



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique Et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
جامعة العربي التبسي - تيسة  
Université Larbi Tebessi - Tébessa  
معهد المناجم  
Institut des Mines  
قسم الإلكتروميكانيك  
Département Electromécanique



## MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention d'un diplôme de Master

Filière : Génie Minier

Option : Electromécanique Minière

**Emploi du moteur à reluctance variable pour  
le transporteur à bande de la chaîne  
de manutention de la mine de fer de Boukhadra**

Par

HADDAD Oussama et NAIB Mustapha

Devant le jury :

SOUDANI Mohamed Saleh	MAA	Président	Université Larbi Tebessi Tébessa
RECHECH Abdelkrim	MAA	Encadreur	Université Larbi Tebessi Tébessa
MOGHRANI Redwane	MAA	Examineur	Université Larbi Tebessi Tébessa

Promotion 2020-2021

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

مؤسسة التعليم العالي : جامعة العربي التبسي - تبسة

تصريح شرفي  
خاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لانجاز بحث

أنا الممضي أدناه،

السيد (ة) ..... تراد أسامة ..... الصفة : طالب، أستاذ باحث، باحث دائم : طالب

الحامل لبطاقة التعريف الوطنية رقم : 1906/00504/18 و الصادرة بتاريخ 2018 / 07 / 26

المسجل بمعهد ..... الميتاجي ..... قسم الإلكترونيات

و المكلف بانجاز أعمال بحث (مذكرة التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، أطروحة دكتوراه)، عنوانها :


Emploi du moteur à reluctance variable pour le transporteur à bande de la chaîne de manutention de la mine de fer de Boukhadra


أصرح بشرفي أنني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية و المنهجية و معايير الأخلاقيات المهنية و النزاهة الأكاديمية  
المطلوبة في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 2021-06-13

13 جوان 2021

إمضاء المعني (ة)



  
مجلس التسيير  
إمضاء السيد بن عرفة نجات،  
كتيب رقم: 10/2021

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

مؤسسة التعليم العالي : جامعة العربي التبسي - تبسة

تصريح شرفي  
خاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لانجاز بحث

أنا الممضي أدناه،

السيد (ة) ..... بنايب محمد حنيفة ..... الصفة : طالب، أستاذ باحث، باحث دائم : طالب .....

الحامل لبطاقة التعريف الوطنية رقم : 109961258002950504 و الصادرة بتاريخ : 21 : 09 : 2016 .....

المسجل بمعهد ..... المنار محمد ..... قسم الآلية الأكاديمية .....

و المكلف بانجاز أعمال بحث (مذكرة التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، أطروحة دكتوراه)، عنوانها :

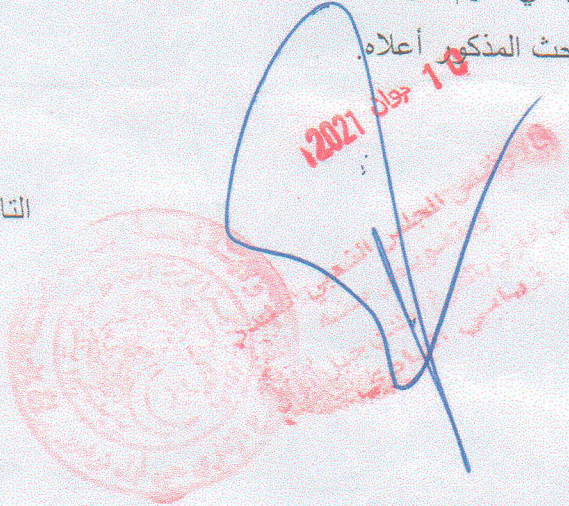
Emploi du moteur à reluctance variable pour le transporteur à  
bande de la chaîne de montage de la mine de fer de BOUKHADRA

أصرح بشرفي أنني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية و المنهجية و معايير الأخلاقيات المهنية و النزاهة الأكاديمية  
المطلوبة في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ : 10 : جوان : 2021 .....

إمضاء المعني (ة)





## **Remerciement**

*Nous remercions beaucoup, et avant tout, le seul, le puissant et le grand Allah, pour la force et la puissance qui nous adonné tout au long de nos années d'étude.*

*Nous exprimons notre grande reconnaissance et nos vifs remerciements à notre encadreur **Mr. RECHACH Abdelkrim** pour la confiance qu'il nous témoigné en nous diriger tout au long de ce mémoire sa disponibilité ses encouragements et sa patience qui nous permis de finaliser ce modeste travail.*

*Nous tenons à remercier les enseignants de l'institut des mines qui ont participé à notre formation au cours de toutes nos années d'études.*

*Nous tenons à remercier également les membres de jury d'avoir accepté de juger notre présent travail.*

*Nous désirons très sincèrement remercier Monsieur **AMIRECH Abdelkrim**.*

*Nous voudrions également adresser nos plus sincères remerciements à **Mr. AOULMI Zoubir** le directeur de l'institut des mines.*

*Tous les travailleurs de la mine de Boukhadra Tébessa en particulier*

***Mr. CHEGUROUCH Nacer**, **Mr. LAKEHAL Farouq**.*

*Enfin, nous remercions tous ceux qui nous ont soutenu et aider de près ou de loin pour la réalisation de ce travail.*

# *Dédicace*

*Je dédie cette mémoire*

*A mon chère père*

*Comme j'aimerais que vous soyez avec moi aujourd'hui  
Que Allah vous fasse miséricorde et vous mette en paix*

*A celle qui m'a donnée la vie et que ma vie n'est rien sans elle, à ma tendre mère, qui m'a soutenu  
d'amour et de bonheur ; tout ce que je suis, je le doit à elle.*

*A mes chères sœurs*

*Safaa et Roumaïssa*

*Qui sont présentes toujours pour moi et m'encourager*

*A tous mes oncles et tantes*

*Tous les membres de ma famille , petits et grands (la famille Haddad et Siouani).*

*A tous mes cousins et cousines.*

*A mes chers amis*

*Aymen, Adnane, Ayoub, Hichem, Chihab, Saleh, Achraf, Yazid, Saïf, Ramzi*

*A mon binôme Mustapha*

*A ma chère amie*

*Zineb*

*Merci pour tout ce que tu as fait pour moi.*

*Et à tous que j'aime et qui m'aiment*

*H. Oussama*

# Dédicace

*Je dédie ce travail*

*A Mon très cher père, qui me nourrit toujours de  
ses sages conseils.*

*A celle qui m'a donnée la vie et que ma vie n'est  
rien sans elle, à ma tendre mère, qui m'a  
soutenu d'amour et de bonheur ; tout ce que  
je suis, je le doit à elle.*

*A mes chères sœurs .*

*Et à mes adorables frères :*

*Mohamed, Abdelkader, Djillali, Djamel, Rabeh.*

*Toute la famille NAIB.*

*Mon cousin, ami et frère Anwar.N*

*A tous mes amis les étudiant dans Tébessa.*

*A mon binôme HADDAD Oussama.*

*A tous ceux qui m'aiment de près ou de loin.*

*N.MUSTAPHA*

# RÉSUMÉ

### Résumé

Le moteur à reluctance variable est devenu un choix pondéré dans les domaines industriels à cause de sa très simple construction, robustesse, peu coûteux et qui procurent un bon fonctionnement sur des plages très étendues de vitesses et de puissances.

L'objectif principal de cette étude est une comparaison générale entre un moteur asynchrone à rotor bobiné de 160 kW déjà fonctionnel au niveau de la mine de fer de Boukhadra d'un côté le moteur à reluctance variable de géométrie 16/12 pôles avec les mêmes contraintes de couple et de vitesse.

D'après les résultats expérimentaux obtenus, il ressort que MRV a surpassé le moteur existant dans tous les aspects de comparaison en termes de facilité d'utilisation, de résistance et de poids. Avec l'utilisation de l'MRV, L'entreprise bénéficie non seulement d'une réduction de la consommation énergétique avec un rendement élevé mais aussi d'une longue durée de vie dans des conditions extrêmes tels que la mine à ciel ouvert de fer de Boukhara.

### Mots clés :

Moteur à reluctance variable (MRV), asynchrone, contraintes de couple, résistance.



## Abstract

The variable reluctance motor has become a weighted choice in industrial fields because his simplicity construction, robustness, inexpensive and which provide good operation over very wide ranges of speeds and powers.

The main objective of this study is a general comparison between an asynchronous motor with wound rotor of 160 kw already operational at the level of the iron mine of Boukhadra on the one hand the variable reluctance motor of 16/12 poles geometry with the same constraints torque and speed.

From the experimental results obtained, it appears that MRV has outperformed the existing engine in all aspects of comparison in terms of ease of use, strength and weight. With the use of MRV, the company enjoys not only reduced energy consumption with high efficiency but also long service life under extreme conditions such as open cast iron mine Boukhadra.

### Keywords:

The variable reluctance motor (VRM), asynchronous, constraints torque, strength.

أصبح محرك الممانعة المتغيرة خيارًا مرجحًا في المجالات الصناعية نظرًا لبنينه البسيطة جدًا وقوته ورخص ثمنه والتي توفر تشغيلًا جيدًا على نطاقات واسعة جدًا من السرعات والقوى.

الهدف الرئيسي من هذه الدراسة هو إجراء مقارنة عامة بين محرك غير متزامن بدوار ملفوف بقدرة 160 كيلو وات يعمل بالفعل على مستوى منجم الحديد في بوخضرة، ومحرك ممانعة متغير بهندسة أعمدة 12/16 بنفس قيود عزم الدوران والسرعة.

من النتائج التجريبية التي تم الحصول عليها، يبدو أن MRV قد تفوق على المحرك الحالي في جميع جوانب المقارنة من حيث سهولة الاستخدام والقوة والوزن. مع استخدام MRV، تتمتع الشركة ليس فقط باستهلاك طاقة منخفض بكفاءة عالية ولكن أيضًا بعمر خدمة طويل في ظل الظروف القاسية مثل منجم الحديد بوخضرة.

### الكلمات المفتاحية :

محرك الممانعة المتغيرة، غير متزامن، عزم الدوران، القوة.

# SOMMAIRE

# SOMMAIRE

Remerciement.....	I
Dédicace.....	II
Sommaires.....	III
Résumés.....	IV
Abstract.....	V
ملخص.....	VI
Listes des figures.....	VII
Liste des tableaux.....	VIII
Liste des symboles.....	IX
Introduction générale.....	01

## Chapitre I : Présentation de la mine de Boukhadra

I.1 Introduction.....	03
I.2 Cadre géographique.....	03
I.3 Géologie régionale.....	04
I.3.1 Stratigraphique.....	05
I.3.2. Tectonique.....	08
I.4 Hydrogéologie.....	09
I.5 Hydrologie.....	10
I.6 Minéralisation.....	10
I.6.1 Nature du minerai exploité.....	10
I.6.2 Caractérisation de la minéralisation.....	11
I.7 Présentation de la mine de BOUKHADRA.....	12
I.7.1 Historique de la mine.....	12
I.7.2 Gestion de la mine.....	13
I.8 Morphologie du gisement et réserves globales.....	14
I.9 Régime de travail de la mine de Boukhadra.....	15
I.9.1 Organisation du travail.....	15
I.9.2 Production en minerai.....	16
I.9.3 Production de la mine.....	17
I.9.4 Durée de vie de la mine.....	17
I.10 Conclusion.....	18

## Chapitre II : Généralités sur les convoyeurs à bande

II.1 Historique.....	19
II.1.1 Introduction.....	19
II.1.2 Utilisation des convoyeurs à bande.....	20
II.1.3 Records de longueur.....	21
II.2 Différents types de transporteurs mécaniques.....	21
II.3 Type et différents organes d'un convoyeur à bande.....	23
II.3.1 Principaux types de convoyeurs à bande.....	23
II.3.2 Différents organes d'un convoyeur à bande.....	25
II.3.2.1 La bande.....	25
II.3.2.2 Tambours.....	27

## Sommaire

---

II.3.2.3 Stations.....	28
II.3.2.4 Rouleaux.....	28
II.4 Conclusion.....	29

### **Chapitre III : Etude du système de transport par convoyeur à bande existant**

III.1 Introduction.....	30
III.2 Choix du transporteur à bande.....	30
III.2.1 Caractéristiques des matériaux à transporter.....	30
III.2.2 Caractéristiques du convoyeur.....	31
III.2.3 Caractéristiques de l'installation.....	33
III.3 La bande.....	34
III.3.1 Largeur de la bande.....	34
III.3.2 Vitesse de la bande.....	34
III.4 Stations supports.....	35
III.4.1 Ecartement des stations supports.....	36
III.4.2 Longueur de transition Lt.....	37
III.5 Les rouleaux.....	38
III.5.1 Choix du diamètre des rouleaux.....	38
III.5.2. Efforts des rouleaux.....	39
III.5.2.1. Pour les rouleaux porteurs.....	39
III.5.2.2 Pour les rouleaux inférieurs.....	41
III.6 Effort tangentiel et puissance absorbée.....	42
III.6.1 Effort tangentiel total fu.....	44
III.6.2 Puissance d'entraînement.....	44
III.7 Les tensions.....	44
III.7.1 Définition des tensions.....	44
III.7.2 Calcul des tensions sur les brins de la bande.....	45
III.8 Les tambours.....	46
III.8.1 Calcul de diamètres des tambours.....	47
III.8.2 Masse des tambours.....	48
III.8.3 Diamètre de l'axe du tambour.....	48
III.8.3.1 Diamètre de l'axe du tambour de commande.....	48
III.8.3.2 Diamètre de l'axe du tambour de renvoi.....	49
III.8.4 Calcul des efforts de traction.....	50
III.8.4.1 Calcul de la puissance.....	52
III.9 Calcul de la résistance de la bande.....	52
III.10 Caractéristiques du moteur existant.....	53
III.11 Conclusion.....	53

### **Chapitre IV : Les moteurs à reluctance variable MRV**

IV.1 Introduction.....	54
IV.2 Classification des MRV.....	54
IV.3 Topologies des MRV tournantes.....	54
IV.3.1 Les MRV purs.....	55
IV.3.2 Les MRV à effet Vernier.....	56
IV.3.3 Les MRV hybrides.....	56

## Sommaire

---

IV.4 La géométrie du MRV 16/12 étudié.....	58
IV.5 Paramètres caractéristiques du MRV.....	59
IV.5.1 Le pas incrémental.....	59
IV.5.2 Le sens de rotation.....	59
IV.6 Principe de fonctionnement du MRV.....	60
IV.7 Alimentation du MRV.....	61
IV.7.1 Condition d'alimentation d'une bobine.....	62
IV.7.2 Le convertisseur électronique.....	63
IV.8 Equations électromagnétique du MRV.....	64
IV.9 Equation mécanique du MRV.....	64
IV.10 Notion de co-énergie.....	65
IV.11 Calcul du couple en utilisant la co-énergie.....	67
IV.12 Les avantages et les inconvénients du MRV.....	67
IV.12.1 Les avantages du MRV.....	67
IV.12.2 Les inconvénients du MRV.....	68
IV.13 Conclusion.....	69

## **Chapitre V : Comparaison techno-économique entre le MAS existant et MRV**

V.1 Introduction.....	70
V.2 Le calcul des caractéristiques du moteur MRV choisi.....	71
V.2.1 Caractéristique du moteur choisi.....	71
V.2.2 Inconvénients et avantages.....	72
V.3 Coté économie.....	72
V.4 Avantages de la restitution du moteur existant par le MRV proposé.....	75
V.5 Conclusion.....	76
Conclusion générale.....	78
Références et Bibliographie	

# LES LISTES

### LISTE DES FIGURES :

Figure	Titre	Page
<b>Chapitre I : Présentation de la mine de Boukhadra</b>		
Figure I.1	Situation géographique de la mine de Boukhadra.	4
Figure I.2	La carte géologique de la mine de Boukhadra.	5
Figure I.3	La carte géologique de gisement de BOUKHADRA.	5
Figure I.4	Les cadres géologiques et stratification dans l'est et la région de Mellegue.	8
Figure I.5	Coupe transversale dans l'anticlinal du Boukhadra.	8
Figure I.6	Trois coupes transversales dans l'anticlinal de Boukhadra.	9
Figure I.7	Organigramme de l'entreprise.	13
Figure I.8	Carte de répartition des réserves du gisement de Boukhadra.	14
<b>Chapitre II : Généralités sur les convoyeurs à bande</b>		
Figure II 1	Convoyeur à bande « transporteur de sable » de A. LOPATAINE.	19
Figure II.2	Transporteur à bande.	21
Figure II.3	Transporteur à rouleaux.	21
Figure II.4	Transporteur à galets.	22
Figure II.5	Principe de transport pneumatique.	22
Figure II.6	Transporteur a vis d'Archimède.	22
Figure II.7	Convoyeur à câble.	23
Figure II.8	Les différentes configurations typiques du convoyeur à bande.	24
Figure II.9	La structure d'une bande à carcasse textile.	26
Figure II.10	Bande caoutchoutée avec câblots en acier.	26
Figure II.11	Convoyeur à bande en métallique.	27
Figure II.12	Tambour de commande.	27
Figure II.13	Tambour de contrainte.	27
Figure II.14	Tambour de tension avec contre poids.	28
Figure II.15	Tambour de renvoi.	28
Figure II.16	Tambour d'inflexion d'un convoyeur à bande.	28
Figure II.17	Station d'un convoyeur à bande.	28
Figure II.18	Rouleaux de convoyeur à bande.	29



