + L_1^4 \right]$

Tableau 10 : calcul de RDM

$$M_{us} = |\sum M_{ij}| = \frac{P_3 L}{2} + P_3 L_2 \left[(L - L_2) - \frac{L_2}{2} \right] + P_1 L_1 \left[(L - L_1) - \frac{L_1}{2} \right] = 12555 \text{ N.}$$

f_y = limite élastique fonction de la classe de l'acier prédéfini et donné par les constructeurs.

Nous prenons $f_y = 235$ dans notre cas conformément à la faible épaisseur de notre profilé.

$$\omega_{\text{Plast}} \geq \frac{M_{us}}{f_y} = \frac{12555}{235} = 53,42 \text{ cm}^3$$

On choisit I_{PE} 120 sur le tableau annexe

La structure tient-elle ?

Vérification à l'effort tranchant

$$V_s = V_u < V_r = \frac{A_{vz} f_y}{\sqrt{3}}$$

Avec A_{vz} = Aire de cisaillement

$$V_s = P_u = |\sum Q_{i_{\max}}| = P_5 L + P_3 L_2 + P_1 L_1 = 1826 \text{ N}$$

$$A_{vz} \geq \frac{\sqrt{3} V_s}{f_y} = \frac{\sqrt{3} * 1826}{235} = 0,0013 \text{ cm}^2$$

Ce qui est largement inférieure à la valeur du tableau annexe pour I_{PE} 120.

3.4.2.5 Vérification à l'ELS(état limite de service)

$$\delta_{\max} < \frac{L}{200}$$

On a pris pour coefficient de service 200 on peut remarquer qu'elle est de 500 pour les ponts ou plus pour les structures de haute précisions.

$$\delta_{\max} = \sum(vi_{\max})$$

$$= v_{\max 5} + 2v_{\max 5} + 2v_{\max 5}$$

$$= \frac{P_5 L^4}{8EI} + 2 * \frac{P_3}{24EI} \left[6(L-L_1)^2 \left[(L-L_1)^2 - (L-L_1-L_2)^2 \right] - 4L_2(L-L_1)^3 + L_2^4 \right] +$$

$$2 * \frac{P_3}{24EI} \left[6(L-L_1)^2 \left[(L-L_1)^2 - (L-L_1-L_2)^2 \right] - 4L_2(L-L_1)^3 + L_2^4 \right]$$

$$\delta_{\max} = \frac{55439,1}{EI}$$

$E = 210000 \text{MPa}$ pour cet acier

$I = I_y$ donné par le catalogue **annexe 02**, $I_y = 317 \text{ cm}^4$ pour **I_{PE} 120**

$$\delta_{\max} = \mathbf{0.087}$$

Or $\frac{L}{200} = \mathbf{0,028}$ donc la structure présente une flèche inadmissible avec

le profilé **I_{PE} 120**.

Le I_y minimale vérifiant **la condition ELS** est **977,76 cm⁴**.

Ce qui correspond à un profilé **I_{PE} A180**.

Or pour notre prédimensionnement nous avons pris un **I_{PE} 200** qui est légèrement supérieur donc la structure est sécuritaire.

- Solutions technologiques

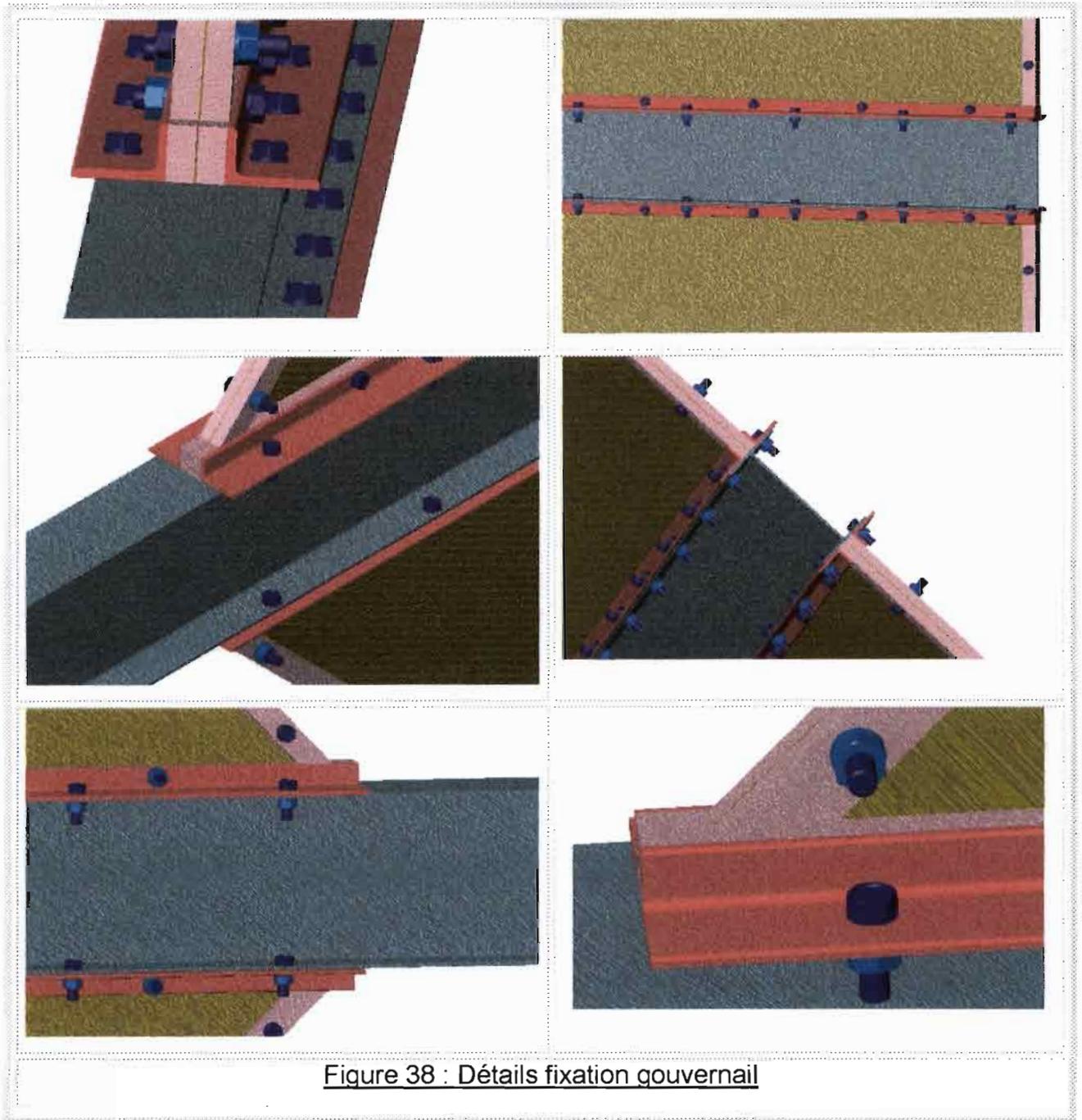


Figure 38 : Détails fixation gouvernail

Conclusion

Les études menées dans ce projet ont montré que l'exploitation optimale de l'énergie éolienne nécessite entre autre une recherche approfondie sur le terrain.

De nombreuses installations de l'énergie éolienne ont vu le jour au Sénégal mais peu d'entre eux sont encore en service aujourd'hui, bien souvent pour des problèmes de maintenance mais aussi parce qu'elles étaient inadaptées au site sur lesquels elles avaient été implantées.

L'exécution de ces genres de projet nécessite la mise en place de structures de coordination aussi bien au niveau national qu'au niveau international (des outils comme l'A.C.S.P. pourront aider en cela) afin d'utiliser au mieux toutes les ressources indispensables à leur réalisation.

Dans cette perspective, des actions telle que la mise en place de structures nationales et sous-régionales devraient être réalisées ou renforcées. Il serait judicieux d'associer les ONG et la société civile à la réalisation de ces genres de projet afin de mieux les sensibiliser aux possibilités qu'offre l'énergie éolienne et la collaboration en ligne avec internet. Les institutions de coordination doivent également chercher à intéresser et sensibiliser le secteur privé pour accroître au maximum la possibilité d'un approvisionnement large et régulier du marché d'équipements d'énergie éolienne. Au besoin, ces structures doivent aider le secteur privé à établir des contacts avec les organismes étrangers.

Dans l'exécution des projets, la priorité doit être accordée aux projets pilotes et de démonstration et une large publicité devra être faite autour de ces projets afin de mieux sensibiliser tous les acteurs concernés.

Les plus hautes autorités gouvernementales doivent s'impliquer davantage en entreprenant les actions suivantes :

- le recours aux énergies renouvelables dans les projets de développement nationaux ou régionaux (agriculture, santé, éducation, etc...) et l'inscription de ces projets dans les plans nationaux de développement;
- la création de fonds nationaux des énergies renouvelables devant servir de contrepartie aux financements extérieurs des projets ;
- l'adoption de lois portant sur la réduction des taxes d'importation sur les équipements pour les énergies renouvelables.
- la formulation et la constitution des documents de projets sous forme de référentiels d'orientation.
- la sensibilisation aux énergies renouvelables des populations; en effet la totalité des installations de production d'électricité par voie éolienne au Sénégal ne fonctionne plus. Ceci étant du en partie à l'absence de moyens mis en œuvre pour assurer la maintenance. Les populations villageoises ont du mal à prendre conscience du coût de l'électricité et attendent tout du gouvernement qui baigne dans l'économie sous perfusion.
- des actions de micro crédit peuvent avoir des effets appréciables sur l'acquisition, par les populations rurales et périurbaines, des équipements en matière d'énergies renouvelables et sur la formation des techniciens de maintenance;
- la concertation et la collaboration entre toutes les institutions africaines concernées par les énergies renouvelables pour échanger les expériences acquises, créer en commun des banques de données et lancer en coopération des programmes éducatifs ou de recherche et développement.

L'exécution de ce projet a nécessité l'utilisation d'outils de conception comme :

- Les logiciels AutoCad et Solid Works dans le domaine de la CAO,
- Les outils Microsoft Office2000,
- Le logiciel ACSP pour la gestion, le suivi du projet et la capitalisation de ses données.
- Internet Explorer 5.5

L'utilisation de ces ensembles de logiciels, de méthodes de travail intégré dans notre cours de « Procédés de Fabrication », nous a permis de nous sensibiliser davantage à la complexité de la gestion des projets, à l'échange de données entre des acteurs.

Nous avons certes rencontré au début de nombreuses difficultés sur le plan informatique (accès à l'outil Internet) et sur la collaboration avec les entreprises locales. Ce qui a occasionné des reformes au niveau du calendrier initial du projet.

Lors de la réalisation de ce projet, nous avons préféré traiter certains points précis et les dimensionner correctement mais le temps nécessaire à ce travail ne nous a pas permis d'étudier l'aspect estimation des coûts mises en œuvre pour accéder à de telles installations. Une étude d'opportunité devra être menée à coup sûr par la suite.

Cette partie pourra être développée ultérieurement par un autre groupe de travail qui reprendra notre étude. Ce groupe bénéficiera de la capitalisation des connaissances que nous avons effectuées grâce à l'ACSP et disposera ainsi de toutes les informations nécessaires afin de mener ce projet à son terme.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **Eléments de machines**, Gilbert DROUIN, Michel GOU, Pierre THIRY, Robert VINET, Edition de l'Ecole Polytechnique de Montréal, 1996.
- [2] **Construction mécanique (transmission de puissance 2. Applications)**, Francis ESNAULT, 1994
- [3] **Guide du Dessinateur Industriel**, A Chevalier, Hachette Technique, 1993.
- [4] **Energie éolienne (Théorie, conception et calcul pratique des installations)**, Désiré LE GOURIERES, EYROLLES, 1982.
- [5] **Mécanique (Points matériels, solides, fluides avec 250 exercices et problèmes résolus)**, José-Phillippe PEREZ, 4^e édition, 1995.
- [6] **Mécanique et chaleur**, Jaques DEBAENE, Michel CAZIN, Maurice DIZIER, Techniques de l'ingénieur, 1972.
- [7] **Des Matériaux**, Bernard PALISSY, édition Ecole Polytechnique de Montréal, 1980.
- [8] **Forum d'Affaires et d'Investissement pour le Développement des Energies Renouvelables en Afrique**, M.C. Mapako, AFREPREN.
- [10] *Forum d'Affaires et d'Investissement pour le Développement des Energies renouvelables en Afrique*, Pedro de Sampaio Nunes, Harare, 29-31 Mars 1999.
- [11] **Certaines parties empruntées à A.M. Dahouenon, GTZ-Sénégal, et Z. Koïta, SENELEC, Sénégal**
- [12] **Systemes solaires**, n°127 - 1998 - 29
- [13] **Aide-mémoire de résistance des matériaux**, G. PISSARENKO, A. Yakovley, U. MIVVEEV, EM édition Moscou 1975.

ANNEXES

<u>Annexe 01</u>	Référentiel d'orientation
<u>Annexe 02</u>	Annexe des profilés en I européenne (extrait)
<u>Annexe 03</u>	Carte de la vitesse des vents au Sénégal
<u>Annexe 04</u>	Relevés Service Météo Sénégal des vitesses moyennes de vents pour Dakar-Yoff
<u>Annexe 05</u>	Tableau de choix des garnitures pour frein à disque
<u>Annexe 06</u>	Liste des sites et liens intéressants traitant sur l'énergie éolienne.

ANNEXE 1

Référentiel d'orientation

1. Données initiales

A. Appellation

Ce projet est intitulé : Etude de faisabilité d'un aérogénérateur au Sénégal.

B. Responsables

Responsable entreprise SELMEG	M. SANTA
Responsable UTBM	M. Samuel GOMES
Chef de projet	M. Matthieu COUTURIER

C. Budget

Aucun budget n'a été prévu.

D. Dates de début et de fin

Le projet sera réalisé du **22/09/00** au **15/01/01**.

2. Origine du projet

A. Situation actuelle

Actuellement, il a été mis en place une éolienne de pompage au Sénégal. De manière à accroître la production d'énergie, il est nécessaire de mettre en place un nouveau type de générateur. L'entreprise SELMEG, implantée au Sénégal, nous a demandé d'effectuer une étude de faisabilité pour la fabrication d'un aérogénérateur qui devra être fabriqué avec les moyens techniques locaux.

B. Situation désirée

L'étude de faisabilité permettrait la concrétisation de l'aérogénérateur avec les moyens de fabrication de l'entreprise SELMEG.

C. Clients

Entreprise	SELMEG
Adresse e-mail	selmeg@metissacana.sn
Domaine d'activité	Fabriquant d'éoliennes de pompage

3. Formulation du projet

A. Description générale du projet

Comme ce projet implique une collaboration entre la SELMEG, l'école polytechnique du Sénégal et les étudiants de l'UTBM chargés de l'étude, il a été nécessaire de répartir les tâches comme suit :

- Recherche d'informations relatives aux éoliennes, aérogénérateurs, conditions météorologiques, moyens de l'entreprise, site d'implantation
- Etude de faisabilité
-

Il s'agit ici de faire une étude de faisabilité puis de proposer des solutions.

B. Date des principaux événements

- Rédaction du cahier des charges pour la fin octobre.
- Fin du projet le 15 janvier 2001
- Synthèse du projet à l'entreprise SELMEG pour le milieu du projet.

C. Cahier des charges

Le cahier des charges conceptuel sera réalisé en utilisant les phases suivantes :
Nous devons tenir compte des premières contraintes apparues lors de la première mise en contact avec SELMEG.

Nous devons chercher des informations sur le besoin, les produits existants, les moyens de SELMEG et les conditions d'implantation.

Etudier des critères tel que la fonctionnalité.

D. Conditions nécessaires à la réalisation du projet

Nous devons obtenir le maximum d'informations concernant :

- Les méthodes de fabrication les plus adaptées aux produits fabriqués par SELMEG.
- Les moyens que SELMEG prévoit de donner au projet à développer.

Malheureusement, nous ne pourrons pas visiter le site de SELMEG, l'entreprise se trouvant au Sénégal... (Prévoir budget déplacement par l'UTBM ?)