## Liste des figures

---

### Chapitre III : Etude du système de transport par convoyeur à bande existant

Figure III.1	Schéma illustratif de l'angle d'éboulement.	30
Figure III.2	Angle de talutage.	31
Figure III.3	Angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement.	31
Figure III.4	Angle d'inclinaison des stations supérieures.	33
Figure III.5	Tracé du parcours.	33
Figure III.6	Ecartement des stations supports.	36
Figure III.7	Longueur de transition.	37
Figure III.8	Stations de transition.	37
Figure III.9	Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande et l'angle d'inclinaison des rouleaux latéraux.	38
Figure III.10	Diamètres du rouleau.	42
Figure III.11	Tensions exercées sur la bande au niveau du tambour de commande.	44

### Chapitre IV : Les moteurs à reluctance variable MRV

Figure IV.1	«Arbre généalogique » des MRV.	55
Figure IV.2	MRV pur à grosses dents.	56
Figure IV.3	MRV à effet Vernier à stator externe et interne.	57
Figure IV.4	MRV hybride.	57
Figure IV.5	Structure du MRV 16/12 étudié.	58
Figure IV.6	Positions de référence de la dent rotorique. position d'opposition (b) position de conjonction.	61
Figure IV.7	Commutation simple des phases.	62
Figure IV.8	Commutation améliorée des phases.	63
Figure IV.9	Convertisseur d'une phase(a) et fonction de la tension(b).	63
Figure IV.10	Énergie et coénergie magnétique.	66

### Chapitre V: Comparaison techno-économique entre le MAS existant et MRV

Figure V.1	Plaque signalétique du moteur existant.	71
Figure V.2	Coupe schématique transversale du Moteur à réductance variable choisi	74

### LISTE DES TABLEAUX :

Tableau	Titre	Page
<b>Chapitre I : Présentation de la mine de Boukhadra</b>		
Tableau I.1	Composition chimique moyenne du minerai de Boukhadra.	12
Tableau I.2	Réserves géologiques et exploitables de la mine.	14
Tableau I.3	Nombre de poste par jour et par heure.	15
Tableau I.4	La production programmé pour l'année 2018 et 2019.	17

### **Chapitre III : Etude du système de transport par convoyeur à bande existant**

Tableau III.1	Des valeurs du Coefficient d'irrégularité du flot de charge.	31
Tableau III.2	Des valeurs du Coefficient du temps réel de travail.	32
Tableau III.3	Débit-volume avec stations supports en auge à 3 rouleaux.	35
Tableau III.4	Ecartement entre les stations.	36
Tableau III.5	Diamètre recommandé pour les rouleaux.	38
Tableau III.6	Coefficient de choc $F_d$	40
Tableau III.7	Coefficient d'utilisation $F_s$ .	40
Tableau III.8	Coefficient lié à l'environnement.	40
Tableau III.9	Coefficient de participation $F_p$ .	41
Tableau III.10	Coefficient de vitesse $F_v$ .	41
Tableau III.11	Coefficient des frottements internes.	43
Tableau III.12	Coefficient de résistance fixe.	43
Tableau III.13	Coefficient de résistance passive en fonction de la température.	43
Tableau III.14	le coefficient d'enroulement $C_w$ .	46
Tableau III.15	Diamètres minimales recommandés pour les tambours.	47

## Liste des tableaux

---

### Chapitre V : Comparaison techno-économique entre le MAS existant et MRV

Tableau V.1	Caractéristique du moteur choisi	71
Tableau V.2	Comparaison du moteur existant par rapport au MRV proposé	73
Tableau V.3	Comparaison entre les 04 types de moteurs électriques	76

### LISTE DES SYMBOLES

<b>T<sub>v</sub></b> : Durée de vie de la mine [ <b>an</b> ] ;	<b>c<sub>1</sub></b> : Coefficient qui tient compte de l'inclinaison des rouleaux latéraux ;
<b>T<sub>c</sub></b> : Durée de construction de la mine [ <b>an</b> ] ;	<b>C</b> : Coefficient qui tient compte de l'inclinaison du convoyeur ;
<b>R<sub>exp</sub></b> : Réserves exploitables [ <b>tonne</b> ] ;	<b>a<sub>0</sub></b> : Ecartement des stations supérieures [ <b>m</b> ] ;
<b>Text</b> : Durée d'extinction de la mine [ <b>an</b> ] ;	<b>a<sub>u</sub></b> : Ecartement des stations inférieures [ <b>m</b> ] ;
<b>P<sub>an</sub></b> : Production annuelle planifiée de la mine [ <b>tonne</b> ] ;	<b>L<sub>t</sub></b> : Longueur de transition [ <b>m</b> ] ;
<b>ρ<sub>v</sub></b> : Masse volumique du fer [ <b>t/m<sup>3</sup></b> ] ;	<b>N</b> : Vitesse de rotation des rouleaux [ <b>tr/min</b> ] ;
<b>β</b> : Angle de talutage ;	<b>D</b> : Diamètre des rouleaux [ <b>mm</b> ] ;
<b>Q<sub>c</sub></b> : Débit par heure [ <b>t/h</b> ] ;	<b>Ca</b> : Effort statique pour les rouleaux porteurs [ <b>daN</b> ] ;
<b>Q<sub>p</sub></b> : Rendement par poste [ <b>t/p</b> ] ;	<b>Ca<sup>1</sup></b> : Effort dynamique [ <b>daN</b> ] ;
<b>K</b> : Coefficient d'irrégularité du flot de charge ;	<b>Cr</b> : Effort statique pour les rouleaux inférieurs [ <b>daN</b> ] ;
<b>tp</b> : Durée du poste de travail [ <b>h</b> ] ;	<b>Fd</b> : Coefficient de choc ;
<b>Kr</b> : Coefficient de temps réel de travail ;	<b>Fs</b> : Coefficient d'utilisation ;
<b>Q<sub>v</sub></b> : Débit volumique [ <b>m<sup>3</sup>/h</b> ] ;	<b>Fm</b> : Coefficient lié à l'environnement ;
<b>q<sub>ch</sub></b> : Masse métrique de la charge [ <b>kg/m</b> ] ;	<b>Fp</b> : Coefficient de participation d'une station-support ;
<b>v</b> : Vitesse de la bande [ <b>m/s</b> ] ;	<b>Fv</b> : Coefficient de vitesse ;
<b>q<sub>b</sub></b> : Masse métrique de la bande [ <b>kg/m</b> ] ;	<b>C</b> : Longueur de roulements [ <b>mm</b> ] ;
<b>B</b> : Largeur de la bande [ <b>m</b> ] ;	<b>f</b> : Coefficient de frottement interne du produit et coefficient de frottement des parties tournantes ;
<b>h</b> : Epaisseur de la bande [ <b>mm</b> ] ;	<b>Cq</b> : Coefficient de résistance fixe ;
<b>λ</b> : Angle d'inclinaison des stations supérieures ;	<b>Ct</b> : Coefficient de résistance passive en fonction de la température ;
<b>δ</b> : Pente ;	<b>q<sub>RO</sub></b> : Masse métrique des rouleaux supérieurs [ <b>Kg/m</b> ] ;
<b>L</b> : Entraxe [ <b>m</b> ] ;	
<b>d<sub>max</sub></b> : Dimension maximale des blocs de tous venant [ <b>mm</b> ] ;	

## Liste des symboles

---

$q_{Ru}$  : Masse métrique des rouleaux inférieurs [**Kg/m**] ;

$F_a$  : Effort tangentiel supérieur [**daN**] ;

$F_r$  : Effort tangentiel inférieur [**daN**] ;

$F_u$  : Effort tangentiel total [**daN**] ;

$\eta$  : Rendement du renvoi et des transmissions ;

$P$  : Puissance d'entraînement [**kw**] ;

$T_1$  : Tension sur le brin supérieur de la bande [**daN**] ;

$T_2$  : Tension sur le brin inférieure [**daN**] ;

$T_3$  : Tension du tambour de renvoi [**daN**] ;

$T_0$  : Incurvation maximale de la bande entre deux stations porteuses [**daN**] ;

$C_w$  : Coefficient d'enroulement ;

$T_g$  : Charge du contrepoids [**daN**] ;

$\rho_m$  : Masse volumique du tambour [**kg/m<sup>3</sup>**] ;

$m_m$  : Masse du tambour [**kg**] ;

$V_t$  : Volume du tambour [**m<sup>3</sup>**] ;

$D_{1t}$  : Diamètre extérieur du tambour [**m**] ;

$D_{2t}$  : Diamètre intérieur du tambour [**m**] ;

$L_{td}$  : Longueur du tambour [**m**] ;

$e_m$  : Epaisseur du tambour [**m**] ;

$m_r$  : Masse du tambour de renvoi [**kg**] ;

$V_r$  : Volume du tambour de renvoi [**m<sup>3</sup>**] ;

$e_r$  : Epaisseur du tambour de renvoi [**m**] ;

$m_c$  : Masse du tambour de contrainte [**kg**] ;

$V_c$  : Volume du tambour de contrainte [**m<sup>3</sup>**] ;

$ag$  : Distance entre les supports et les flasques du tambour [**m**] ;

$M_f$  : Moment fléchissant [**daN.m**] ;

$M_t$  : Moment de torsion [**daN.m**] ;

$M_{if}$  : Moment fléchissant idéal [**daN.m**] ;

$W$  : Module de résistance [**mm<sup>3</sup>**] ;

$d$  : Diamètre de l'axe du tambour [**mm**] ;

$f_{1-2}$  : Effort appliqué sur le brin inférieur [**daN**] ;

$f_{3-4}$  : Effort appliqué sur le brin supérieur [**daN**] ;

$l_1$  : Longueur de la bande [**m**] ;

$c_2$  : Coefficient qui tient compte des résistances locales ;

$w$  : Coefficient de résistance au roulement ;

$F_0$  : Effort de traction de la tête motrice [**daN**] ;

$F_{moin}$  : La tension minimale sur la bande [**daN**] ;

$F_{ad}$  : Effort d'adhérence d'une tête motrice [**daN**] ;

$k_r$  : Coefficient de réserve ;

$\alpha$  : Angle d'enroulement [**rad**] ;

$f$  : Coefficient d'adhérence de la bande avec le tambour moteur ;

$P_n$  : Puissance fournie par le moteur (nominale) [**kw**] ;

$K_{rg}$  : Coefficient de régime ;

## Liste des symboles

---

$n$  : Résistance de la bande [ $n$ ] ;

$f_{rup}$  : Charge de rupture de la bande [ $daN$ ] ;

$\sigma_r$  : Résistance de rupture d'un pli [ $daN/cm$ ] ;

$f_{max}$  : Tension maximale de la bande [ $daN$ ] ;

$\alpha_s$  : Ouverture d'encoche statorique [ $m$ ] ;

$\alpha_r$  : Ouverture d'encoche rotorique [ $m$ ] ;

$N_s$  : Nombre de dents au niveau de l'armature statorique ;

$N_r$  : Nombre de dents au niveau de l'armature rotoriques ;

$q$  : Nombre de phases statoriques ;

$N$  : Nombre de tours du conducteur ;

$f$  : Flux magnétique total de la phase [ $Wb$ ] ;

$\Phi$  : Flux magnétique d'une spire [ $Wb$ ] ;

$\Theta$  : Position rotorique [ $rad$ ] ;

$V$  : Tension constante délivrée par le convertisseur [ $V$ ] ;

$\omega$  : Vitesse du rotor [ $rad/sec$ ] ;

$r$  : Résistance électrique de la phase [ $Ohm$ ] ;

$W_{magn}$  : Energie magnétique [ $W$ ] ;

$W'_{magn}$  : Co-énergie magnétique [ $W$ ] ;

$Te$  : Couple électromagnétique [ $N.m$ ] ;

$Tr$  : Couple résistant [ $N.m$ ] ;

**INTRODUCTION**

**GÉNÉRALE**



### Introduction générale

La révolution industrielle a été d'une telle ampleur qu'elle a fait appel à de puissants actionneurs tels que les machines électriques qui ont joué un rôle pas des moindres dans ce domaine pour satisfaire les besoins énergétiques (les alternateurs) et les besoins de mécanisation (moteurs). D'ailleurs de nos jours, on ne peut concevoir une économie développée sans impliquer des industries mettant en œuvre des machines robustes et fiables tels que les moteurs à reluctance variable.

Les machines électriques classiques, tel que les machines à courant continu et celles à courant alternatif ont toujours fait leurs preuves. Cela est dû en partie, à leur adaptabilité à différents domaines (le transport, les véhicules électriques et hybrides et dans différents processus industriels) ainsi qu'à leurs performances en puissances et en vitesses.

Mais vers la fin des années soixante, une nouvelle génération de machines tournantes a connu un essor fort important, notamment avec le développement de l'électronique de puissance. Parmi ces machines nous citons les moteurs à reluctance variable (MRV) qui constituent la principale idée de ce modeste mémoire ; Ce sont des machines de très simple construction, robustes, peu coûteuses et qui procurent un bon fonctionnement sur des plages très étendues de vitesses et de puissances.

Aujourd'hui les MRV présentent une alternative dans une multitude d'applications. Parmi ces applications nous pouvons citer :

- Les applications spécifiques : compresseurs, ventilateurs, pompes. Les équipements médicaux et de laboratoires comme les pousse-seringues, les centrifugeuses (ainsi que les fauteuils roulants électriques ...
- Les appareils ménagers : Robot ménager, lave-linge, lave-vaisselle, horlogerie, jouets...
- Les applications pour véhicules électriques et hybrides, le domaine de traction électrique sur rails comme les MRV linéaires ainsi que les rotors « in Wheel » directement associés aux roues et les équipements de bord.
- Les automatismes industriels : ascenseurs, servomécanismes, portes automatiques, actionneurs, positionnement...
- Les équipements informatiques et bureautiques : impression, ventilateur, têtes de lecture...

- Les pompes à fuel et appareillages embarqués à bord des avions, navettes spatiales, fusées et différents équipements aéronautiques et aérospatiaux ;

Le manque d'une atmosphère dans l'espace fait que le moteur électronique est le seul choix viable pour les systèmes de propulsion des robots d'exploration spatiale. L'agence NASA pour son programme d'exploration de mars a conçu un MRV pouvant supporter une température de 540° pendant 27heures.

Le but de notre thèse est d'emploi un moteur à reluctance variable (MRV) à place d'un moteur asynchrone triphasé pour le transporteur a bande de la chaine de manutention, pour augmenter la production de la mine et réduire la consommation d'énergie, vu son adaptation aux conditions extrêmes tels que la mine de fer à ciel ouvert de Boukhadra.

On a organisé notre mémoire en 5 chapitres :

- Le premier chapitre, présente la mine du fer de Boukhadra, d'une part ; sa emplacement stratégique, nature de minerai exploité, le réserves du gisement et la production de la mine....
- Le deuxième chapitre, présente une étude bibliographique sur les convoyeurs à bande, leurs différents organes et leurs utilisations.
- Le troisième chapitre, on a étudié le système de transport par convoyeur à bande de la mine de fer de Boukhara et nous avons calculé ses caractéristiques et avons déterminé sa puissance nominale.
- Le quatrième chapitre, est consacré exclusivement à l'MRV ; les différentes topologies qui existent, le principe de fonctionnement et les équations électromagnétiques et mécaniques de ce moteur.
- Le cinquième et dernier chapitre contient une comparaison technico-économique entre un moteur à reluctance variable (MRV) et le moteur asynchrone à rotor bobiné du convoyeur à bande T<sub>2</sub> bis de la mine de fer de Boukhara
- Finalement, une conclusion générale qui propose une synthèse des résultats obtenus et les recommandations.

**CHAPITRE I :**

**PRÉSENTATION DE LA**

**MINE DE BOUKHADRA**

## **I.1 Introduction**

La mine de BOUKHADRA, occupe une place important dans la richesse nationale car l'industrie lourde ainsi que l'industrie légère dépend beaucoup de la production des métaux ferreux et non ferreux.

L'exploitation minière a pour but essentiel d'atteindre une extraction maximale des minéraux en prenant en considération des aspects économiques, environnementaux et l'emplacement des gisements.