4. Synthèse de l'étude d'opportunité

A. Etude technique : degré d'innovation, caractères dominants :

Fabrication d'aérogénérateur

Réalisation d'un cahier des charges + préconcepts + concepts.

B. Enjeux économiques parts de marché, rentabilité financière :

Possibilité d'obtenir une dimension financière avec des ONG. (transfert de technologie)

C. Moyens et ressources humaines

L'étude est menée dans le cadre de l'unité de valeur CP51, à l'UTBM, dans le but de familiariser les étudiants aux outils de développement actuel tout en gérant un projet à caractère industriel. L'équipe réalisant l'étude présentée ci-avant est constituée de 6 acteurs :

Nom	Prénom	Filière
COUTURIER	Matthieu	CDP
DELAFOY	Pierre Antoine	CDP
GORSKA	Yoann	CDP
PEGORIER	Julien	Libre
PRIEUR	Patrick	CSM
RICHELOT	Julien	CSM

D. Aspect organisationnel du projet

Le groupe cherchera à appliquer une gestion de projet en ingénierie simultanée sous la responsabilité d'un chef de projet.

Des tâches ont été déterminées à l'analyse du sujet et à la réalisation d'un SADT (Structural Analysis and Design Technic).

E. Recommandations

Une collaboration efficace sera nécessaire entre l'équipe d'étudiants de l'UTBM et l'entreprise pour garantir le bon déroulement du projet.

ANNEXE 2**Annexe des profilés en I européenne (extrait)****Poutrelles-I
européennes**

IPE 80 - 600
conformes à Euronorme 19-57
IPE A 80 - 600
IPE O 180 - 600
IPE 750

European I-beams

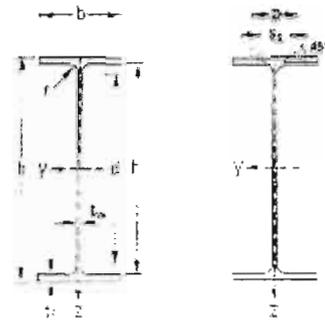
IPE 80 - 600
in accordance with Euronorm 19-57
IPE A 80 - 600
IPE O 180 - 600
IPE 750

Europäische I-Profile

IPE 80 - 600
gemäß Euronorm 19-57
IPE A 80 - 600
IPE O 180 - 600
IPE 750

Désignation Designation Bezeichnung	Dimensions Abmessungen						Dimensions de construction Dimensions for detailing Konstruktionsmaße						Surface Oberfläche	
	G kg/m	b mm	h mm	t _w mm	t _r mm	t mm	A cm ²	h ₁ mm	e mm	∅	P _{min} mm	P _{max} mm	A _L m ² /m	A _G m ² /t
IPE A 80*	5,0	78	46	3,3	4,2	5	6,38	88,8	58,6	-	-	-	0,325	64,9
IPE 80	6,0	80	46	3,8	5,2	5	7,64	89,8	58,6	-	-	-	0,328	64,84
IPE A 100*	6,9	98	55	3,6	4,7	7	8,78	88,6	74,6	-	-	-	0,397	57,57
IPE 100	8,1	100	55	4,1	5,7	7	10,92	88,6	74,6	-	-	-	0,4	49,35
IPE A 120*	8,7	117,8	64	3,8	5,1	7	11,03	107,4	93,4	-	-	-	0,472	54,47
IPE 120	10,4	120	64	4,4	6,3	7	13,21	107,4	93,4	-	-	-	0,475	45,82
IPE A 140*	10,5	127,4	73	3,8	5,6	7	13,39	126,2	112,2	-	-	-	0,547	52,05
IPE 140	12,9	140	73	4,7	6,5	7	16,43	126,2	112,2	-	-	-	0,551	42,7
IPE A 180*	12,7	157	82	4	5,9	9	16,18	145,2	127,2	-	-	-	0,519	48,7
IPE 180	15,6	180	82	5	7,4	9	20,09	145,2	127,2	-	-	-	0,523	39,47
IPE A 180*	15,4	177	91	4,3	6,5	8	19,58	164	146	M10	54	58	0,694	45,15
IPE 180	18,8	180	91	5,3	8	9	23,95	164	146	M10	55	58	0,698	37,13
IPE O 180-	21,3	182	92	6	9	9	27,1	164	146	M10	56	59	0,705	33,12
IPE A 200*	18,4	197	100	4,5	7	12	23,47	183	159	M10	55	67	0,784	41,49
IPE 200	22,4	200	100	5,6	8,5	12	28,48	183	159	M10	56	67	0,788	34,36
IPE O 200+	25,1	202	102	6,2	9,5	12	31,98	183	159	M10	56	69	0,778	31,05
IPE A 220*	22,2	217	110	5	7,7	12	28,28	201,6	177,6	M12	65	71	0,843	38,02
IPE 220	26,2	220	110	5,9	9,2	12	33,37	201,6	177,6	M12	66	71	0,848	32,38
IPE O 220+	29,4	222	112	6,6	10,2	12	37,99	201,6	177,6	M12	67	73	0,858	29,24
IPE A 240*	26,2	237	120	5,2	8,3	15	33,31	220,4	190,4	M16/M12	65	68/81	0,916	35,7
IPE 240	30,7	240	120	6,3	9,8	15	39,12	220,4	190,4	M12	66	61	0,922	30,02
IPE O 240+	34,3	242	122	7	10,8	15	43,77	220,4	190,4	M16/M12	67	68/93	0,932	27,17
IPE A 270*	30,7	267	135	5,5	8,7	15	39,15	249,6	219,6	M16	66/67	81	1,027	33,75
IPE 270	36,1	270	135	6,6	12,7	15	46,94	249,6	219,6	M16	67/68	81	1,041	28,86
IPE O 270+	42,3	274	136	7,5	12,7	15	53,84	249,6	219,6	M16	68/69	82	1,051	24,89
IPE A 300*	36,5	297	150	6	9,2	15	46,92	276,6	246,6	M20	75	84	1,156	31,65
IPE 300	42,2	300	150	7,1	10,2	15	53,81	276,6	246,6	M20	77	84	1,16	27,46
IPE O 300+	49,3	304	152	8	12,7	15	62,83	276,6	246,6	M20	78	86	1,174	23,87
IPE A 330*	43,0	327	160	6,5	10	18	51,74	307	271	M22	87	86	1,25	29,09
IPE 330	49,1	330	160	7,5	11,5	18	62,61	307	271	M22	88	88	1,254	25,57
IPE O 330+	57,0	334	162	8,5	13,5	18	72,52	307	271	M22	89	90	1,268	22,25

IPE



Notations pages 63-65 / Bezeichnungen Seite 63-65

Désignation Designation Bezeichnung	Valeurs statiques / Section properties / Statische Kernwerte											Classification ENV 1993-1-1						
	axe fort y-y strong axis y-y starke Achse y-y					axe faible z-z weak axis z-z schwache Achse z-z							pour bending		pour compression			
	G kg/m	I _y cm ⁴	W _y cm ³	W _{pl,y} * cm ³	I _y cm	A _{tot} cm ²	I _z cm ⁴	W _z cm ³	W _{pl,z} * cm ³	I _z cm	S _x mm	I _T cm ⁴	I _w × 10 ⁻² cm ⁶	Fe E 235	Fe E 275	Fe E 355	Fe E 460	
IPE A 80	5.0	64.38	15.51	15.93	2.18	3.07	8.85	2.98	4.69	1.04	17.6	0.42	0.06	1	1	1	1	1
IPE B0	6.0	80.14	20.03	23.27	3.24	3.58	9.48	3.63	6.62	1.05	22.1	0.7	0.12	1	1	1	1	1
IPE A 100	8.9	141.2	28.81	32.98	4.01	4.44	13.12	4.77	7.54	1.25	21.2	0.77	0.28	1	1	1	1	1
IPE 100	8.1	171	34.2	39.41	4.07	5.08	15.92	5.79	9.15	1.24	22.7	1.2	0.25	1	1	1	1	1
IPE A 120	9.7	257.4	43.77	49.87	4.83	5.41	22.39	7	10.86	1.42	22.2	1.04	0.71	1	1	1	1	2
IPE 120	10.4	317.8	52.98	60.73	4.9	6.31	27.67	8.65	12.58	1.45	25.2	1.74	0.99	1	1	1	1	1
IPE A 140	10.5	434.9	63.3	71.6	5.7	6.21	36.42	9.98	15.52	1.85	23.2	1.36	1.58	1	1	1	2	3
IPE 140	12.9	541.2	77.32	88.34	5.74	7.64	44.92	12.31	19.25	1.85	28.7	2.45	1.99	1	1	1	1	2
IPE A 160	12.7	689.3	87.51	98.06	6.53	7.6	54.43	13.27	23.7	1.83	29.3	1.96	3.09	1	1	1	1	3
IPE 160	15.8	869.3	106.7	123.5	6.58	9.66	66.31	16.66	28.1	1.84	30.3	3.6	3.98	1	1	1	1	2
IPE A 180	15.4	1063	120.1	126.3	7.37	9.2	81.89	18	27.98	2.05	27.8	2.7	5.93	1	1	1	2	3
IPE 180	18.8	1317	146.3	155.4	7.42	11.25	100.8	22.16	34.8	2.05	31.8	4.79	7.43	1	1	1	1	2
IPE O 180	21.3	1505	165.4	189.1	7.45	12.7	117.3	25.5	39.91	2.08	34.9	6.76	6.74	1	1	1	1	2
IPE A 200	18.4	1591	161.6	181.7	8.23	11.47	117.2	23.43	36.54	2.23	32.6	4.11	10.53	1	1	1	2	4
IPE 200	22.4	1943	194.3	220.6	8.26	14	142.4	28.47	44.61	2.24	36.7	6.98	12.98	1	1	1	1	2
IPE O 200	25.1	2211	218.9	249.4	8.32	15.45	168.9	33.11	51.99	2.3	38.3	9.45	15.57	1	1	1	1	2
IPE A 220	22.2	2317	213.5	240.2	9.05	13.55	171.4	31.17	48.49	2.46	34.5	5.88	15.71	1	1	1	2	4
IPE 220	26.2	2772	252	285.4	9.11	15.88	204.9	37.25	58.11	2.48	36.4	9.07	21.67	1	1	1	1	2
IPE O 220	29.4	3134	282.3	321.1	9.16	17.66	238.8	42.83	66.91	2.53	41.1	12.27	26.79	1	1	1	1	2
IPE A 240	26.2	3280	277.7	311.8	9.84	16.31	240.1	40.02	62.4	2.68	39.4	8.35	17.26	1	1	2	2	4
IPE 240	30.7	3892	324.3	365.8	9.87	19.16	283.6	47.27	73.92	2.69	43.4	12.88	27.39	1	1	1	1	2
IPE O 240	34.3	4369	361.1	410.3	10	21.36	328.5	53.86	84.4	2.74	46.2	17.18	42.66	1	1	1	1	2
IPE A 270	30.7	4817	353.3	412.5	11.2	18.78	368	53.03	82.34	3.02	45.5	10.3	58.51	1	1	2	3	4
IPE 270	36.1	5790	425.9	484	11.23	22.14	419.9	62.2	96.95	3.02	44.8	15.94	76.56	1	1	1	2	3
IPE O 270	42.2	6847	507.1	574.6	11.36	25.23	513.5	75.51	117.7	3.09	48.5	24.9	87.64	1	1	1	1	2
IPE A 300	36.5	7173	483.1	541.8	12.42	22.25	519	69.2	107.3	3.34	42.1	13.43	107.2	1	2	3	3	4
IPE 300	42.2	8358	557.1	628.4	12.48	25.68	623.8	83.5	125.2	3.35	46.1	20.12	125.9	1	1	1	2	4
IPE O 300	49.3	9994	657.5	743.8	12.61	29.05	745.7	95.12	152.6	3.45	51	31.06	157.7	1	1	1	1	3
IPE A 330	43.0	10330	625.7	701.9	13.67	26.88	689.2	85.84	133.3	3.54	47.6	19.57	171.5	1	1	3	3	4
IPE 330	49.1	11770	713.1	804.3	13.71	30.81	788.1	99.52	162.7	3.55	51.6	28.15	198.1	1	1	1	2	4
IPE O 330	57.0	13910	833	942.8	13.84	34.88	940.4	112.8	195	3.64	56.6	47.15	245.7	1	1	1	1	3

**Poutrelles-I
européennes**

IPE 80 - 600
conformes à Euronorme 19-57
IPE A 80 - 600
IPE O 180 - 600
IPE 750

European I-beams

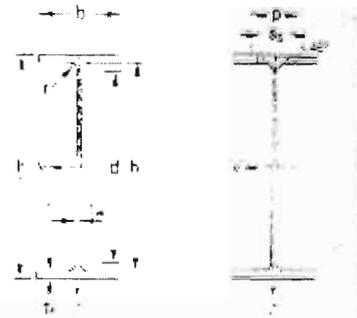
IPE 80 - 600
in accordance with Euronorm 19-57
IPE A 80 - 600
IPE O 180 - 600
IPE 750

Europäische I-Profile

IPE 80 - 600
gemäß Euronorm 19-57
IPE A 80 - 600
IPE O 180 - 600
IPE 750

Designation Designation Bezeichnung	Dimensions Abmessungen						A cm ²	Dimensions de construction Dimensions for detailing Konstruktionsmaße					Surface Oberfläche	
	G kg/m	h mm	b mm	t _w mm	t _f mm	r mm		h ₁ mm	e mm	z ²	P _{min} mm	P _{max} mm	A _L m ² /m	A _G m ² /t
IPE A 360*	50.2	357.9	170	8.6	11.5	18	63.06	334.6	298.6	M24	67.50	92	1.351	25.91
IPE 360	57.1	360	170	8	12.7	18	72.73	334.6	298.6	M24	88.9	92	1.353	23.7
IPE O 360-	66.0	364	172	8.2	14.7	16	84.13	334.6	298.6	M24	89.83	94	1.357	20.86
IPE A 400*	57.4	397	180	7	12	21	73.1	373	331	M24	93.96	102	1.464	26.51
IPE 400	66.3	400	180	6.8	13.5	21	84.46	373	331	M24	95.98	102	1.467	22.12
IPE O 400+	75.7	404	182	9.7	15.5	21	95.38	373	331	M24	96.99	104	1.481	19.57
IPE A 450*	67.2	447	190	7.6	12.1	21	85.55	420.8	378.8	M27/M24	100.97	100/112	1.605	23.67
IPE 450	77.6	450	190	8.4	14.6	21	98.62	420.8	378.8	M24	86.99	112	1.608	20.69
IPE O 450-	92.4	456	192	11	17.6	21	117.7	420.8	378.8	M24	67.100	114	1.622	17.56
IPE A 500*	79.4	497	200	8.4	14.5	21	101.1	468	426	M27	100.104	110	1.741	21.94
IPE 500	90.7	500	200	10.2	16	21	115.5	468	426	M27	102.105	110	1.744	19.23
IPE O 500+	107	506	202	12	19	21	136.7	468	426	M27	104.107	112	1.75	16.4
IPE A 550*	92.1	547	210	9	15.7	24	117.3	515.6	467.6	M27	107.110	120	1.875	20.36
IPE 550	108	550	210	11.1	17.2	24	134.4	515.6	467.6	M27	109.112	120	1.877	17.78
IPE O 550-	123	555	212	12.7	20.2	24	158.1	515.6	467.6	M27	111.114	122	1.893	15.45
IPE A 600*	109	597	220	8.8	17.6	24	137	562	514	M27	106.111	130	2.013	18.72
IPE 600	122	600	220	12	19	24	156	562	514	M27	110.113	130	2.015	16.46
IPE O 600-	154	610	224	15	24	24	186.8	562	514	M27	113.116	134	2.045	13.24
IPE 750 x 137*	137	753	263	11.6	17	17	174.6	719	685	M27	102	173	2.508	18.28
IPE 750 x 147-	147	753	265	13.2	17	17	187.5	719	685	M27	103	175	2.51	17.06
IPE 750 x 173-	173	763	267	14.4	21.6	17	221.3	719.8	684.8	M27	104	177	2.534	14.58
IPE 750 x 196-	196	770	268	15.8	25.4	17	250.8	719.2	685.2	M27	106	178	2.552	12.96