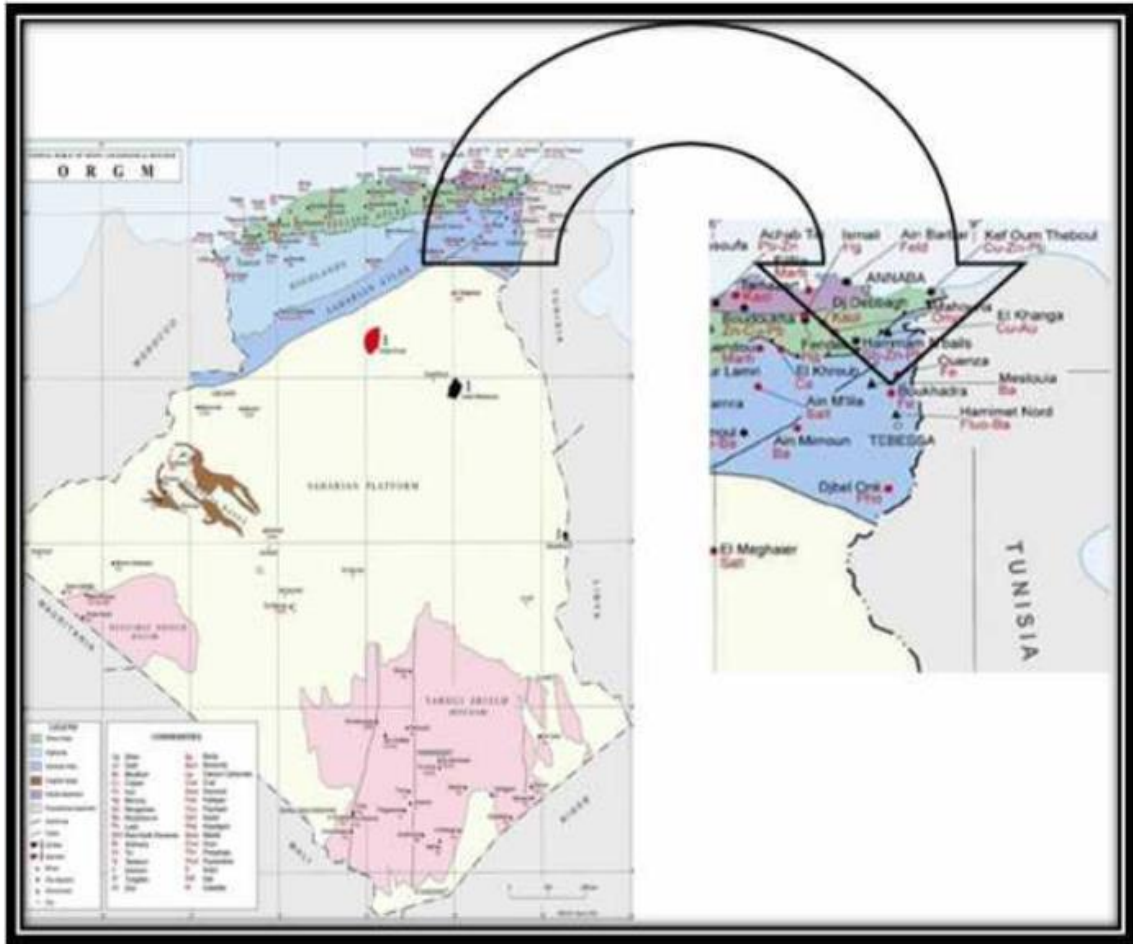
Eu égard à ses caractéristiques, le fer est un minerai largement demandé, il se trouve dans l'écorce terrestre sous différentes formes : hématite, magnétite, goethite, limonite, sidérite, etc.

Le gisement de Boukhadra dans l'Est Algérien représente un appui capital pour l'approvisionnement en minerai de fer hématitique de qualité, il est destiné à la sidérurgie, la fabrication des ciments et les pigments rouges.

## **I.2 Cadre géographique**

Le Djebel de BOUKHADRA se situe sur l'Atlas saharien, à l'Est Algérien. L'unité de BOUKHADRA se trouve à une altitude de 850 m, le point culminant du Djebel est de 1463 mètres. La ville de BOUKHADRA fait partie de la WILAYA de Tébessa. Elle se situe à 45 Km au Nord – Est de celle-ci, à 200 Km au sud de la ville côtière de ANNABA, et à 18 Km de la frontière Tunisienne.[1]

Elle est reliée à ANNABA par une voie ferrée qui assure le transport du minerai de fer au complexe d'EL-HADJAR. Le climat est continental et sec, les températures varient entre 40° C en été et 0° C en hiver, la Pluviométrie est faible avec parfois de faibles chutes de neige.[1]



**Figure. I.1 :** Situation géographique de la mine de Boukhadra. [1]

### I.3 Géologie régionale

Le massif de Boukhadra présente une structure anticlinale orientée NE-SW, recoupée par le fossé de Tébessa-Morsott d'orientation NW-SE (Fig.I.2) L'ossature de l'anticlinal est constituée par les terrains du Crétacé moyen (Aptien- Vraconien) qui dessinent dans la partie NE une fermeture périclinale. Les terrains les plus anciens reconnus à l'affleurement sont représentés par les évaporites du Trias, ils sont le plus souvent en contact tectonique avec les formations du Crétacé.[1]

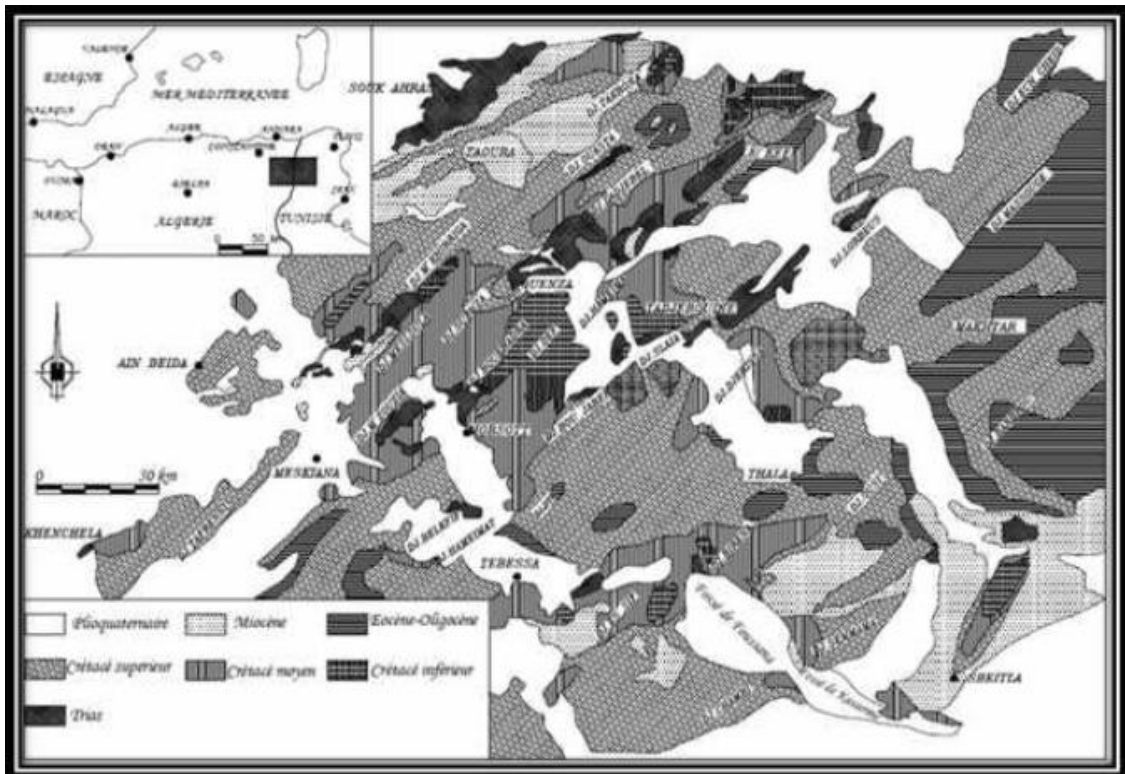


Figure. I.2 : La carte géologique de la mine de Boukhadra.[1]

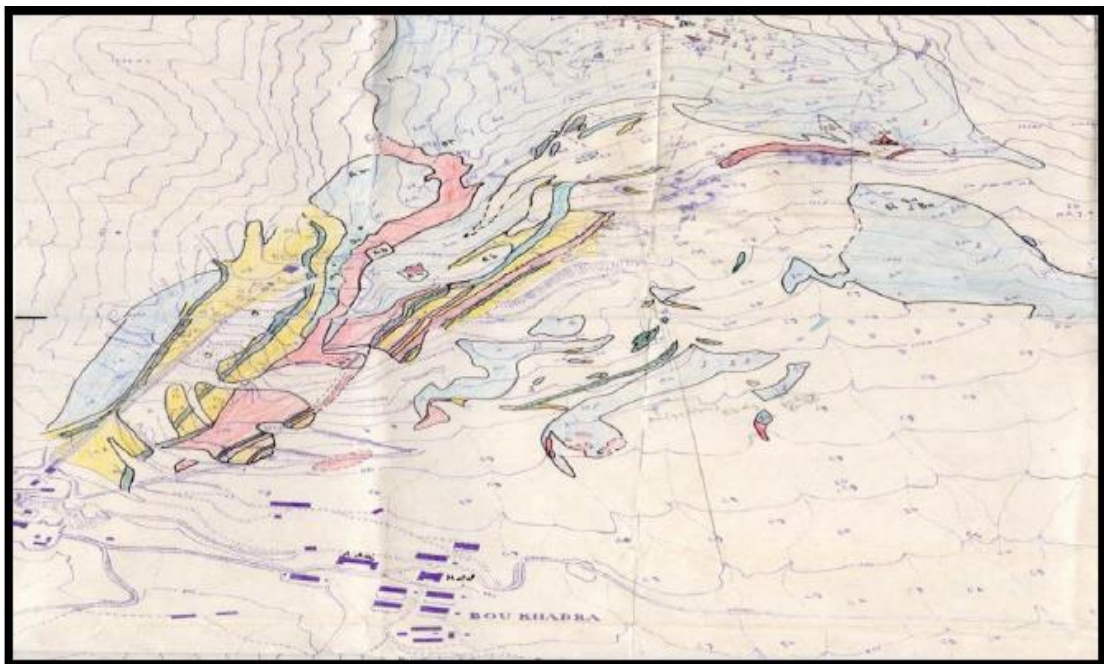


Figure. I.3 : La carte géologique de gisement de BOUKHADRA.[1]

### I.3.1 Stratigraphique

Le gisement de fer de Boukhadra, comme celui de l'Ouenza font partie de la même province métallogénie ferrifère qui s'étend de khenguët - El - Mauhad au sud, Ouenza au Nord et Djerissa à l'Est.[1]

Le djebel Boukhadra ; appartenant au domaine de l'atlas saharien est caractérisé par une structure géologique anticlinale très simple, de direction N.E/S.O, avec une terminaison périclinale au N.E. Le cœur de la structure est représenté par des sédiments de l'Aptien.

Du point de vue litho-stratigraphique, la région de Boukhadra est constituée par des sédiments du Mésozoïque tertiaire en partie du quaternaire.[1]

### **-Trias**

Les dépôts du trias sont développés dans les parties Ouest, Sud et Sud-est ; ils sont représentés par des marnes bariolées à gypses Dolomies (cargneules) et les débris de calcaires et degrés. Ces formations sont en contact a normal ou en discordance avec les dépôts du crétacé (Aptien) suite au phénomène de diaprasse. Dans la carrière de Boukhadra (gîte ouest) le trias affleure aux niveaux 890-902 et 914.

### **-Crétacé**

Dans le profil du crétacé, nous retrouvons l'Aptien, l'Albien, le Coniacien et le Cénomaniens ou on a la série Aptienne, porteuse de la minéralisation est caractérisée par des marnes et des calcaires constituant la partie inférieure qui encaisse le gîte sud, des calcaires récifaux construits, a organismes fossiles (rudistes) qui constituent le niveau porteur de la minéralisation principale et des grès et calcaires de la partie supérieure de l'Aptien non productif et on a :

#### **a - L'Aptien**

L'aptien occupe à lui seul le plus grand partie des affleurements de la région (OUENZA, BOUKHADRA, M'KHRIGA, Kef REKHEMA ET BOUDJABER).les formation aptiennes se rencontrent dans le noyau, des structures anticlinaux ainsi qu'au voisinage immédiat des formation triasiques , elles constituent la majeure partie de tous les reliefs importants.

Aptienne porteuse de la minéralisation qui encaissant le gîte sud et les petites veines (carrière principale).Calcaires récifaux (construit organogènes rudistes qui constituent le niveau porteur de la minéralisation principale.

#### **b- Albien**

Dubourdiou 1959 distingue trois termes de bas en haut, Un terme inférieur de 20 à 50m constitué de marnes argileuses jaunes ou brunes riches en gastéropodes. Un terme moyen de 100 m composé de calcaires noires à Bélemnites à intercalation marneuses. Un terme supérieur de 75 m de puissance constitué d'argiles et de marnes noire

bitumineuses à bélemnites et nombreuse empreintes d'ammonites avec des minces intercalations marno calcaires.

### **c- Vraconien**

Il est représenté par un faciès argilo-marneux marquant ainsi un changement dans la sédimentation qui était essentiellement calcaire jusqu'à l'albien, ce changement s'estompe au fur et à mesure, que 'on rapproche des séries épaisses périclinale ou sédimentation marneuse se manifeste dès le clausenien, ce qui témoigne d'une transgression qui celle en discordance les structures émergées ou érodées.

A Boukhadra Dubourdiou 1956 décrit une épaisse série de 600 m d'épaisseur qui est identique à celle de l'ALBIEN supérieur, elle est constituée de marnes à passées calcaires et marno-calcaires à empreintes d'ammonites qu'il attribue au Vraconien.

### **d- Le miocène**

L'épaisseur du miocène peut atteindre une centaine de mètres (100m) il débute par des formations marines transgressives et discordantes sur les terrains anciens, ils sont représentés par des calcaires roux suivis de marnes très argileuses de couleur verte devenant rouge foncé et enfin par des argiles à intercalation de grès grossiers.

### **e-Quaternaire**

Les dépôts du quaternaire sont formés par un matériel caillouteux, blocs de calcaires, grès débris de minerai et les conglomérats, ils sont répandus sur les flancs de la montagne et les parties basses du relief. Du point de vue tectonique la région de Boukhadra est marquée par deux phases tectoniques importantes.

La phase de plissement de direction NE/SO et la phase de tectonique cassante ayant engendré des mouvements de roche qui sont à l'origine de la formation des fossés de Tébessa–Morsott et des Ouled-Boughanem ainsi que le horst de Boudjaber.

L'anticlinale de Boukhadra est affectée principalement par la faille de Koudiet–ElHamra qui est affectée par un effondrement considérable d'autre faille de Boukhadra de direction NE/SO. Dans la partie SUD-OUEST (à l'aval du pic) la structure est affectée par un effondrement considérable, d'autres failles sans importance majeure à petit rejet sont signalées également aux environs immédiats du gisement.

Par ailleurs nous citons le phénomène de diapirisme qui a joué un rôle prépondérant dans la formation de la structure et les manifestations minérales de Boukhadra (genèse de la minéralisation).



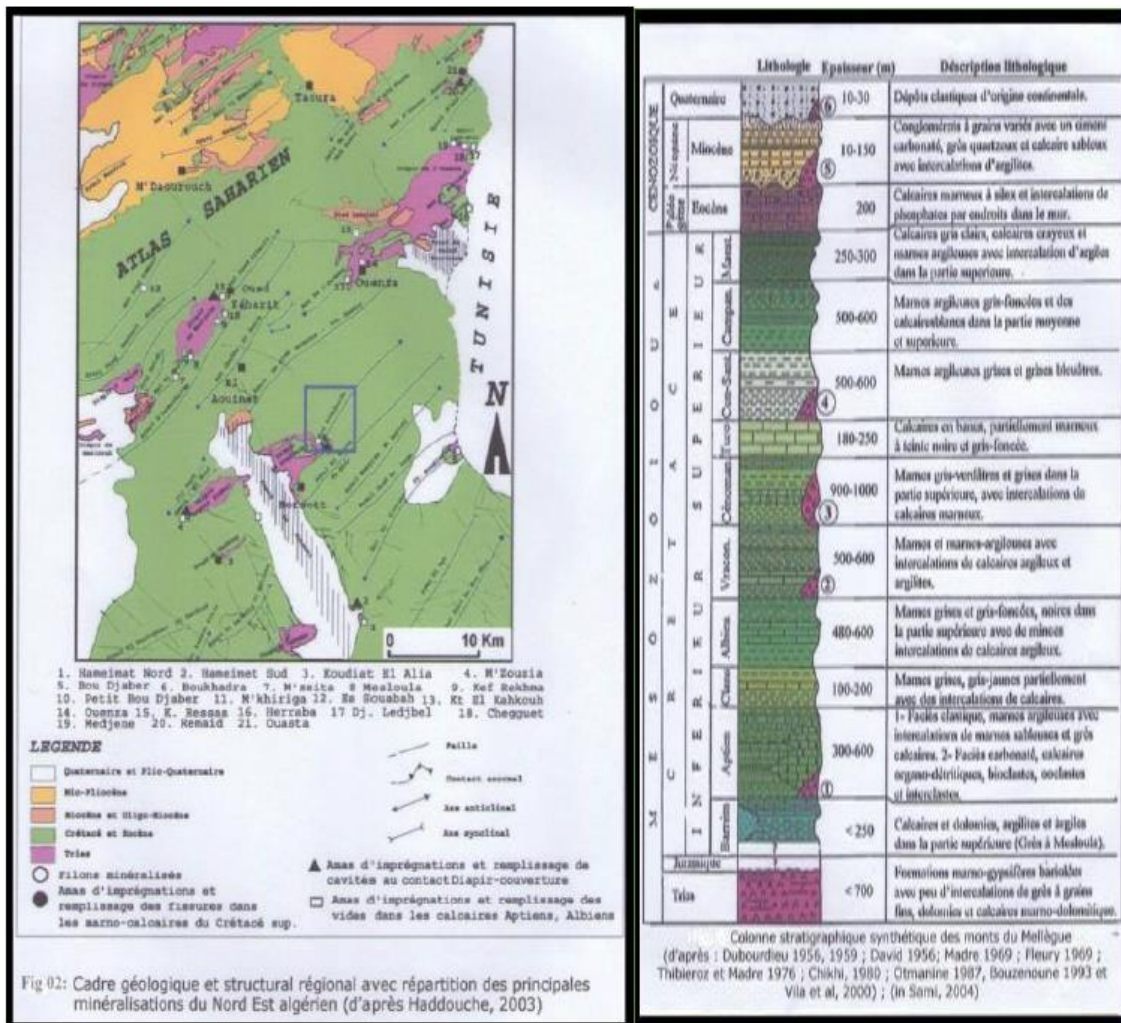


Figure. I.4 : Les cadres géologique et stratification dans l’est et la région de Mellegue.[2][3]

### I.3.2. Tectonique

La région de Boukhadra est marquée par deux phases tectoniques ; la phase de plissement et la phase de tectonique cassante. Dans la structure anticlinale de Boukhadra, on observe deux grandes dislocations tectoniques :[1]

- La 1ère se prolonge presque parallèlement à l’axe de l’anticlinal à partir du pic vers la terminaison périclinale.