IPE



Notations pages 52-55 / Bezeichnungen Seite 53-55

Designation Designation Bezeichnung	Valeurs statiques / Section properties / Statische Kennwerte												Classification ENV 1993-1-1							
	axe fort y-y strong axis y-y starke Achse y-y						axe faible z-z weak axis z-z schwache Achse z-z						S235		S355					
	G kg/m	I _y cm ⁴	W _y cm ³	W _{el,y} * cm ³	i _y cm	A _{xx} cm ²	I _z cm ⁴	W _z cm ³	W _{el,z} * cm ³	i _z cm	S _z mm	I _T cm ⁴	I _x x 10 ⁻³ cm ⁴	100 N/mm ² f _y	100 N/mm ² f _t	100 N/mm ² f _y	100 N/mm ² f _t	100 N/mm ² f _y	100 N/mm ² f _t	
IPE A 360	90.3	14520	811.8	906.8	15.06	28.76	944.3	111.1	171.9	3.84	50.7	26.51	282	1	1	2	4	4	4	
IPE 360	87.1	18270	903.6	1019	14.95	25.14	1643	122.8	181.1	3.79	54.5	37.32	313.5	1	1	1	2	4	4	
IPE D 360	88.0	19250	1047	1186	15.05	40.21	1251	143.5	226.9	3.86	59.7	55.78	350.3	1	1	1	1	3	4	
IPE A 400	87.4	20290	1032	1144	16.66	35.78	1171	130.1	202.1	4	55.6	34.79	432.2	1	1	2	4	4	4	
IPE 400	86.2	23130	1156	1307	16.55	42.88	1218	146.4	229	3.95	60.2	51.06	490	1	1	1	1	3	4	
IPE D 400	75.7	26790	1324	1502	16.65	47.96	1564	171.9	253.1	4.03	65.3	72.1	587.6	1	1	1	1	2	3	4
IPE A 450	87.2	29760	1331	1494	18.85	42.25	1502	158.1	245.7	4.19	58.4	45.67	704.9	1	1	2	4	4	4	
IPE 450	77.8	33740	1509	1702	18.48	50.95	1876	176.4	275.4	4.12	63.2	66.87	791	1	1	1	1	3	4	4
IPE D 450	92.4	40920	1795	2045	18.85	59.4	2085	217.2	341	4.21	70.6	109	997.6	1	1	1	1	2	4	4
IPE A 500	79.4	42930	1728	1945	20.61	50.41	1938	193.8	301.6	4.38	62	52.78	1125	1	1	1	1	4	4	4
IPE 500	90.7	48200	1928	2194	20.43	58.87	2143	214.2	335.9	4.31	68.8	83.29	1243	1	1	1	1	3	4	4
IPE D 500	107	57780	2264	2613	20.56	70.21	2622	259.6	406.5	4.38	74.6	143.5	1548	1	1	1	1	2	4	4
IPE A 550	92.1	59560	2193	2475	22.61	60.3	2432	231.8	361.5	4.55	68.5	88.53	1710	1	1	2	4	4	4	
IPE 550	106	67120	2441	2787	22.35	72.34	2568	254.1	405.5	4.45	73.6	123.2	1884	1	1	1	1	4	4	4
IPE D 550	123	79160	2847	3263	22.52	82.65	3224	304.2	460.5	4.55	81.2	187.5	2302	1	1	1	1	2	4	4
IPE A 600	108	82920	2778	3141	24.6	70.14	3115	283.3	442.1	4.77	72.9	116.8	2607	1	1	2	4	4	4	
IPE 600	122	92080	3069	3512	24.3	82.76	3387	307.9	485.6	4.66	78.1	165.4	2846	1	1	1	1	4	4	4
IPE D 600	154	119320	3879	4471	24.52	104.4	4521	403.6	640.1	4.78	91.1	318.1	3690	1	1	1	1	2	4	4
IPE 750 x 137	137	159920	4246	4865	30.26	92.9	5166	352.8	614.1	5.44	85.4	137.1	6680	1	2	3	4	4	4	
IPE 750 x 147	147	168120	4411	5110	29.76	125.4	5289	399.7	630.8	5.31	87.1	161.5	7141	1	1	2	4	4	4	
IPE 750 x 173	173	205820	5402	6218	30.49	118.4	6673	514.9	808.8	5.57	77.5	273.6	9381	1	1	1	1	4	4	4
IPE 750 x 196	196	240320	6241	7174	30.95	127.3	9175	610.1	959.9	5.71	86.3	408.9	11290	1	1	1	1	4	4	4

ANNEXE 3

Carte de la vitesse des vents au Sénégal

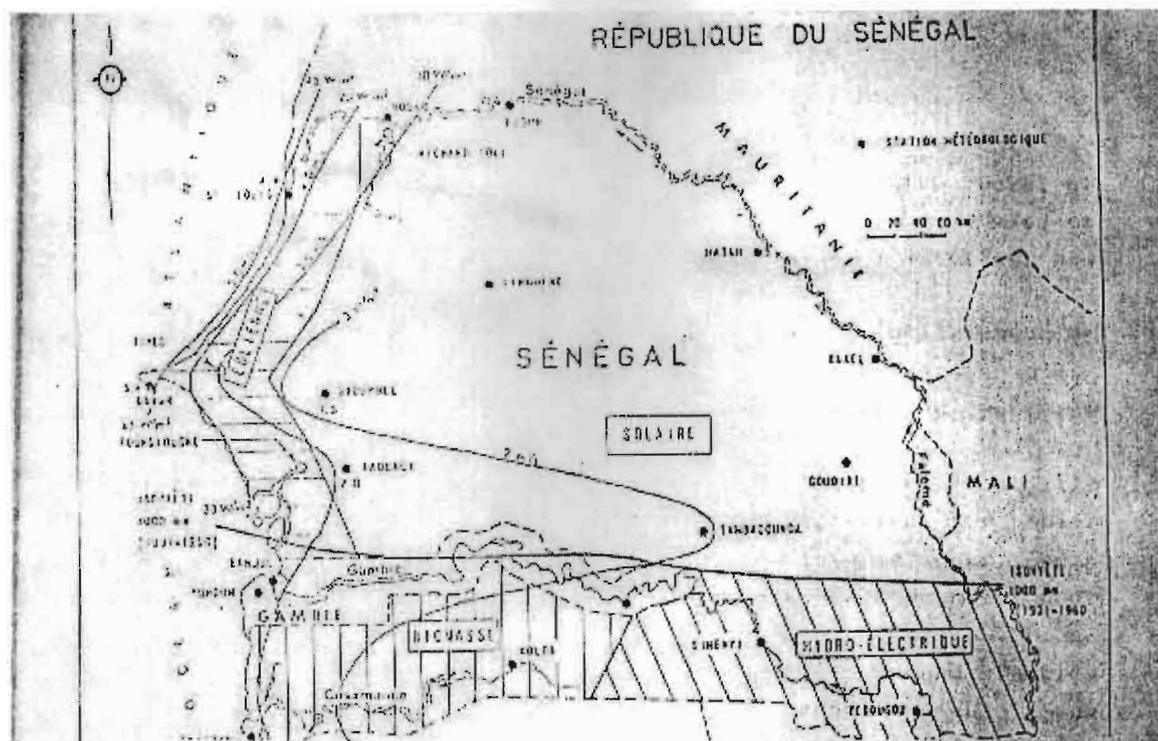


Figure III.2 : Régionalisation des énergies renouvelables

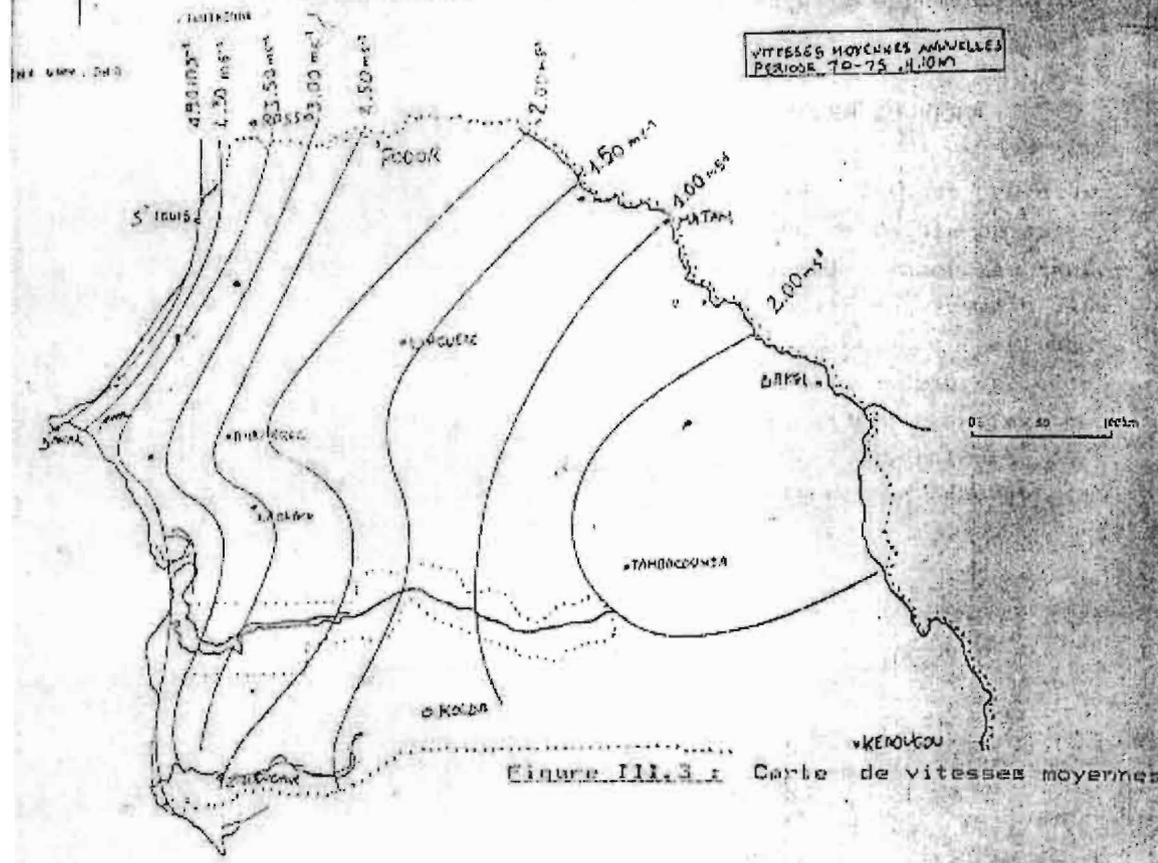


Figure III.3 : Carte de vitesses moyennes

ANNEXE 4

Relevés Service Météo Sénégal des vitesses moyennes de vents pour Dakar-Yoff

UNIVERSITE CHEIKH
ANTA DIOP DE DAKAR



E.S.P

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

CENTRE DE THIES : Tél. : (221) 951-42-39 Fax : (221) 951-42-39
CENTRE DE DAKAR : Tél. : (221) 825-47-20 Fax : (221) 825-55-94

Thiès, le 23 avril 2001

A Monsieur le Directeur Général
De la Météo Nationale

OBJET : demande de données météorologiques

Monsieur le Directeur,

Dans le cadre des projets de fin d'études des élèves-ingénieurs , l'Ecole Supérieure Polytechnique est amenée à collaborer avec des institutions telle que la votre.

C'est dans ce cadre, que l'élève-ingénieur Almamy FALL dans son projet intitulé "Etude de faisabilité d'une éolienne de production d'électricité" a besoin de données météo au niveau ^{de} votre service météorologique national.

En espérant une réponse favorable de votre part, nous vous prions de croire, **Monsieur le Directeur Général**, à l'assurance de ma considération distinguée.

Le Directeur du Projet

Fadel NIANG

Le Chef de département

Papa MBOUP



Station : DAKAR - YOFF

Mois : AOÛT

DATES	DIRECTION en dizaines de degré et VITESSE du VENT en mètres par seconde																Total	Vitesse moyenne en m/s
	00		03		06		09		12		15		18		21			
	Dir.	Vit.	Dir.	Vit.	Dir.	Vit.	Dir.	Vit.	Dir.	Vit.	Dir.	Vit.	Dir.	Vit.	Dir.	Vit.		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	36	5	32	4	CALE	0	36	3	36	4	33	3	CALE	0	CALE	0	32	4.5
2	33	4	CALE	0	CALE	0	33	4	33	4	36	3	CALE	0	CALE	0	32	4.5
3	33	3	CALE	0	32	3	CALE	0	33	4	32	5	32	6	32	4	34	3.0
4	30	4	32	3	30	3	30	3	30	4	34	3	34	3	34	3	36	3.3
5	34	3	32	3	35	3	30	3	30	3	36	3	38	3	34	3	30	3.5
6	37	3	30	3	33	3	36	3	35	3	33	3	32	4	32	3	32	3.3
7	36	3	36	3	36	4	36	4	36	5	33	4	33	4	33	3	30	3.8
8	30	3	32	3	30	3	32	3	32	4	31	4	36	3	31	3	33	2.9
9	30	3	30	4	31	3	30	3	33	3	32	3	32	3	32	3	34	3.0
10	32	3	CALE	0	CALE	0	CALE	0	34	3	30	3	34	4	32	3	34	4.8
11	CALE	0	CALE	0	32	3	36	3	36	4	36	3	38	3	38	3	37	3.1
12	30	3	30	3	32	4	34	4	32	5	32	5	32	4	32	3	30	3.3
13	30	3	30	4	30	3	32	4	32	4	33	4	34	4	34	3	38	3.5
14	32	3	34	3	34	3	32	3	31	4	34	5	34	4	34	4	37	3.4
15	34	4	34	4	36	4	36	4	32	3	32	4	30	4	30	4	31	3.9
16	30	3	CALE	0	30	3	32	3	32	3	33	3	33	3	34	3	36	2.0
17	CALE	0	30	3	30	4	33	3	31	3	33	3	32	4	33	3	35	3.1
18	31	4	CALE	0	CALE	0	32	3	30	3	34	3	32	3	34	3	34	4.8
19	30	3	32	3	30	4	32	4	32	4	30	4	32	4	32	4	32	3.5
20	30	3	30	4	CALE	0	32	3	33	4	34	4	32	3	CALE	0	33	3.1
21	CALE	0	31	3	30	3	37	3	33	3	37	3	38	4	CALE	0	36	3.0
22	35	3	CALE	0	CALE	0	33	3	32	4	30	3	32	3	32	3	36	3.0
23	30	4	32	3	34	3	35	4	37	3	33	3	36	3	CALE	0	34	3.6
24	CALE	0	CALE	0	32	3	CALE	0	CALE	0	32	3	32	3	CALE	0	6	0.7
25	33	4	30	3	32	3	33	3	31	3	32	3	32	3	32	3	36	3.3
26	30	3	CALE	0	33	3	34	3	CALE	0	34	3	30	3	30	3	33	1.6
27	31	3	CALE	0	36	3	CALE	0	CALE	0	30	3	32	3	32	3	34	1.4
28	CALE	0	30	3	32	3	34	3	32	3	34	3	32	4	32	3	30	2.4