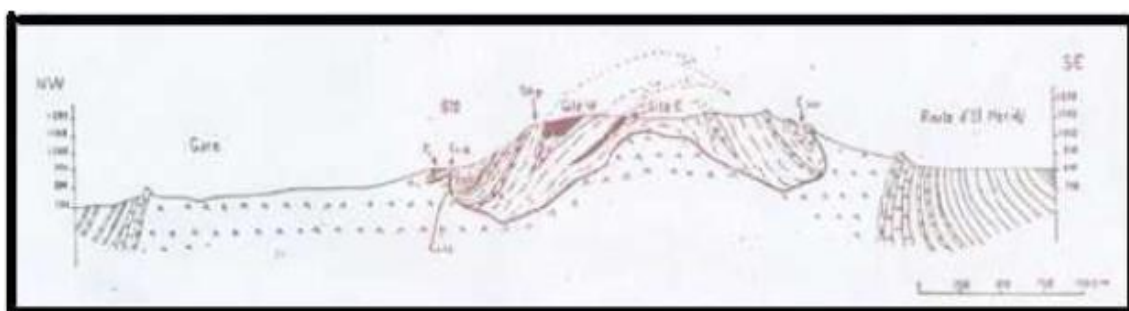
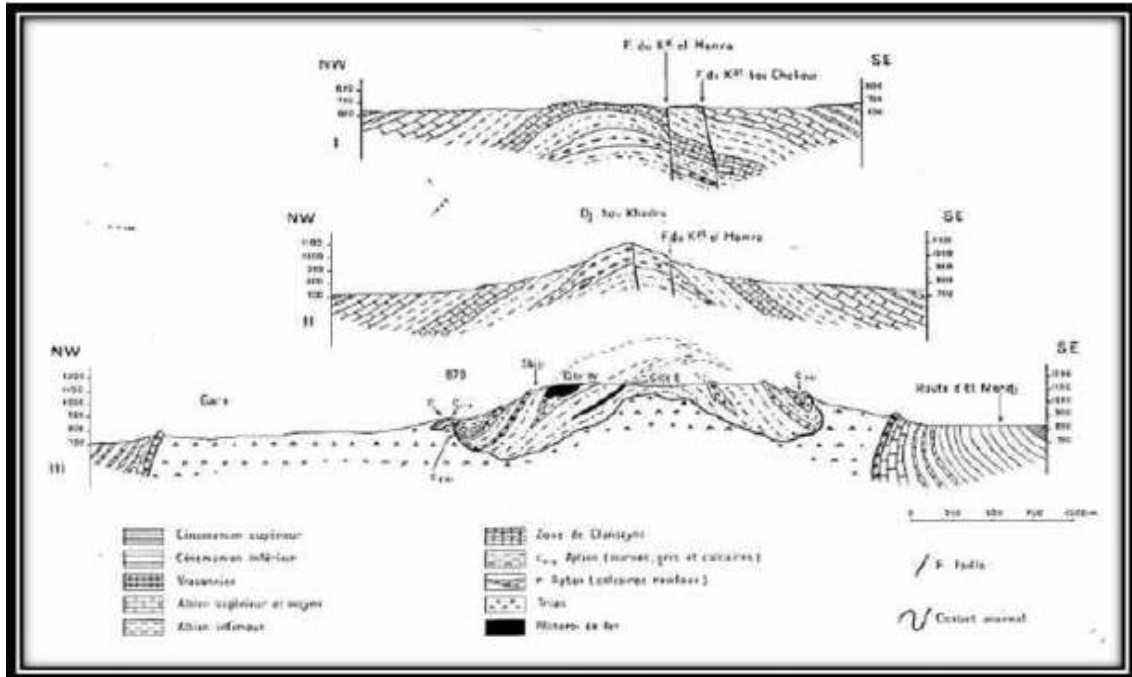


Figure I.5 : Coupe transversale dans l’anticlinal du Boukhadra. [1]

- La 2ème zone de dislocation tectonique de direction WNW-ESE coupe la structure dans sa partie centrale en deux parts, l'amplitude de cette dislocation peut arriver jusqu'à 1000 mètre

D'autres failles, sans importance majeure sont à signaler.



**Figure. I.6 :**Trois coupes transversales dans l'anticlinal de Boukhadra. [1]

## I.4 Hydrogéologie

Les eaux souterraines et les eaux de surfaces s'intègrent dans un ensemble constituant le cycle hydrologique. Une relation de continuité et d'interdépendance existe entre les deux. Tant que le climat et le contexte géologique ou physique ne changent pas, un équilibre est maintenu au sein de ce cycle. Mais une influence anthropique, comme captage d'eau, peut modifier cet équilibre. Une proportion minoritaire de l'eau de pluie s'infiltré, via le sol vers le sous-sol ou elle séjourne et circule dans les formations poreuses ou fissurées constituant ainsi les réserves d'eau souterraine.[1]

Le réseau hydrographique dans la région de la mine de Boukhadra est faible à l'exception des multiples petits chenaux d'écoulement pluviaux sans importance majeure qui parsèment les versants de Djebel Boukhadra. Le réseau hydrographique se compose de l'oued El Harcha et Oued El Melali qui passent entre Kharoub et el harcha et le Douar el khiana ; suivant la direction NE-SW à l'extrémité nord de Djebel Boukhadra.[1]

Hydrologiquement parlant ; le comportement des terrains existants à Boukhadra se résume comme suit :

- Les terrains triasiques contenant du gypse et du sel ; et du fait de leur hétérogénéité présentent un aspect perméable et facilitent les infiltrations des eaux ; leur circulation les rend saumâtre et ne peuvent convenir qu'à l'emploi industriel.

- Les calcaires massifs de l'aptien sont toujours très fissurés en affleurement et constituent un terrain favorable à la circulation et l'accumulation des eaux souterraines.

- Les marnes qui forment malheureusement la plus grande surface affleurant dans la région sont imperméables et toutes les eaux de pluies ruissellent ou s'évaporent.

- Les terrains quaternaires n'ont pas une importance hydrologique.

Les études hydrogéologiques entreprises par la DHW de la wilaya de Tébessa ne révèlent aucune nappe aquifère en eau potable exploitable dans la région minière de Boukhadra. Toute fois ; il y a lieu de noter que les synclinaux calcaires sont des réservoirs naturels d'eau et à leur pied apparaissent des sources qui sont fréquemment localisées sur de petites fractures.

L'on a ainsi les points d'eau d'Ain Chania ; à l'extrémité fracturée du synclinal de même nom ; les sources d'Ain Safsaf ; Al Malga ; Chegaga ; Ain Menahla etc.... au pied de HaoudEL Sghir et celle d'Ain Bettik ; au pied de Haoud el Kebir. Au Sud-est ; l'Ain Oued El MA est un exutoire de l'eau accumulée dans les calcaires à incérâmes du Sénonien.

A Boukhadra ; d'anciens travaux de recherche ont recoupé des circulations d'eau dans les calcaires aptiens (A. Si Hamed).

## **I.5 Hydrologie**

Selon la géologie, on ne peut pas parler d'oueds, ou de réseau hydrographique proprement dit, mais on remarque des talwegs sec pendant une longue période de l'année et à faible écoulement. Leurs captages pratiquement impossibles à cause de la topographie et leurs faibles quantités.[1]

## **I.6 Minéralisation**

### **I.6.1 Nature du minerai exploité**

Le minerai exploité est du fer sous forme d'oxyde de fer montré par l'hématite rouge ( $Fe_2O_3$ ) présente en abondance dans ce gisement avec une teneur moyenne de 54% de fer. Le gisement est de forme ventriculaire, dont la genèse est hydrothermale ou sédimentaire, d'une longueur de 910 à 2200m et d'une puissance variant de 10 à 15 m.[1]

### **I.6.2 Caractérisation de la minéralisation**

La minéralisation est de type hématite-limonite résultant de l'oxydation de la sidérite. Minerai hématite de formule chimique  $Fe_2O_3$  et de densité  $d=2.7$ . La teneur en fer varie de 51 à 54%. Comparativement aux gisements d'Ouenza, le minerai de Boukhadra est d'une qualité supérieure, riche en fer et moins siliceux. Notons que la prospection est concentrée sur les parties supérieures (amont) des corps minéralisés, excepté la zone de la carrière principale où la prospection est allée jusqu'au niveau 845.[1]

Sur les axes principaux (100-108) et Sud-est (4-11), les travaux de recherche sont arrêtés au niveau 1045 et l'axe Nord au niveau 1105.

Les travaux de recherche dans le périmètre de la carrière principale ont montré que la minéralisation se prolonge jusqu'au niveau hydrostatique (818) ; ceci a été confirmé lors des travaux d'exploitation. Donc, si nous faisons une analogie à la carrière, il est fort probable que sur le prolongement vers l'Est, la minéralisation atteigne le niveau hydrostatique.

Sur l'axe principal par exemple, le sondage S.D/1045/0.102 d'une profondeur de 115.5 m et une inclinaison de  $65^\circ$  Nord avait confirmé la continuité de la minéralisation jusqu'au niveau 925m et sur l'axe Nord, les sondages 1105/241-242 avait intercepté le minerai au niveau 1045.

Pour ce qui est du gîte Nord, les chances de continuité de la minéralisation jusqu'au niveau hydrostatique sont minimales à cause de la faible puissance du corps et dès l'irrégularité de la teneur du minerai par rapport aux autres axes ; c'est pourquoi nous limitons la prospection dans un premier temps au niveau 925 seulement. Si les résultats de la prospection complémentaire s'avèrent positifs à ce niveau, il va falloir continuer la recherche jusqu'à la fin de la minéralisation. Le volume des travaux de prospection complémentaire des niveaux sous-jacents sera détaillé dans le programme de prospection que nous élaborerons incessamment.[1]

Pour point de vue qualitatif le gîte Nord est caractérisé par une teneur relativement faible par rapport aux autres axes. Dans la partie sud du gîte, entre les coupes 292-296 nous avons constaté une nette différence de teneur en fer par rapport à la partie Nord.

Les réserves de la partie sud du gîte sont évaluées à 246100 tonnes avec une teneur moyenne en composants de :

- 46.63 % en fer ;

- 15.80 % en SiO<sub>2</sub> ;
- 0.6 % en BaSO<sub>4</sub>.

La partie Nord, dont les réserves sont évaluées à 57314284 tonnes est caractérisé par une teneur évaluée, soit :

- 52.42 % en fer ;
- 4.99 % en SiO<sub>2</sub> ;
- 0.02 % en BaSO<sub>4</sub>.

**Tableau. I.1** : Composition chimique moyenne du minerai de Boukhadra. [1]

<i>Eléments</i>	Fe	SiO <sub>2</sub>	CaO	MgO	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	BaSO <sub>4</sub>	S	Mn	Cu	P
<i>Teneur en%</i>	49.8	4.00	7.10	2.00	2.25	Trace	0.04	1.98	Trace	0.02

## I.7 Présentation de la mine de BOUKHADRA

### I.7.1 Historique de la mine

L'exploitation de la mine de BOUKHADRA fut entamée durant l'époque romaine pour l'extraction du cuivre dans la zone du pic par la suite l'exploitation a porté sur le zinc et autres poly –métaux par la concession de BOUKHADRA (Mr TADRO)

- De 1903 à 1926 ; la concession de MOKTA EL HADID avait entreprise des travaux de recherches systématiques entre les galeries entre les niveaux 845-1225.
- De 1926 à 1966 dates de la nationalisation des mines c'était la société de l'Ouenza qui exploitait le gîte de BOUKHADRA. Cette dernière avait effectuée de la recherche systématique par des travaux miniers et par des sondages sur le gisement de BOUKHADRA.
- Durant la période de 1967 à 1984 la sonarem était chargée de l'exploitation et des recherches sur les gîtes ferrifères d'Ouenza et BOUKHADRA. Restauration des entreprises (1983-1984) le c'était FERPHOS qui gérait .exploitait et développait ces recherches sur l'ensemble des gîte ferrifères existant sur territoire nationale.
- En 2001 (octobre 2001) le retour des étrangers sous le nom : (ISPAT Tébessa). Par un contrat de partenariat de 70 % pour Arcelor Mittal et 30% pour Ferphos

- En 2005 : (janvier 2005) changement le nom de l'entreprise à (Mittal Steel Tébessa), Société d'extraction et préparation du minerai de fer au capital social de 613.140.000DA.
- En 2006 : un partenariat s'effectue entre les deux entreprises ARCELOR & MITTAL sous le nom d' « ARCELOR-MITTAL ».
- En 2013 :(octobre 2013) après les nouveaux lois de partenariat en Algérie ; un contrat de partenariat fait entre 3 entreprises : 49% pour Arcelor Mittal, 30% pour Ferphos et 21% pour Sider. Et ça continue de ce contrat jusqu'à l'année 2016.

### I.7.2 Gestion de la mine

L'entreprise contient un nombre de 600 employés repartis suivant l'organigramme montré sur la figure N°I.7.