REPUBLICQUE DU SENEGAL

MINISTÈRE DE L'EQUIPEMENT

DIRECTION DE LA METEOROLOGIE NATIONALE

DAKAR. 70ff

CLIMATOLOGIE

imp. GUT. - Dakar

Vent dominant
Vitesse moyenne en m/s

	Janv.	Févr.	Mars	Avril	Mai	Jun	Juillet	Août	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.	An
1993													
Vent dominant	NNE	NNE	N	N	NNW	W	W	WNW	NW	NNW	NNE	NNE	NNE
Vitesse moyenne	4.3	4.9	4.7	4.9	5.0	3.2	2.9	2.7	2.6	3.3	4.4	4.2	3.9
1994													
Vent dominant	NNE	NE	NNW	NNW	NNW	WNW	WNW	WNW	WNW	NNW	NNW	NE	NNW
Vitesse moyenne	4.5	4.2	4.6	4.4	3.7	2.8	2.9	2.5	2.5	3.0	3.3	4.4	3.6
1995													
Vent dominant	NNE	NNE	NNW	NNW	NNW	NNW	NNW	WNW	NNE	NNW	NNE	NE	NNW
Vitesse moyenne	4.4	4.3	4.4	4.6	4.1	4.1	3.9	3.5	2.5	3.1	3.6	4.5	3.9
1996													
Vent dominant													
direction	NE	NNE	NNE	NNE	N	NNW	W	NW	NNW	NNW	NNE	NNE	NNE
Vitesse moyenne	4.9	5.2	5.5	5.6	6.0	4.1	3.5	3.4	3.4	3.1	4.1	5.5	4.6
1997													
Vent dominant	NNE	NNE	NNE	NNE	N	NNW	NNW	NNW	N	N	N	ENE	N/NNE
Vitesse moyenne	5.2	4.4	5.4	5.3	3.9	2.8	3.1	3.0	2.3	3.2	3.4	4.0	3.8
1998													
Vitesse moyenne	4.9	4.4	5.0	5.9	5.2	3.6	3.0	3.0	3.0	2.9	3.9	5.4	4.2
directions domin.	N	NE	N	N	N	NNW	NW	WNW	NNW	N	NE	NE	N
1999													
Vitesse moyenne	5.1	5.4	6.3	4.7	3.4	2.9	3.0	3.2	2.7	3.1	3.3	4.7	4.0
direction dom.	NE	NNE	NNE	N	NNW	NW	WNW	SW	N	N	N	NNE	N
2000													
FC	50	46	43	49	49	39	34	28	28	34	38	42	40
SD	NNE	NNE	N/NNE	N	N/NW	NNW	NW	NW	NW	N/NNE	N/NNE	NNE	NNE

vent 1/2 apr en m/s

Dakar-Yoff	JANV.	FEV.	MARS	AVRIL	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DEC.
1989												
V	12	15	13	15	12	22	20	26	20	18	17	19
D	E	N	NNE	N	NNW	NE	E	N	E	SE	N	NE
1990												
V	17	17	20	20	18	16	17	29	30	27	19	23
D	N	E	N	N	N	E	SW	SE	E	S	N	N
1991												
V	19	19	19	17	16	17	19	20	32	22	17	19
D	NNW	N	NNE	N	NNW	NW	NNE	WNW	NE	SSW	N	NNE
1992												
V	16	19	16	21	20	13	14	15	16	12	13	14
D	NNE	NNW	N	NNW	NNW	WNW	E	E	S	SSE	N	NNE
1993												
V	13	13	14	15	14	11	19	16	20	12	14	13
D	NE	NNE	N	N	N	WNW	ESE	ESE	SSW	N	NNE	NNE
1994												
V	16	14	15	13	13	16	10	13	14	12	12	19
D	N	N	N	N	N	NE	N	E	E	SE	N	N
1995												
V	12	13	14	18	14	12	13	19	12	18	11	10
D	NE	NNE	NNE	NNE	NNE	ESE	NW	E	SE	SSE	E	NE
1996												
V	10	12	11	12	11	9	18	18	14	15	10	9
D	N	NNE	NNE	NNE	NNE	NNE	E	SE	E	SSE	NNE	NE

Vitesse maximale instantanée du vent en m/s

Dakar-Yoff	JANV.	FEV.	MARS	AVRIL	MAI	JUIN	JUIL.	AOÛT	SEPT.	OCT.	NOV.	DEC.
1971												
V	11	13	12	14	12	13	22	18	18	18	11	13
D	NNE	NNE	NNE	NNE	NNE	S	E	ENE	ESE/NE	SSE	NE	NNE
1972												
V	12	12	12	11	12	21	8	19	16	14	9	10
D	NNE	N/NNE	NE	NNE	NNE	SSW	W	E	E	NE	NE	NE/NE
1973												
V	9	11	11	13	10	11	16	14	17	10	10	11
D	N	NNE	N/NNE	NNE	N	N/ENE	NW	E	E	ESE	NNE	NNW
1974												
V	12	13	13	13	11	10	13	17	18	21	12	15
D	NNE	NNE	NNE	N	N	NW/NNE	W	S	E	E	E	NE
1975												
V	12	10	13	15	11	11	13	12	19	14	12	11
D	NE	NNE	N	NNE	NNE	W	E	S/SSW	E	S	NNE	NE
1976												
V	13	12	13	12	14	13	16	17	17	16	10	12
D	NNE	NNE	NNE	N	N	W	E	SE	SE	SSE	NE	NNE
1977												
V	11	13	11	11	12	14	14	15	18	10	9	10
D	NNE	NNE	NNE	NNE	NNE	SSE	E	ENE	E	N	E	NE
1978												
V	11	11	10	10	10	12	14	15	14	15	11	13
D	N	N	NNE	NNE	NNE	S	SE	SN	NE	ENE	NNE	NE
1979												
V	12	10	11	25	23	19	18	10	11	12	10	11
D	N	NE	N	ESE	ESE	S	ESE	NNW	N	NNE	NNW	NNE
1980												
V	11	13	14	12	12	10	10	19	21	12	11	13
D	NNE	NNE	N	N	N	SE	E	E	E	NE	NNW	N
1981												
V	13	11	11	10	10	15	25	17	24	14	10	11
D	NNE	N	N	N	NNW	E	ENE	E	ENE	SE	NNE	ENE
1982												
V	12	10	13	12	11	9	17	15	18	13	12	14
D	NNE	NW	N	N	NNE	NNW	SE	E	E	N	NNE	NE
1983												
V	13	11	11	10	10	15	25	17	24	14	10	11
D	NNE	N	N	N	NNW	E	ENE	E	ENE	SE	NNE	NNE
1984												
V	13	10	11	12	12	12	11	11	20	9	13	12
D	N	NNW	N	N	N	E	E	E	E	E	NNE	NNE
1985												
V	13	12	13	15	13	15	10	17	16	11	10	11
D	N	NNE	N	N	N	ENE	SSW	E	E	E	N	N
1986												
V	10	9	11	9	10	11	9	15	14	13	11	11
D	N	N	NNE	NNW	N	N	W	ENE	SE	SE	NNW	N
1987												
V	10	9	10	9	12	12	19	19	19	20	12	17
D	N	NNW	N	NW	N	E	E	WSW	SE	ESE	NE	E
1988												
V	17	14	13	14	14	24	10	17	18	12	13	14
D	ENE	ENE	NNE	NNE	NNE	ENE	WSW	E	ESE	NNE	E	NNE