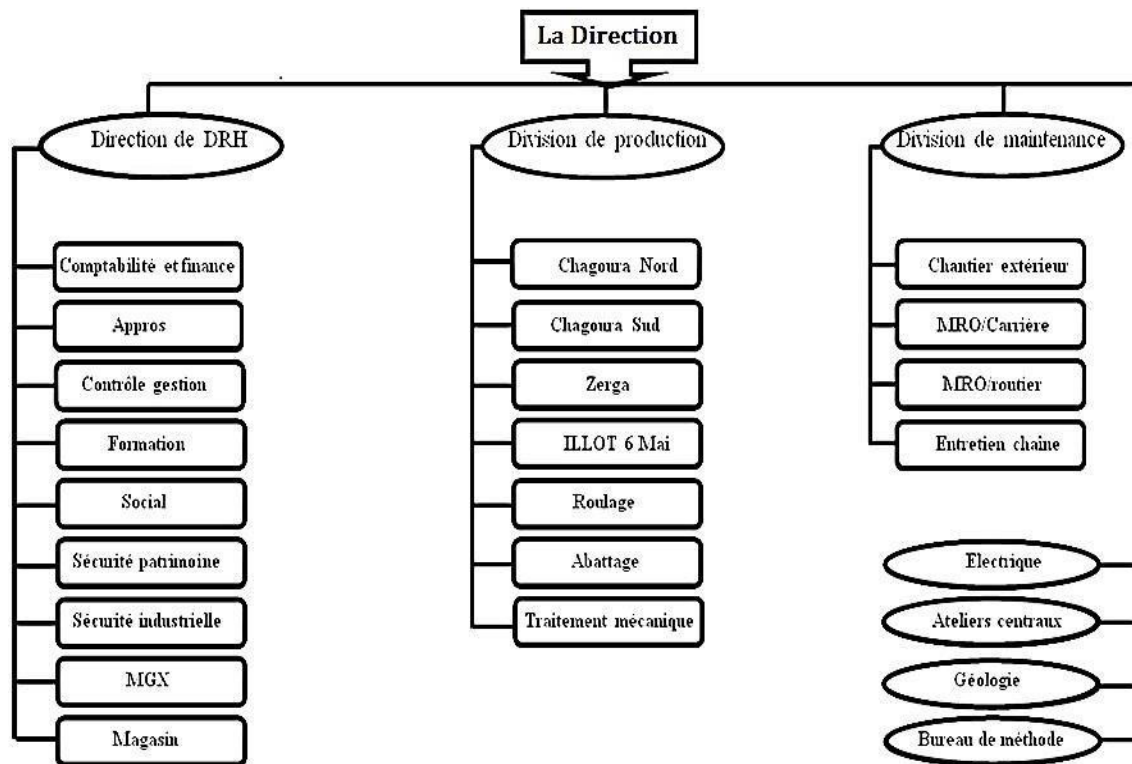


Figure. I.7 : Organigramme de l'entreprise.[1]

### I.8 Morphologie du gisement et réserves globales

Le gisement de minerai de Fer est de forme ventriculaire de type hydrothermale sédimentaire d'une longueur de 900 à 2200m et d'une puissance variante de 10 à 50 m ; la minéralisation est de type fer hématite de formule chimique (F<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) ; sa teneur moyenne est supérieure à 50%. Globalement, le gisement de Boukhadra est composé de quatre (04) corps minéralisés principaux et les petites veines de moindre importance :

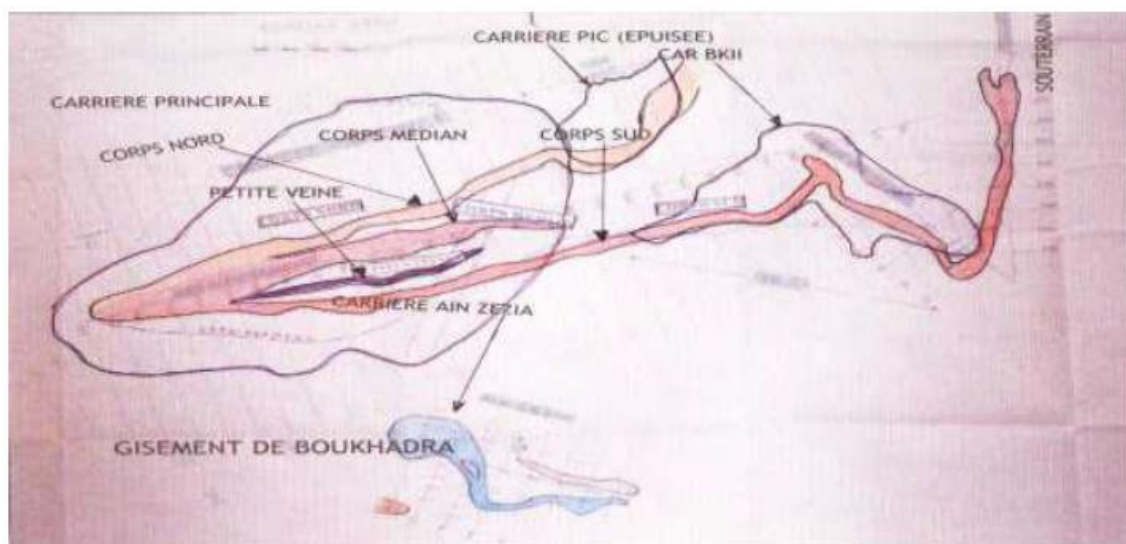
- Corps principal ;
- Corps Nord ;
- Corps Médian ;
- Corps Sud.

Selon la première estimation des réserves réalisées en 1981 par la D.E.D basée sur les résultats de prospection, les réserves géologiques globales sont évaluées à 50 millions de Tonnes en catégories B, C1, C2.

Les réserves exploitables de la mine arrêtées au 31/10/2019 sont de l'ordre de 42558946Tonnes dont 12 millions seront extraites par ciel ouvert et 31 millions par le souterrain qui englobe plus de 70 % des réserves globales de la mine.[1]

**Tableau. I.2 :** Réserves géologiques et exploitables de la mine.[1]

SITES ET QUARTIERS	RESERVES GEO(T)		RESERVES EXP (T)		OBSERVATIONS
	TONNAGE	Fe%	TONNAGE	Fe %	
TOTAL CIEL-OUVERT	12 901 106	53,30	11 723 490	52,13	
TOTAL SOUTERRAIN	33 336 356	55,76	30 835 456	55,34	
TOTAL MINE	46 237 462	55,08	42 558 946	54,48	EN CATEGORIES B+C1+C2



**Figure. I.8 :** Carte de répartition des réserves du gisement de Boukhadra.[1]

## I.9 Régime de travail de la mine de Boukhadra

### I.9.1 Organisation du travail

Vu de besoins croissant et compte tenu de la matière première, la mine est dotée d'un régime de travail de 16h/24h effectué selon le calendrier suivant :

- 1er Poste de 5 h à 13h
- 2ème poste de 14h à 21h

**Tableau. I.3 :** Nombre de poste par jour et par heure [1]

<i>Mine</i>	<i>nombre de poste de travail par jour</i>	<i>Nombre d'heures par poste</i>
<i>Acier ouvert</i>	2 postes continus 1ers semestreet 03 postes continus 2émesemestre 2020	7h30/poste
<i>Souterraine</i>	02 postes discontinus	6h30/poste

- **Pour les travaux d'extraction - chargement et de transport :**
  - Pour le minerai :** - Nombre de postes 2 p/j, Durée d'un poste 8 h
  - Pour le stérile :** - Nombre de postes 2 p/j, Durée d'un poste 8 h
- **Pour les travaux de forage et de tir :**
  - Opération de Foration :** - Nombre de postes 2 p/j, Durée d'un poste 8 h
  - Chargement des trous :** - Nombre de poste 1 p/j, Durée d'un poste 5 h
- **Nombre de jours ouvrables par an :**
  - Stérile : 330 jours/an, Minerai : 266 jours/an
- **Nombre de jour ouvrables par semaine :**
  - Pour la carrière : 7 Jours, Pour le souterraine : 5 Jours
- **Nombre de postes par jour :**  $Np/j = 2$  postes
- **Nombre de poste par an :**
  - Pour le stérile :-** Nombre de postes par an :  $Np/an = Nj/an * n$ ,  
 $Nj/an$  : nombre de jours ouvrables par an  
 $n$  : nombre de postes jour,  
 $Np/an = 330 \times 2 = 660p/an$
  - Pour le minerai :-** Nombre de postes par an :  $Np/an = Nj/an * n$   
 $Np/an = 266 \times 2 = 532p/an$



**I.9.2 Production en minerai**

- **Production annuelle planifiée** :  $P_{an} = 287450$  t/an. (Donnée par l'entreprise)
- **Production par mois** :

$$P_{mois} = P_{an} / (N_{mois}/AN) ; (t/ mois) \quad (I.1)$$

$N_{mois}/an$  : nombre de mois par an

$$N_{mois}/an = 12 \text{ mois}, P_{mois} = 287450/12$$

$$P_{mois} = 23954.16 \text{ T/mois}$$

**Production par semaine :**

$$P_{semaine} = P_{mois} / (N_{sem}/mois), t/sem \quad (I.2)$$

Où :  $N_{sem}/mois$  : nombre de semaine par moi,  $N_{sem}/mois = 4$  semaines

$$P_{sem} = 23954.16/4 = 5988.54 \text{ t/semaine}$$

- **Production journalière** :

$$P_j = P_{an} / (N_j/an) \text{ t/jour}, \quad (I.3)$$

**Pour le stérile** :  $N_j/an = 330$  jour/an

$$P_j = 287450/330 = 871.06 \text{ t/jour}$$

**Pour le minerai** :  $N_j/an = 266$  jour/an

$$P_j = 287450/266 = 1080.64 \text{ t/jour}$$

- **Production par poste** :

$$P_p = P_j / (N_p) ; (t/poste), \quad (I.4)$$

Où :

✓ pour le stérile :  $P_p = 871.06/2 = 435.53$  t/poste

✓ pour le minerai :  $P_p = 1080.64/2 = 540.32$  t/poste

**I.9.3 Production de la mine**

L'analyse de la situation actuelle de la mine et de celle qui a prévalu pendant les années écoulées ; nous renseigne sur un déficit énorme en matière de découverte. Or il est admis que l'évolution harmonieuse des carrières doit tenir compte, et sur le même pied d'égalité du minerai et de la découverte ; bien plus et compte tenu des impératifs de l'exploitation du minerai et le maintien de la demande sur ce dernier, les besoins des quartiers en matière de découverte se sont vu augmentés. Avec cette situation là ; l'extraction du minerai va connaître plus de difficultés à travers lamine.[1]

Vu l'importance des réserves géologiques, la mine sera contrainait de changer ses stratégies de développement et en particulier le mode d'exploitation actuel.

Tableau. I.4 : La production programmée pour l'année 2018 et 2019. [1]

Mine de Boukhadra			
MFE DIVISION ETUDES ET DEVELOPPEMENT			
REALISATIONS ANNEE 2019			
DE SIGNATION	PRE VISION	REALISATION	TAUX
EXTRAIT CARRIERE(Mine) (T) Cubature	500 000	277594,66	56%
EXTRAIT SOUTERRAIN (mine) (T) Statistique	100 000	33586,00	34%
EXTRAIT CARRIERE + SOUTERRAIN (T)	600000	311180,66	52%
MINERAI CONCASSE (T)	600000	321500,00	54%
MINERAI EXPEDIE (T) BOUKHADRA	525000	356335,87	68%
STERILE MINE (T)Cubature	3900000	1338091,53	34%
STERILE PRIVE (T)Cubature	1700000	520431,62	31%
TOTAL STERILE (mine+enof) (T)Cubature	5600000	1858523,15	33%
MASSE ROCHEUSE MINE+ ENOF(T) CAR	6100000	2136118	35%
TAUX DE DECOUVERTURE (CARRIERE)	11,20	6,70	60%
AVANCEMENT HORIZONTAL FOND 3ème etage (m)	0	93,0	#DIV/0!
AVANCEMENT HORIZONTAL FOND 4 ème etage (m)	1200	22,50	2%
TOTAL AVANCEMENT HORIZONTAL FOND (m)	1200	115,5	10%

Etat des stocks au :31/12/2019

GAR  
E= 8529,05

NON CONCASSE: 4193,24

#### I.9.4 Durée de vie de la mine

$$T_v = T_c + R_{exp}/P_{an} + text ; an \quad (I.5)$$

Ou : Tc : est la durée de construction de la mine, Tc = 2 ans ; Rexp : réserves exploitables

Rexp = 12 000 000 tonne ; Pan : production annuelle planifiée de la mine Pan = 287450t ; text : durée d'extinction de la mine, Text = 2 ans ;

$T_v = 2 + (12\,000\,000 / 287450) + 2 = 45 \text{ ans.}$

**I.10 Conclusion**

Le gisement de fer de BOUKHADRA, comme celui d'OUENZA, se situe sur les parties axiales des grandes structures locales d'allure horst anticlinal orientées N.E/S.O. Les roches encaissantes sont de type carbonatées, caractérisées par des calcaires récifaux massifs ou en bancs ce qui concorde avec l'avis de DUBOURDIEU qui avait identifié la préférence que montraient les gîtes ferrifères à se loger dans les calcaires récifaux de l'Aptien qui constituent les cœurs des plis anticlinaux.

La minéralisation est de type hématite-limonite résultant de l'oxydation de la sidérite. La texture du minerai est finement poreuse ou concrétionnée géode. Comparativement aux Gisements d'OUENZA, le minerai de BOUKHADRA est d'une qualité supérieure, riche en fer (55-56%) et moins siliceux ( $\text{SiO}_2=5\%$ ).

**CHAPITRE II :**  
**LES CONVOYEURS À**  
**BANDE**

## II.1 Historique

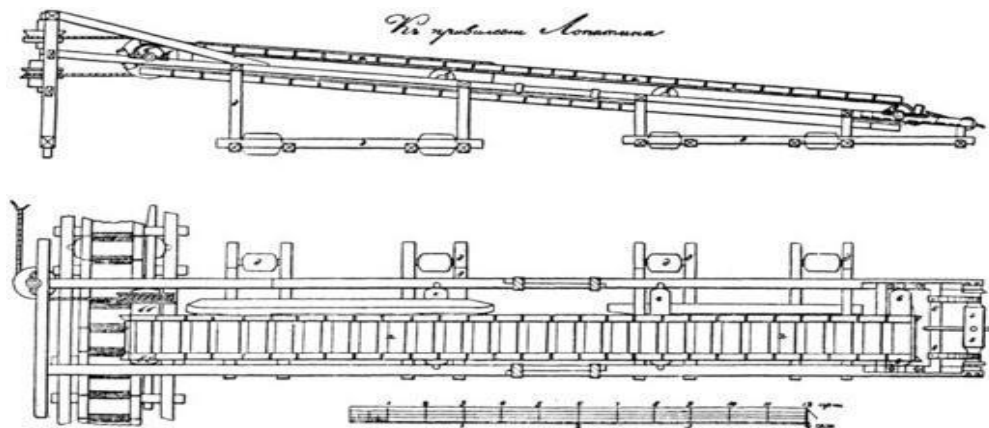
### II.1.1 Introduction

La première invention des transporteurs à bande dépend de l'époque des Antiquités (Egypte) ainsi que le principe de transmission par des courroies.

Une des premières constructions du convoyeur à bande est décrite en 1795 par OLIVER EVANS, il s'agit d'une bande plate continue, en cuir tendre fin ou en toile enveloppant deux tambours se mouvant dans un caisson ou une auge. [4]

C'est en Russie que furent publiées les premières indications concernant l'utilisation des convoyeurs à bande dans les travaux miniers. Un article faisant part de l'invention d'une machine de transport sans fin par ALEXANDRE LOPATINE en 1859, appelée « Transporteur de sable ». [4]

Le transporteur de sable de LOPATINE présentait toutes les parties essentielles du convoyeur à bande moderne, reconnu actuellement comme la machine de transport la plus parfaite. Il comprenait une bande sans fin, un tambour de commande et un tambour d'extrémité, une transmission, un cadre et ce qui est le principal, des galets porteurs. C'était le premier convoyeur à bande, dans l'histoire, destiné à transporter les roches aussi bien dans les ouvrages à ciel ouvert que dans l'industrie minière en général. [4]



**Figure II.1 :** Convoyeur à bande « transporteur de sable » de A. LOPATAINE. [4]

Le transporteur de sable, actionné par une transmission à câble entraînant le tambour de commande, utilisait la force motrice, soit de l'eau, par l'intermédiaire d'une roue hydraulique, soit celle fournie par un cabestan à cheval, Toutes les pièces portantes de la bande étaient exécutées en bois. [4]

Dans part en 1868 les deux personnes LISTER ET VESTMACOT construisent le premier convoyeur dans les docks de MERSEY au port de LIVERPOOL. Il s'agit d'un

transporteur de charges en vrac, sous forme d'auge avec une bande constituée par deux couches de toile caoutchoutée sur galets concaves. [5]

En 1885 (ANGLETERRE) : mise au point du support à trois galets (en auge) par THOMAS ROBINS avec revêtement en caoutchouc pour protéger la corde du tissu de la bande du convoyeur. [5]

Actuellement, le convoyage représente le moyen de transport mécanique le plus perfectionné qui soit pour le transport des grandes masses, dans les travaux miniers souterrains et à ciel ouvert ainsi que sur les chantiers des grands édifices hydrotechniques. [4]

Le mot « convoyeur » n'étant pas un mot russe, tout porte à croire que les Russes n'ont aucun rapport avec l'invention de l'appareil. Néanmoins, l'histoire du développement du convoyage montre que la contribution des Russes, dans la création et l'utilisation des convoyeurs à bande, n'est nullement inférieure à celle des peuples des pays évolués de l'Europe occidentale et de l'Amérique du Nord. [4]

### **II.1.2 Utilisation des convoyeurs à bande**

Le transport de charges par convoyeur à bande reste, depuis lors, le moyen mécanique le plus rentable et le plus perfectionné qui soit.

Employé pour le chargement et la reprise de matériaux, le convoyeur est un appareil de transport très souple qui reste souvent la solution de manutention privilégiée pour la construction d'un ouvrage important. [5]

Les bandes transporteuses sont très employées dans l'industrie, les mines et carrières et l'agriculture pour le déplacement, généralement à courte distance, de matériaux plus ou moins pondéreux tels que charbon, minerai, sable, céréales, etc.... [6]

Cette technique a des emplois très variés. On la retrouve par exemple sous forme :

- De trottoir roulant pour le déplacement de personnes dans les gares et aéroports, de fonds mobiles de certains véhicules auto-déchargeurs ;
- Des tapis roulants aux caisses des hypermarchés ou pour la livraison des bagages dans les aéroports, etc.

Le convoyeur peut également être conçu pour transporter uniquement des charges isolées (cartons, bacs, sacs, palettes, containers,...) selon des trajectoires droites ou courbes, montantes et descendantes. [6]

### II.1.3 Records de longueur

La plus longue série de bandes transporteuses du monde se trouve au Sahara occidental (contrôlé par le MAROC). Elle s'étire sur 96 km des mines de phosphate de BOUKRAA jusqu'à la côte de l'océan Atlantique au sud de LAAYOUNE . [6]

La plus longue bande transporteuse d'un seul tenant traverse la frontière INDO-BANGLADESHIE. Cette bande transporteuse s'étire sur environ 17 km de long et transporte du calcaire à 960 t/h et du schiste d'une carrière au MEGHALAYA en INDE vers une cimenterie à SYLHET au BANGLADESH (7 km de long en INDE suivis de 10 km de long au BANGLADESH). [6]

## II.2 Différents types de transporteurs mécaniques

### ➤ Transporteurs à bandes

Ils sont appelés fréquemment tapis roulants, ils sont utilisés pour transporter des charges à une faible distance.



Figure II.2 : Transporteur à bande [8]

### ➤ Transporteurs à rouleaux

Ils sont utilisés pour le transport des charges isolées.



Figure II.3 : Transporteur à rouleaux [9]

➤ **Transporteurs à galets**

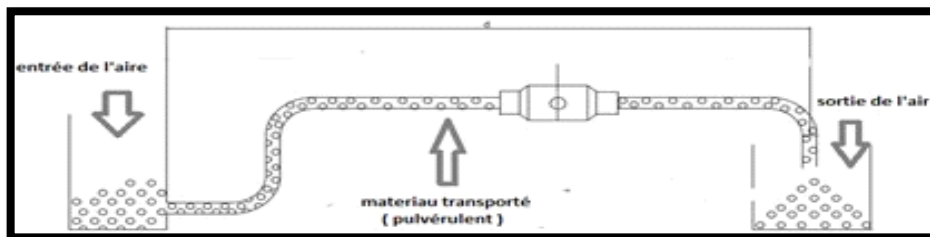
Il permet le transport des charges isolées de fond plan, lisse et dur.



**Figure II.4 :** Transporteur à galets [10]

➤ **Transporteurs pneumatiques**

Le déplacement de la charge s'effectue grâce à un jet d'air comprimé. Ce procédé est utilisé pour le transport des matériaux pulvérulents.



**Figure II.5 :** Principe de transport pneumatique [11]

➤ **Transporteurs à vis d'Archimède**

Ces transporteurs sont utilisés pour le transport des charges en vrac et qui ne possèdent pas de gros morceaux (généralement pour les céréales, matériaux pulvérulents).



**Figure II.6 :** Transporteur à vis d'Archimède [12]



### ➤ Les convoyeurs à câbles (voies téléphériques)

La charge est suspendue à un câble tendu.



Figure II.7 : Convoyeur à câble [13]

## II.3 Type et différents organes d'un convoyeur à bande

### • Avantages du convoyeur à bande : [14] [7]

- Il peut assurer un très grand débit,
- Travail sans bruit particulier,
- Réduction des effectifs nécessaires,
- Long intervalle entre les périodes de maintenance par exemple : le revêtement caoutchouté des tambours a une durée de vie de deux ans,
- Indépendance du système par apports à son environnement,
- Réduction des coûts d'exploitation,
- Selon les charges à transporter, les grands convoyeurs à bande peuvent représenter une économie de 40 % à 60 % par rapport au transport routier.

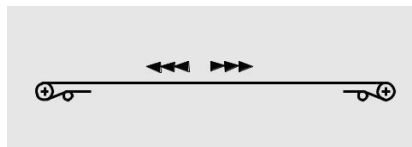
### • Inconvénients du convoyeur à bande [7]

- Adhésion de la matière à la bande et aux tambours,
- Ceci entraîne à un changement périodique de certaines parties du convoyeur,
- L'angle maximum d'inclinaison du tracé.

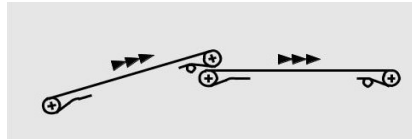
### II.3.1 Principaux types de convoyeurs à bande

Les plans suivants montrent des configurations typiques du convoyeur à bande : [14]

1 : Convoyeur à bande horizontale :



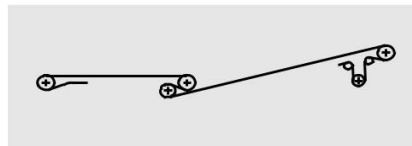
2: Convoyeur à tronçon horizontal et incliné, pour lequel est nécessaire d'utiliser deux bandes:



3 : Convoyeur à bande horizontale et tronçon incliné, où l'espace permet une courbe verticale et la charge ne nécessite qu'une seule bande :



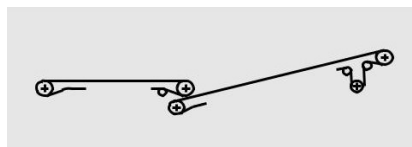
4 : Convoyeur à tronçons horizontal et incliné, où l'espace ne permet pas de réaliser une courbe verticale, mais la charge ne nécessite qu'une seule bande.



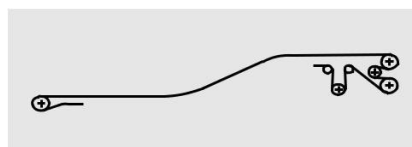
5 : Convoyeur à bande inclinée et tronçon horizontal, où la charge ne nécessite qu'une seule bande et l'espace permet une courbe verticale :



6 : Convoyeur à tronçons horizontal et incliné, où l'espace ne permet pas de courbe verticale et la charge nécessite deux bandes :



7 : Convoyeur à une seule bande comportant un tronçon horizontal, un tronçon incliné et un en descente avec des courbes verticales :



8 : Convoyeur dont la bande est chargée en pente, ascendante ou descendante :

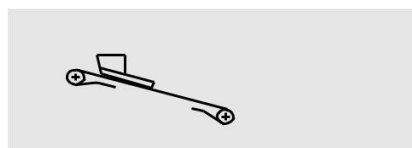


Figure II.8 : Les différentes configurations typiques du convoyeur à bande

## II.3.2 Différents organes d'un convoyeur à bande

### II.3.2.1 La bande

#### ➤ Bande caoutchoute

##### • Définition

La bande transporteuse est une courroie sans fin qui a été conçue à partir des techniques acquises dans la fabrication des câbles métalliques, textiles, synthétiques et à partir de l'exploitation des différents types de caoutchouc découverts. [15]

##### • Caractéristique

La bande transporteuse doit présenter les qualités suivantes : [15]

- Assure un rapport force- poids élevé,
- une excellente élasticité,
- une bonne aptitude à la mise en auge,
- Un faible allongement,
- Une résistance à l'action des matériaux abrasifs, aux frottements dus à la mise en vitesse des matériaux à la chaleur, aux chocs et au pliage.

##### • Armatures de la bande (carcasse)

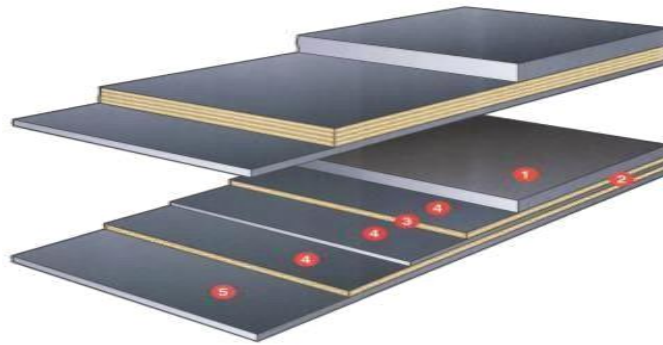
Les armatures les plus utilisées dans la construction des bandes sont les nappes en corde de coton, les plis de tissus de coton ou synthétique en nombres de résistance variables. [15]

#### ➤ Bande caoutchouc à carcasse textile

La carcasse est constituée d'un tissu synthétique appelé EP. Dans le sens longitudinal (chaîne) les fibres sont en polyester (E) et dans le sens transversal (trame) elles sont en polyamide (P). [16]

##### • Structure : [16]

- 1- revêtement supérieure
- 2- carcasse
- 3- Plis textile
- 4- couche « skim coat »
- 5- revêtement inférieur



**Figure II.9 :** La structure d'une bande à carcasse textile.[16]

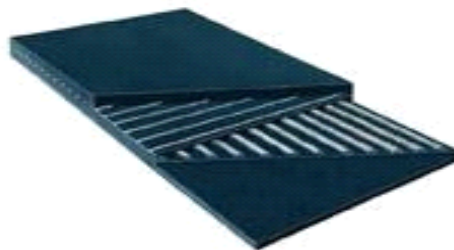
• **Skim coat :**

Cette couche de liaison qui enveloppe les plis permettent : [16]

- D'assurer une bonne liaison qui enveloppe plis /plis et revêtement /plis.
- De transmettre et de répartir les tensions entre les plis.
- D'absorber et de répartir les efforts dus aux impacts.
- Certains revêtements résistent à la déchéance due à la température des matériaux chauds ou à l'action des produits chimiques.

✓ **Bande caoutchoutée en nappes des câbles**

Elle est constituée de plusieurs plis en acier.



**Figure II.10 :** Bande caoutchoutée avec câblots en acier [17]

• **Recouvrement ou revêtement**

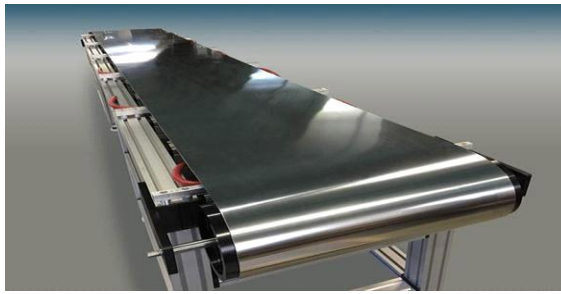
Le rôle de revêtement est la protection de la carcasse contre : [16]

- L'usure due au frottement résultant de la mise en vitesse des matériaux, de fait de leur mouvement relatif sur les bandes aux points de chargement.
- L'impact des blocs lourds, coupants.
- L'influence des agents extérieurs, humidité ensoleillement, gel ...etc.

➤ **Bande métallique**

La bande métallique peut manutentionner des matières chaudes, collantes, huileuses à arêtes vives et abrasives. Les excellentes propriétés de conductibilité thermique rendent idéale le transfert de chaleur à une large gamme de produits. (Congélation, refroidissement, séchage).

La bande est généralement laminée à froid et peut être chromée, plastifiée ou caoutchoutée suivant la nécessité. [7]



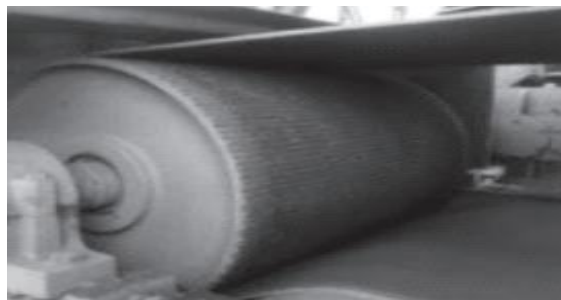
**Figure II.11** : Convoyeur à bande en métallique [18]

### II.3.2.2 Tambours

Il existe cinq types de tambours

#### ➤ Tambour de commande

Tambour équipé de la motorisation du convoyeur à bande (tambour moteur) permettant l'entraînement de la bande. [19]



**Figure II.12** : Tambour de commande [14]

#### ➤ Tambour de contrainte

Tambour placé en tête de convoyeur sous le tambour d'entraînement et permettant d'augmenter l'arc d'enroulement. [19]



**Figure II.13** : Tambour de contrainte [14]

#### ➤ Tambour de tension avec contrepoids

Tambour équipé d'un contrepoids (masse), nécessaire à la mise en tension de convoyeurs de grandes longueurs. [19]

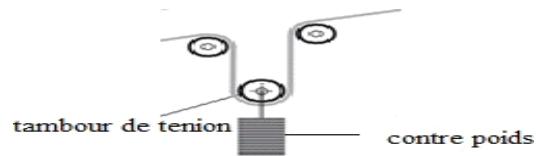


Figure II.14 : Tambour de tension avec contre poids [14]

➤ **Tambour de renvoi**

Tambour non moteur où la bande s'enroule pour revenir vers la tête motrice. [19]



Figure II.15 : Tambour de renvoi [14]

➤ **Tambour d'inflexion**

Ils servent à augmenter l'arc d'enroulement de la bande. [19]

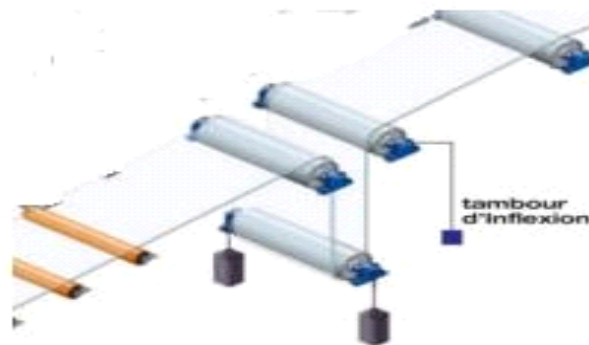


Figure II.16 : Tambour d'inflexion d'un convoyeur à bande [14]

**II.3.2.3 Stations**

Les ensembles successifs de rouleaux avec leurs supports tout au long du transporteursont appelés stations. [19]

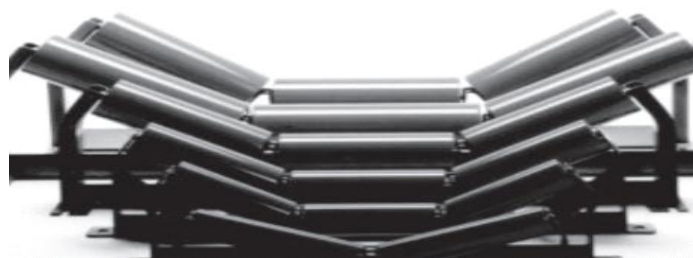
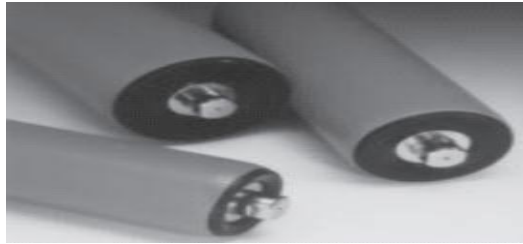


Figure II.17 : Station d'un convoyeur à bande [14]

### **II.3.2.4 Rouleaux**

Ils soutiennent la bande et tournent librement et facilement sous la charge. Ce sont les composants les plus importants du convoyeur et ils représentent une part considérable de l'investissement total. Il est fondamental de les dimensionner correctement pour garantir les performances de l'installation et une exploitation économique. [9]



**Figure II.18 :** Rouleaux de convoyeur à bande [14]

## **II.4 Conclusion**

Le choix des appareils de manutention devra transporter de la matière en vrac, pouvoir travailler en décente et permet de transporter des produits sur des grandes distances avec un débit constant et continue tout en ayant un rendement meilleur.

Parmi les différents appareils de manutention cités ci-dessus, la vis d'Archimède n'est pas pratique pour les grandes distances, de plus leur rendement est faible. Le transport pneumatique n'est pas adéquat car l'aspiration d'une matière lourde n'est pas une chose aisée. L'élévateur à godets ou convoyeur à palette n'affronte pas une continuité de débit.

Par contre le convoyeur à bandes se trouve être la solution adéquat, car il répond efficacement aux critères de choix, d'autant plus que ce type de transport est déjà utilisé largement dans différentes entreprises.

**CHAPITRE III :**

**ETUDE DU SYSTÈME DE**

**TRANSPORT PAR**

**CONVOYEUR À BANDE**

**EXISTANT**



### III.1 Introduction

Après avoir effectué notre stage pratique à la mine de fer de Boukhadra wilaya de Tébessa et après constatations et diagnostic, et pour des fins didactiques, nous avons trouvé profitable de revoir les différents calculs nécessaires pour mieux comprendre et cerner ce mode de transport.

Le calcul du transport par convoyeur à bande a pour but :

- Le choix du convoyeur
- La détermination du nombre nécessaire des convoyeurs pour transporter le minerai de fer du concasseur jusqu'aux lieux de chargement.
- La vérification de la résistance de la bande à la rupture, de la puissance de moteur, et de l'effort du tombeur.

### III.2 Choix du transporteur à bande

#### III.2.1 Caractéristiques des matériaux à transporter

- **La granulométrie du fer :** Les grains du fer sont de taille variant de 10 à 250mm
- **La masse volumique du fer:** elle est de:  $\rho_v = 2,7 \text{ t/m}^3$  [20]
- **L'abrasivité :** Très abrasif
- **La corrosivité du produit à transporter:** moyennement corrosif
- **L'angle d'éboulement :** appelé également angle de frottement naturel, est l'angle que la ligne de pente du produit, mis en tas librement sur une surface plane, formée avec l'horizontale Figure(II.1) [20]. L'angle d'éboulement du fer est :  $\theta=40^\circ$ .

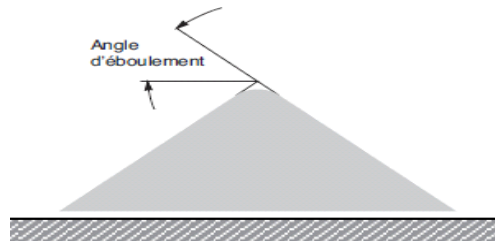


Figure III.1 : Schéma illustratif de l'angle d'éboulement.