ANNEXE 5

Tableau de choix des garnitures pour frein à disque

Tableau IX. — Caractéristiques des

Désignation	Symbole	Aspect	Applications	Coefficient de frottement		Température de sécurité °C	
				sec	gras	sec	gras
Matériaux tissés.							
Ferodo F18	F. F.	Relativement souple en faible épaisseur, à base textile; brun clair.	Frictions à basses températures. Peut fonctionner à l'état gras ou en bain d'huile.	0,49	0,29	80	80
Ferodo 18	F. 18	Souple en faible épaisseur, matière tissée, non armée, à base d'amiante; brun-rouge.	A l'air; serv. moyen, grande vit. (frein d'arrêt) (à bas press.) En bain d'huile; température élevée, pression modérée.	0,35	< 5 kg/cm ² : 0,15 à 0,20 > 5 kg/cm ² : 0,10 à 0,14	120	150
Ferodo 18 A	F. 18 A	Matière tissée à base d'amiante, armée milieu rouge; brun-rouge en surface, jaune clair à l'intérieur.	Freins d'arrêts lents pour mécanismes, freins d'absorption (à bas press.); efforts plus élevés que F. 18 à cause armature.	0,33	< 5 kg/cm ² : 0,15 à 0,20 > 5 kg/cm ² : 0,10 à 0,14	180	150
Ferodo industriel au zinc	I. D. Z.	Matière tissée à base d'amiante, armée au zinc; gris foncé en surface, gris clair à l'intérieur.	Service sévère, vitesse moyenne, travail à sec freins d'arrêts lents.	0,38		140	
Ferodo industriel au plomb	I. D. P.	Matière tissée à base d'amiante, armée au plomb; gris clair.	Service moyen, vitesse moyenne, ne supporte pas les températures élevées; peut être utilisé en présence d'huile.	0,35 (< 110°C)	0,13	120	150
Ferodo I. A. B.	I. A. B.	Matière tissée à base d'amiante, armée milieu rouge; brun.	Service sévère, ne supportant pas un coefficient de frottement élevé, frottement stable à froid et à chaud.	0,47		150	
Ferodo semi-rigide armé	S. R. A.	Matière tissée à base d'amiante, armée cuivre, semi-rigide; gris foncé.	Service moyen, vitesse et pression moyennes; ne convient pas pour les frictions grasses.	0,35	irrégulier	110	150
Matériaux moulés.							
Ferodo 450	450	Matière moulée, rigide et dure, beige clair.	Pour segments seulement. Service sévère, demandant une tenue du coefficient de frottement à température élevée et une faible usure aux hautes vit.	0,33		160	
Ferodo 504	504	Matière moulée amincée, assez rigide, brun clair.	Pour segments seulement. Service sévère nécessitant un coefficient de frottement élevé à chaud et une usure faible.	0,30 (à froid) 0,40 (à chaud)		160	
Ferodo 22	22	Matière moulée à haut caoutchouc, armée antiairc et laiton, assez rigide.	Pour segments seulement. Service sévère exigeant un coefficient de frottement relativement bas, même particulièrement aux températures élevées.	0,26 (à froid) 0,27 (à chaud)		180	
Ferodo FB	F. B.						
Ferodo MF	M. F.	Matière moulée avec un tissu métallique de support, relativement souple, gris foncé.	Service sévère nécessitant un coefficient de frottement relativement élevé et une usure faible à chaud. A employer sur freins ayant un effort de commande surabondant. Peut fonctionner gras ou en bain d'huile.	0,35	0,13	150	150
Ferodo 44	44	Matière moulée noire où apparaissent des fils de laiton.	Pour disques seulement. Service sévère demandant la tenue du coefficient de frottement pour des températures accidentellement élevées.	0,26 (à froid) 0,27 (à chaud)		180	
Ferodo 351	351	Matière moulée, beige clair.	Pour disques seulement. Service modéré.	0,25 à 0,33		120	

1) Toutes ces garnitures se livrent en bandes ou en pièces découpées à la demande. Pour les pièces moulées cylindriques, tracer le rayon de courbure.

principales garnitures fabriquées en France (7).

Densité	Pression maximum (huile de température étant respectée) kg/cm ²		Surface de frottement	Observations
	état sec	état gras		
0,95	15	8	Air contact de n'intérieur quel métal avec surfaces au moins géométriquement polies.	Epaisseurs courantes (mm) : 3 4 5 6,3 8 10 13 16 19.
1,30	90	12	Bons résultats avec tous métaux de friction, grave pour l'acier rouillé.	La lubrification quintuple sa résistance à l'usure; résout à des températures élevées; il faut donc plus particulièrement le fixer sur des surfaces striées. Epaisseurs courantes (mm) : 3 4 5 6 7 8 10 13 16 19.
1,50	26	15	Comme le F. 14.	Pour emploi à l'état gras sous haute pression, frictionner la garniture en petits éléments. Epaisseurs courantes (mm) : 3 4 5 6 7 8 10 13 16 19.
1,70	20			Les traiter avec un segment de 500 mm de longueur au plus, par suite de sa rigidité relative. Epaisseurs courantes (mm) : 3 4 5 6 7 8 10 13.
1,55	20	15		Comme pour l'I. D. Z. Epaisseurs courantes (mm) : 3 4 5 6 7 8 10 13.
1,20	50			Comme pour l'I. D. Z. Epaisseurs courantes (mm) : 3 4 5 6 7 8 10 13.
1,53	20			Epaisseurs courantes (mm) : 3 4 5 6 7 8 10 13 16 19 25.
1,0	25		Eviter les projections d'huile.	Arc maxi du segment 150°. Epaisseurs courantes (mm) : 3 4,5 5 6 7 8 10 11 13 Rayon de courbure mini (mm) : 70 70 80 125 150 170 200 200 Longueur maxi du segment (mm) : 800. Largeur maxi du segment (mm) : 200.
1,4	25		Eviter les projections d'huile.	Comme pour F 450.
2,1	25		Eviter les projections d'huile.	Comme pour F 450.
				Caractéristiques voisines du F 22, permettant d'être moins strict sur le choix du contre-matériau de frottement.
1,8	20	20		Epaisseurs à la demande entre 3 et 6 mm. Largeur jusqu'à 300 mm. Peut servir pour fabrication de disques ou secteurs de disques.
2,1	25		Eviter les projections d'huile.	En disques d'une pièce ou en secteurs de disques. Ménager au moins 15 mm entre le trou et le bord de la garniture. Diamètres extérieurs de 5 à 70 mm pour disques en une seule pièce.
1,8	25		Eviter les projections d'huile, coefficient plus élevé à froid que F 44.	Epaisseur à la demande de 3 à 10 mm. Diamètre extérieur jusqu'à 130 mm avec alésage à la demande, (diamètre extérieur compris entre 134 et 195 mm, mais avec alésage minimum de 134 mm).

ANNEXE 6

Liste des sites et liens intéressants traitant sur l'énergie éolienne

informations générales

- EOLE : le meilleur site francophone sur l'énergie éolienne - Atlas des vents, les Éoliennes, les moulins, le coût et le fonctionnement
- Suisse-éole: Association Suisse pour l'énergie éolienne; informations sur le parc éolien du Mont-Crosin dans le Jura Suisse
- American Wind Energy Association
- British Wind Energy Association
- Wind Power Monthly : le mensuel de référence sur l'énergie éolienne dans le monde
- Compagnons d'éole, Les : - Association de promotion de l'énergie éolienne
- Cabinet Germa - Spécialiste français de l'énergie éolienne. Conseil, réalisation de parcs éoliens et éoliennes de forte puissance
- Espace Eolien Développement : bureau d'études, acteur du programme EOLE 2005
- Eolienne moderne : technique et principes de fonctionnement d'une éolienne moderne
- Franklin Museum, Pennsylvanie, initiative pédagogique
- Wuseltronik - focuses on research and development in renewable energy resources

fabricants de matériels

- American Windmills :- sells old fashioned water pumping windmills
- MKW : fabricants d'éoliennes 20 kW
- De Wind Technik : fabricant d'éoliennes
- Juvent : fabricant d'éoliennes
- EWS : fabricant d'éoliennes
- NORDEX : fabricant d'éoliennes
- Ferguson Manufacturing :- windmill makers
- Koenders Mfg. Co. Ltd. :- manufacturer of windmills and waterpumps
- Anglesey Wind & Energy Ltd

- Atlantic Equipment - buys and sells used wind and solar energy equipment and industrial machinery
- Bay Winds - dealer/distributor of grid interconnect and stand alone wind energy systems
- Bergey Windpower Co - manufactures small wind turbines for remote power, water pumping, and grid-connected applications - 1,5-10 kW
- Brower and Company - providing analysis of alternative energy resources and technologies, wind resource mapping software and services, and electric resource planning
- Maywind - makers of surveying equipment for wind prospection
- McInnis Industries - specializing in antique and aeration windmills, greenhouse kits, wooden venetian blinds, marine solar shades, and metal tubing benders
- Nordex Balcke-D,rr - produces wind turbines
- Olsen Wings - blades for small wind turbines
- Prairie Wind and Sun
- Southwest Windpower, Inc. - supplier of small battery charging wind turbines. Products are used to bring electricity into rural areas of the world
- Trillium Windpower Canada - Trillium Windmills distributor for Rutland Windchargers, Koenders Windmills for water aeration, and Transonic Pest Repellers
- Vestas Wind Systems A/S - specialize in the manufacture of wind turbines. Located in Denmark.
- Wind Fire & Ferrous - wind turbine sales and service on most all equipment. Parts available or we can manufacture
- Windland, Inc. - sales and installation of reconditioned wind turbines.
- Windmission - develops and markets wind turbines and hybrid systems, components such as rotors, generators and controllers
- World Power Technologies - manufacturer of the Whisper line of wind generators