- **Angle de talutage:** L'angle de talutage est l'angle que forme l'horizontale avec la surface du produit lors du transport sur une bande en mouvement. Cet angle est généralement compris entre  $5^\circ$  et  $15^\circ$  (jusqu'à  $20^\circ$  pour certains produits) et est bien inférieur à l'angle d'éboulement comme le montre la figure (II.2) [20]. Angle de talutage du fer  $\beta=30^\circ$ .

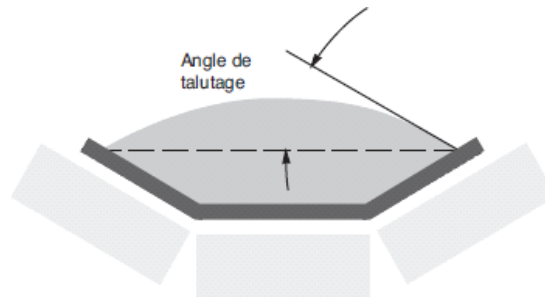


Figure III.2 : Angle de talutage.

La figure III.3 indique l'angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement.

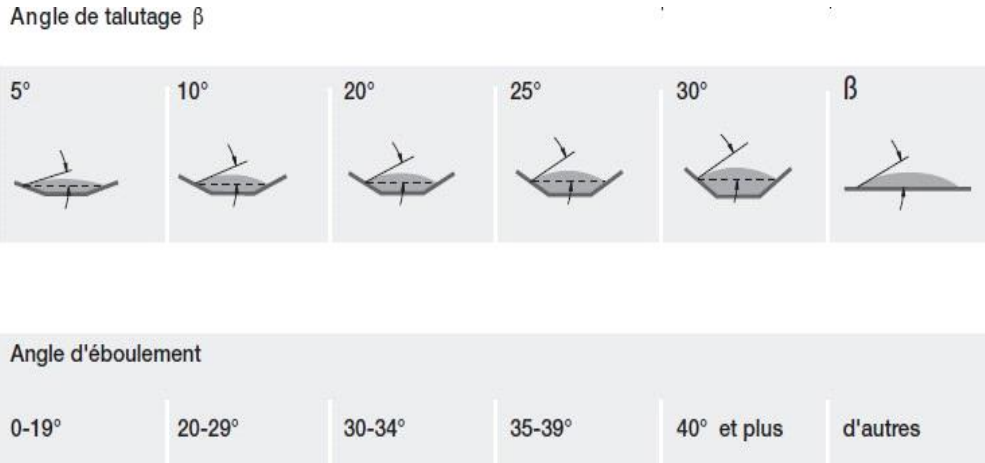


Figure III.3 : Angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement. [20]

On a l'angle d'éboulement du fer brut est de :  $\theta=40^\circ$ . A l'aide de la Figure II.3, on déduit que l'angle de talutage est de :  $\beta= 30^\circ$ .

### III.2.2 Caractéristiques du convoyeur

- Calcul de débit par heure

$$Q_c = \frac{Qp \times K}{tp \times Kr} \quad (III.1)$$

Où :  $Qp$  est le rendement par poste ;  $Qp=5333 \text{ t/p}$

$tp$  : Durée du poste de travail ;  $tp = 8 \text{ h}$ .

$K$  : Coefficient d'irrégularité du flot de charge

Tableau III.1 : Des valeurs du Coefficient d'irrégularité du flot de charge. [1]

Entreprise minière	K
Galerie de mine de charbon	1,5 ÷ 2,0
Galerie pour minerai	1,25 ÷ 1,5
Carrière	1,15 ÷ 1,25

Pour notre cas on prend  $K = 1,20$

$Kr$  : coefficient de temps réel de travail

**Tableau III.2 :** Des valeurs du Coefficient du temps réel de travail. [1]

Lieu d'installation du convoyeur à bande	Kr
Dans une mine	0,7÷0,85
Dans une carrière	0,95

Pour notre cas on prend  $Kr = 0,80$

$$Q_c = \frac{5333 \times 1,2}{8 \times 0,8} = 1000 \text{ t/h}$$

- **Débit volumique :** Le débit volumique est donné comme suit :

$$Q_v = \frac{Q_c}{\rho_v} \quad (\text{III.2})$$

$$Q_v = \frac{1000}{2,7} = 370,34 \text{ m}^3/\text{h}$$

- **Calcul de la masse métrique de la charge :** La masse métrique de la charge est donnée comme suite :

$$q_{ch} = \frac{Q_c}{3,6 \cdot v} \quad (\text{III.3})$$

$Q_c$  : Débit calculé  $Q_c = 1000 \text{ t/h}$

$v$  : vitesse de la bande ;  $v = 1,25 \text{ m/s}$

D'où :

$$q_{ch} = \frac{1000}{3,6 \cdot 1,25} \quad q_{ch} = 222,22 \text{ (Kg/m)}$$

- **Calcul de la masse métrique de la bande :** La masse métrique de la bande est déterminé par la formule suivante :

$$q_b = B \cdot h \cdot \rho_b ; \text{ Kg/m} \quad (\text{III.4})$$

$B$  : largeur de la bande ;  $B = 1 \text{ m}$

$h$  : épaisseur de la bande :

$$h = (i + i_p) \cdot s + s' + s'' ; \text{ mm}$$

Où :

$i$  : nombre de plis de travail ;  $i = 4$

$i_p$  : nombre de plis de protection ;  $i_p = 1$

$s$  : épaisseur d'un pli plus 0,25 ;  $s = 1,35 + 0,25 = 1,6 \text{ mm}$

$s'$ ,  $s''$  : sont respectivement les épaisseurs des revêtements supérieur et Inférieur.

$$s' = 6 \text{ mm} ; s'' = 2 \text{ mm.}$$

D'où :

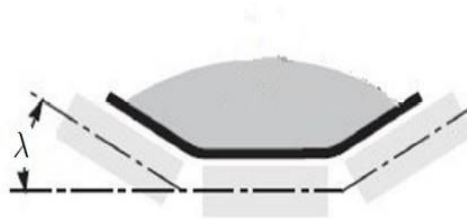
$$h = (4 + 1) 1,6 + 6 + 2 \qquad h = 16 \text{ mm}$$

$\rho_b$  : Densité apparente de la bande ( $1 \div 1,1$ ); Kg /dm<sup>3</sup>. On prend :  $\rho_b = 1,1 \text{ Kg/dm}^3$

Donc la masse métrique de la bande sera :

$$q_b = 1 \times 1100 \times 0,016 q_b = 17,6 \text{ kg/m}$$

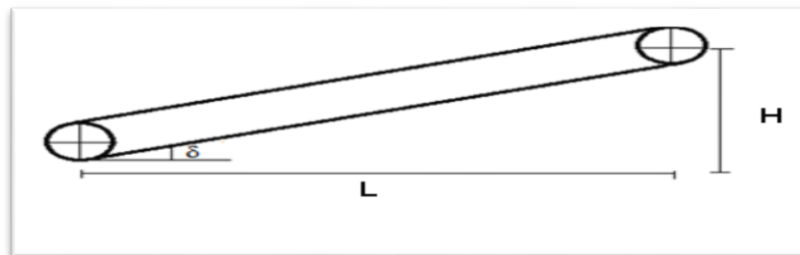
• **Angle d'inclinaison des stations supérieures :** La bande transporteuse doit avoir une inclinaison de  $\lambda = 20^\circ$  au niveau des rouleaux des stations porteuses supérieures, comme est montré sur la figure(II.4) [20]



**Figure III .4 :** Angle d'inclinaison des stations supérieures.

### III.2.3 Caractéristiques de l'installation

- **Tracé du parcours :** Dans notre cas le tracé du convoyeur étant imposé :
  - Le tronçon vertical  $H=0 \text{ m}$
  - Le tronçon incliné d'un angle  $\delta=0^\circ$  par rapport à l'horizontale (pente).
  - L'entraxe  $L= 45 \text{ m}$



**Figure III.5 :** Tracé du parcours

Concernant la partie de la structure métallique de support du convoyeur, elle sera choisie en fonction des sollicitations développées par l'ensemble des organes mécaniques pendant le travail du convoyeur.

- **Conditions d'exploitation : normales**
- **Utilisation : 16 heures par jour**

### III.3 La bande

Dans notre cas on choisit l'utilisation d'une bande caoutchoutée car elle résiste mieux au produit transporté du point de vue attaque chimique et les risque de revêtement sont moindres.

#### III.3.1 Largeur de la bande

La largeur de la bande est donnée suivant les dimensions maximale de la charge a transporté, selon la formule suivante :

$$B_{\min} = 2 d_{\max} + 0,2 ; (m) \quad (III.5)$$

$d_{\max}$  : dimension maximale des blocs de tout venant ;  $d_{\max} = 250$  mm

donc :  $B_{\min} = 2 \cdot 2,5 + 0,2 = 0,7$  m

On admet comme largeur de la bande, la valeur normalisée la plus proche et la plus grande que la valeur calculée ;

B(m)	0.5	0.65	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
------	-----	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

La valeur normalisée prise d'après les catalogues est :  $B = 0,8$  m.

**NB** : La largeur de la bande utilisée au niveau de la mine est de 1m.

#### III.3.2 Vitesse de la bande

La vitesse de la bande se détermine d'après le débit calculé, elle est donnée par :

$$V = \frac{Q_c}{c_1 \cdot (0,9 \cdot B - 0,05)^2 \cdot C \cdot \rho_v} ; m/s \quad (III.6)$$

$Q_c$  : Débit calculé ;  $Q_c = 1000t/h$ .

$c_1$  : Est le coefficient qui tient compte de l'inclinaison des rouleaux latéraux ( $\delta$ )

$\delta$	10°	15°	20°	30°	35°
$c_1$	400	410	445	525	555

Pour  $B \leq 1$  m       $\delta = 20^\circ$        $c_1 = 445$

$C$  : Coefficient qui tient compte de l'inclinaison du convoyeur ;  $c = 0,95$

$\rho_v$  : Densité en vrac du fer ;  $\rho_v = 2,7$  t/ m<sup>3</sup>

Alors :

$$V = \frac{Q_c}{c_1 \cdot (0,9 \cdot B - 0,05)^2 \cdot C \cdot \rho_v} = \frac{1000}{445(0,9 \times 1 - 0,05)^2 \times 0,95 \times 2,7}$$

$$v = 1,21 \text{ m/s}$$

La vitesse normalise la plus grande et la plus proche de  $v = 1,21$  m/s et qui répond aux conditions de la distance de transport est de :  $V_{\text{nom}} = 1,25$  m/s.

### III.4 Stations supports

On distingue deux types des stations supports sur un convoyeur à bande : [20]

–Les stations supérieures porteuses qui ont pour fonction de tenir la partie chargée de la bande et de déplacer le produit.

–Les stations inférieures qui soutiennent la bande non chargée à son retour.

Sur la plupart des convoyeurs à bande, les stations porteuses ont une configuration en auge pour que la bande puisse transporter une plus grande quantité de produit qu'elle ne le ferait si elle était plate pour une même largeur a vitesse égale.

**Tableau III.3 :** Débit-volume avec stations supports en auge à 3 rouleaux. [20]

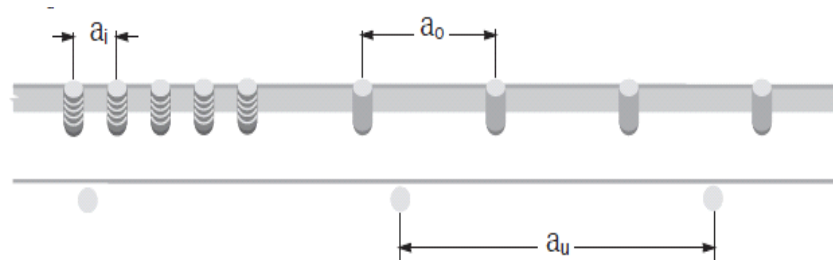
Largeur de La bande [mm]	Débit volumique théorique $I_{vt}$ [ $m^3/h$ ]					
	Angle de talutage	$\lambda = 20^\circ$	$\lambda = 25^\circ$	$\lambda = 30^\circ$	$\lambda = 35^\circ$	$\lambda = 45^\circ$
800	5°	139.5	162.0	182.1	198.3	227.1
	10°	173.6	194.4	212.7	226.8	252.0
	20°	244.0	262.8	278.2	290.1	306.0
	25°	275.0	299.1	313.2	322.9	334.8
	30°	324.0	339.4	352.4	359.2	367.9
1000	5°	227.1	263.8	296.2	322.9	368.6
	10°	281.1	315.3	345.6	368.6	408.6
	20°	394.9	425.5	450.7	469.8	494.6
	25°	444.9	483.8	506.5	522.0	541.0
	30°	523.4	548.6	569.1	580.6	594.0
1200	5°	335.8	389.8	438.1	477.0	545.0
	10°	415.0	465.4	510.1	543.9	602.6
	20°	581.7	627.1	664.2	692.6	728.2
	25°	655.2	712.8	745.9	768.9	795.9
	30°	770.4	807.4	837.4	855.0	873.3

Sur la plupart des convoyeurs à bande, les stations porteuses ont une configuration en auge pour que la bande puisse transporter une plus grande quantité de produit qu'elle ne le ferait si elle était plate, pour une même largeur et à vitesse égale.

**III.4.1 Ecartement des stations supports**

L'écartement des stations supports est la distance qui sépare deux stations porteuses supérieures ou bien celles qui portent le brin inférieur de la bande transporteuse. Comme l'indique la figure (II.6), elles sont respectivement indiquées par  $a_0, a_u$ . [20]

On définit l'écartement des stations selon la largeur de la bande et la masse volumique du produit à transporter.



**Figure III.6.** Ecartement des stations supports.

Le tableau III.4 indique les différentes valeurs de l'écartement maximal préconisé : [20] La largeur de la bande est de : 1000 mm, d'après le tableau III.2, on a :

- Ecartement des stations supérieures  $a_0=1,2m$ ;
- Ecartement des stations inférieures  $a_u=3,0m$ ;

**Tableau III.4 :** Ecartement entre les stations. [20]

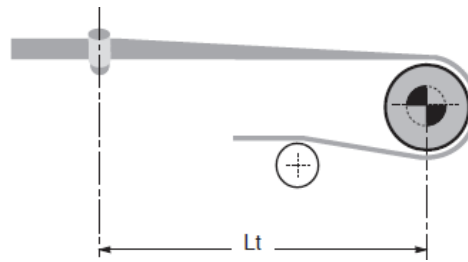
Largeur de la bande (mm)	Ecartement maximal préconisé entre les stations(m)			
	Ecartement des stations supérieures selon la masse volumique du produit transporté (t/m <sup>3</sup> )			Stations Inférieures [m]
	<1.2 t/m <sup>3</sup>	1,2 à 2,00 t/m <sup>3</sup>	>1.2t/m <sup>3</sup>	
800	1.5	1.35	1.25	3.0
1000	1.35	1.20	1.10	3.0
1200	1.2	1.00	0.80	3.0
1400				
1600				
1800				

L'écartement des stations supérieures situées au niveau du point de chargement  $a_i$  est réduit par rapport à l'écartement des stations supérieures  $a_0$  de moitié ou même voir plus pour éviter toute incurvation excessive de la bande transporteuse et son débordement. On prendra donc :

$$a_i = \frac{a_0}{a_u} = 0.4 \tag{III.7}$$

### III.4.2 Longueur de transition $L_t$

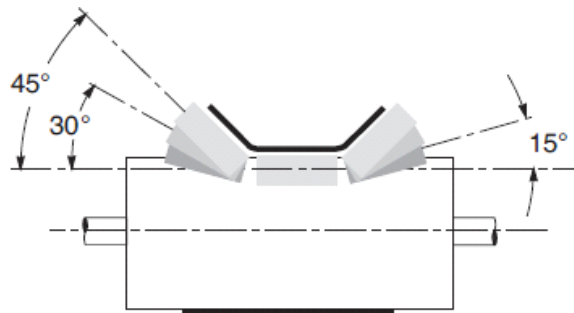
C'est la distance entre la station support la plus proche du tambour de tête ou du tambour de pied comme l'indique la figure (III.7). [20]



**Figure III.7 :** Longueur de transition.

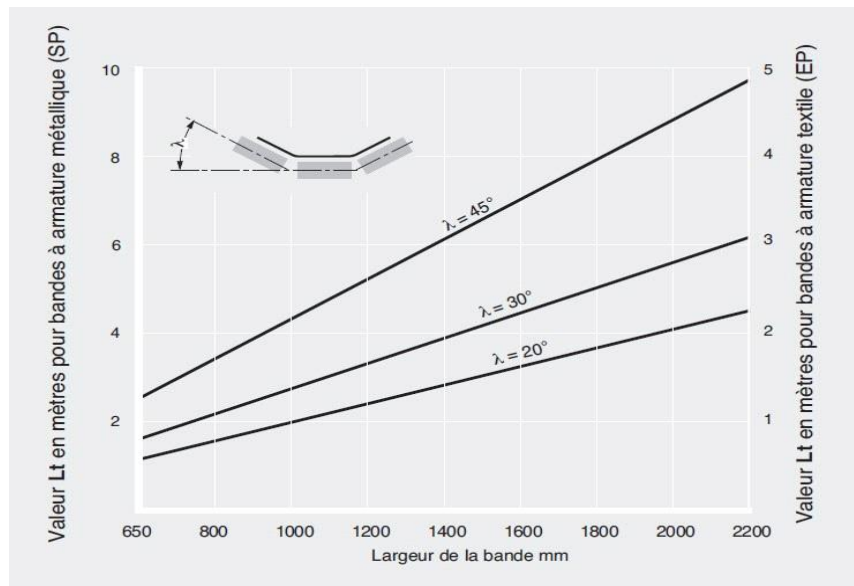
Sur cette section, la bande perd sa forme en auge, déterminée par l'inclinaison des rouleaux des stations porteuses, pour devenir plate et s'adapter au tambour plat et inversement comme la montre la Figure III.7.

Le graphique de la Figure (III.8) [20] permet de déterminer la longueur de transition  $L_t$  en fonction de la largeur de la bande et l'angle d'inclinaison  $\lambda$  des rouleaux latéraux des stations-supports, pour des bandes à armature Textile EP (polyester) et des bandes à armatures métallique (SP).



**Figure III .8:** Stations de transition.





**Figure III .9.** Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande et l’angle d’inclinaison des rouleaux latéraux. [20]

Dans notre cas, on prendra une longueur de transition :  $L_t=1m$  pour une bande à armature textile de largeur égale à :1000mm.

### III.5 Les rouleaux

#### III.5.1 Choix du diamètre des rouleaux

Le choix du diamètre de rouleau doit tenir compte de la largeur et de la vitesse linéaire de la bande. Le tableau (III.5) [20] indique le diamètre des rouleaux en fonction de ces deux paramètres.

**Tableau III.5 :** Diamètre recommandé pour les rouleaux.

Largeur de la bande (mm)	Diamètre recommandé pour les rouleaux								
	Pour une vitesse de 3m/s								
	$\leq 2m/s$			De 2 à 4m/s			$\geq 4m/s$		
	ø rouleaux [mm]			ø rouleaux [mm]			ø rouleaux [mm]		
650	89	-	-	89	108	-	-	-	-
800	89	108	-	89	108	133	133	-	-
1000	108	133	-	108	133	-	133	159	-
1200	108	133	-	108	133	159	133	159	-
1400	133	159	-	133	159	-	133	159	-
1600	133	159	-	133	159	194	133	159	159
1800	159	159	194	159	194	-	-	-	-

Le diamètre recommandé des rouleaux sera de : 133mm pour une vitesse de 1.21m/s et une bande de largeur de 1000mm. On prendra le même diamètre pour les rouleaux des stations inférieures : 133 et une longueur  $L_r = 1200\text{mm}$ .

La vitesse de déplacement de la bande par rapport aux conditions de charge requises est un facteur important pour la conception d'un convoyeur. A partir de la vitesse linéaire de la bande et du diamètre des rouleaux, on peut déterminer la vitesse de rotation (en tr/min) des rouleaux à l'aide de la formule suivante : [20]

$$N = \frac{v \times 1000 \times 60}{D \times \pi} \quad (\text{III.8})$$

D : Diamètre des rouleaux (mm) ;

N : Vitesse de rotation des rouleaux (tr/min) ;

$$N = \frac{1.21 \times 1000 \times 60}{133 \times 3.14} = 173.82 \text{ tr/min}$$

### III .5.2. Efforts des rouleaux

#### III.5.2.1. Pour les rouleaux porteurs

➤ L'effort statique sera de :

$$Ca = a_0 \times (qb + qch) \times 0,981 \text{ [daN]} \quad (\text{III.9})$$

$$Ca = 1,2 \times (17,6 + 222.22) \times 0,981 \text{ [daN]}$$

$$Ca = 282.31 \text{ [daN]}$$

➤ L'effort dynamique sera de :

$$Ca^1 = Ca \cdot Fd \cdot Fs \cdot Fm \text{ [daN]} \quad (\text{III.10})$$

Où:

- Coefficient de choc  $Fd = 1,04$
- Coefficient d'utilisation  $Fs = 1,1$
- Coefficient lié à l'environnement  $Fm = 1,1$

$$Ca^1 = 282.31 \times 1,04 \times 1,1 \times 1,1$$

$$Ca^1 = 355.25 \text{ [daN]}$$

**Tableau III.6 :** Coefficient de choc  $F_d$ . [14]

Granulométrie du produit	Vitesse de la bande m/s						
	2	2.5	3	3.5	4	5	6
0 ÷ 100 mm	1	1	1	1	1	1	1
100 ÷ 150 mm	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.13	1.18
150 ÷ 300 mm en couches de produit fin	1.04	1.06	1.09	1.12	1.16	1.24	1.33
150 ÷ 300 mm sans couches de produit fin	1.06	1.09	1.12	1.16	1.21	1.35	1.5
300 ÷ 450 mm	1.2	1.32	1.5	1.7	1.9	2.3	2.8

**Tableau III.7 :** Coefficient d'utilisation  $F_s$ . [14]

Conditions	$F_m$
Maintenance propre et régulière	0.9
Présence de produit abrasif ou corrosif	1.0
Présence de produit très abrasif ou corrosif	1.1

**Tableau III.8 :** Coefficient lié à l'environnement. [14]

Durée de vie	$F_s$
Moins de 6 heures par jour	0.8
De 6 à 9 heures par jour	1.0
De 10 à 16 heures par jour	1.1
Plus de 16 heures par jour	1.2

➤ L'effort sur le rouleau central d'une station porteuse est obtenu de la manière suivante:









$$C_a = C_{a1} \times F_p \text{ [daN]} \quad (\text{III.11})$$

Le coefficient de participation d'une station-support à 20°  $F_p = 0,6$ .

$$C_a = 355.25 \times 0,6$$

$$C_a = 213.15 \text{ [daN]}$$

**Tableau III.9 :** Coefficient de participation  $F_p$ . [14]

							
1.00	0.50	0.60	0.65	0.67	0.72	-0.52 - 0.60	0.47
						rouleau central plus court	guirlande à 5 rouleaux

### III.5.2.2 Pour les rouleaux inférieurs

➤ L'effort statique sera de :

$$Cr = au. qb. 0,981 \text{ [daN]} \quad \text{(III.12)}$$

$$Cr = 3 \times 17,6 \times 0,981 = 51,79 \text{ [daN]}$$

➤ L'effort dynamique sera de:

$$Cr1 = Cr \times Fs \times Fm \times Fv \text{ [daN]} \quad \text{(III.13)}$$

$Fv = 0,8$  coefficient de vitesse (pris par rapport à 1.21 m/s)

$$Cr1 = 51,79 \times 1,1 \times 1,1 \times 0,8 = 50.13 \text{ [daN]}$$

**Tableau III.10 :** Coefficient de vitesse  $F_v$ . [14]

Vitesse de la bande m/s	Diamètre des rouleaux mm						
	60	76	89-90	102	108-110	133-140	159
0.5	0.81	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
1.0	0.92	0.87	0.85	0.83	0.82	0.80	0.80
1.5	0.99	0.99	0.92	0.89	0.88	0.85	0.82
2.0	1.05	1.00	0.96	0.95	0.94	0.90	0.86
2.5			1.01	0.98	0.97	0.93	0.91
3.0			1.05	1.03	1.01	0.96	0.92
3.5					1.04	1.00	0.96
4.0					1.07	1.03	0.99
4.5					1.14	1.05	1.02
5.0					1.17	1.08	1.00

➤ Effort sur le rouleau inférieur sera de:

En choisissant la station inférieure avec des rouleaux ordinaires, sur le rouleau inférieur sera :

$$Cr = Cr1 \times Fp \text{ [daN]} \quad \text{(III.14)}$$

$$Cr = 50.13 \times 0,6 = 30.07 \text{ [daN]}$$

On peut donc choisir pour une bande de 1000 mm, les rouleaux pour les stations supports des brins supérieur et inférieur.

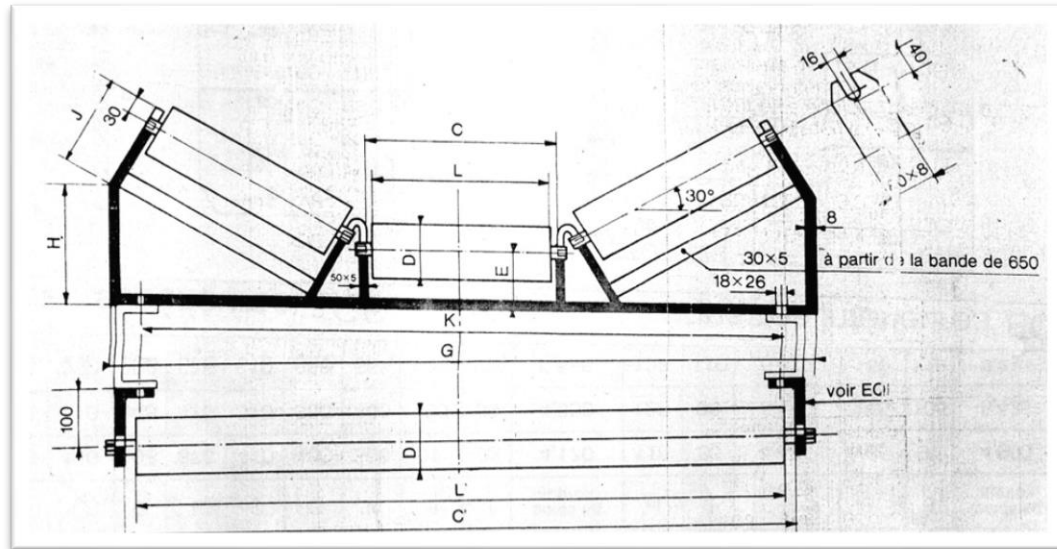


Figure III .10 : Diamètres du rouleau. [1]

–Rouleaux pour stations porteuses PSV/1,  $\varnothing$  133 mm, avec roulements 6204 de longueur,  $C = 388$  mm, d'une capacité de charge de 148 Kg qui répond à l'effort de 113,2 Kg;

–Rouleaux inférieurs type PSV/1,  $\varnothing$  133 mm, avec roulements 6204, longueur  $C=1158$  mm avec une capacité de charge de 101 Kg qui répond à l'effort de 31,2 Kg.

### III.6 Effort tangentiel et puissance absorbée

On peut maintenant déterminer l'effort tangentiel total  $F_u$  sur le pourtour du tambour en déduisant les valeurs  $q_{RO}$ ,  $q_{RU}$ . Étant donné :

- $D = 133$  mm diamètre du rouleau.
- $f = 0,0160$  coefficient de frottement interne du produit et coefficient de frottement des parties tournantes .
- $C_q = 2.15$  coefficient de résistance fixe (entre axe  $L=45m$ )
- $q_b = 17,6$  Kg/m
- $C_t = 1$  Coefficient de résistance passive en fonction de la température.

$$q_{RO} = \frac{\text{poids des parties tournantes station-support supérieure}}{\text{écartement des stations supérieures}} = \frac{36}{1,2} = 30 \text{ Kg/m} \quad (\text{III.15})$$

$$q_{Ru} = \frac{\text{poids des parties tournantes stations inferieur}}{\text{écartement des stations inferieur}} = \frac{22}{3} = 7.33 \text{ Kg/m} \quad (\text{III.16})$$

**Tableau III.11 :** Coefficient des frottements internes. [14]

Convoyeur à bande horizontal montant et descendant légèrement	vitesse m/s					
	1	2	3	4	5	6
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne standard	0,0160	0,0165	0,0170	0,0180	0,0200	0,0220
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne élevé dans des conditions d'exploitation difficiles	de 0,023 à 0,027					
Pièces tournantes d'un convoyeur présentant une déclivité avec un frein moteur et/ou un générateur	de 0,012 à 0,016					

**Tableau III.12 :** Coefficient de résistance fixe. [14]

Entr'axe m	Cq
10	4.5
20	3.2
30	2.6
40	2.2
50	2.1
60	2.0
80	1.8
100	1.7
150	1.5
200	1.4
250	1.3
300	1.2
400	1.1
500	1.05
1000	1.03

**Tableau III.13 :** Coefficient de résistance passive en fonction de la température. [14]

Température °C	+20°	+10°	0	-10°	-20°	-30°
Coefficient Ct	1	1,01	1,04	1,10	1,16	1,27

**III.6.1 Effort tangentiel total  $f_u$**

Il est le résultat de la somme algébrique des efforts tangentiels  $F_a$  et  $F_r$  correspondant aux sections supérieures et inférieures de la bande, à savoir :

$$F_u = F_a + F_r, [daN] \tag{III.17}$$

$$F_a = [L \times C_q \times f \times C_t (q_b + q_{ch} + q_{RO}) + H \times (q_{ch} + q_b)] \times 0,981 [daN] \tag{III.18}$$

$$F_a = [45 \times 2.15 \times 0.0160 \times 1 (17.6 + 222.22 + 30) + 0 \times (222.22 + 17.6)] \times 0,981$$

$$\mathbf{F_a = 269.82 [daN]}$$

$$F_r = [L \times C_q \times f \times C_t (q_b + q_{RU}) - (H \times q_b)] \times 0,981 [daN] \tag{III.19}$$

$$F_r = [45 \times 2.15 \times 0.0160 \times 1 (17.6 + 7.33) - (0 \times 17.6)] \times 0,981 [daN]$$

$$\mathbf{F_r = 38.59 [daN]}$$

$$\mathbf{F_u = F_a + F_r = 269.82 + 38.59 = 308.41[daN]}$$

**III.6.2 Puissance d'entraînement**

En considérant un rendement du renvoi et des transmissions de  $\eta = 0,86$  on aura :

$$P = \frac{F_u \times v}{100 \times \eta} [kW] = \frac{266.21 \times 1.21}{100 \times 0,86} = \mathbf{4.33 [kW]} \tag{III.20}$$

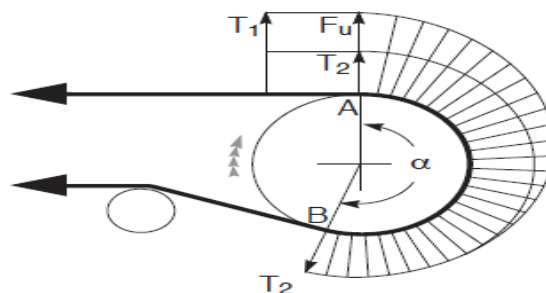
**III .7 Les tensions**

**III.7.1 Définition des tensions**

Etant donné un convoyeur a bande motorisé, les tensions au niveau de la bande doivent être prises en considération et il est nécessaire de les vérifier figure(III.11)

$T_1$ : C'est la tension sur le brin supérieur de la bande due a l'entraînement de cette dernière par le tambour de commande.

$T_2$ :C'est la tension sur le brin inférieure, elle est uniforme sur la surface de la bande en contact avec le tambour de commande comme l'illustre la figure(III.11):



**Figure III.11.**Tensions exercées sur la bande au niveau du tambour de commande.

[20]

### III.7.2 Calcul des tensions sur les brins de la bande

Dans notre cas la conception on a un convoyeur mû par un seul tambour de commande recouvert de caoutchouc et installé en pied, les tambours de contrainte étant placés pour produire un arc d'enroulement de 200°; un dispositif de reprise de tension à contrepoids est installé en tête du convoyeur.

On peut déterminer le coefficient d'enroulement  $C_w = 0.35$ . La tension en aval du tambour de commande est obtenue de la manière suivante:

$$T_2 = F_u \times C_w \text{ [daN]} \quad (\text{III.21})$$

$$T_2 = 308.41 \times 0,35 = 107.94 \text{ [daN]}$$

La tension maximale en amont du tambour de commande sera de :

$$T_1 = F_u + T_2 \text{ [daN]} \quad (\text{III.22})$$

$$T_1 = 308.41 + 107.94 = 416.35 \text{ [daN]}$$

Alors que la tension en amont du tambour de renvoi est :

$$T_3 = T_2 + F_r ; \text{ [daN]} \quad (\text{III.23})$$

$$T_3 = 107.94 + 38.59 = 146.53 ; \text{ [daN]}$$

Pour déduire une incurvation maximale de la bande entre deux stations porteuses égale à 2%, il faut appliquer la formule suivante :

$$T_0 = 6,25 (q_{ch} + q_b) \times a_0 \times 0,981 ; \text{ [daN]} \quad (\text{III.24})$$

$$T_0 = 6.25 \times (17,6 + 222.22) \times 1.2 \times 0,981 = 1764.47 ; \text{ [daN]}$$

La tension  $T_3$  étant inférieure à  $T_0$ , il faut prévoir un contrepoids dimensionné de manière à obtenir la tension  $T_0$ . Il faut donc supposer  $T_3 = T_0 = 1764.47, \text{ [daN]}$  et recalculer en conséquence les tensions  $T_2$  et  $T_1$  ce qui donne:

$$T_2 = T_3 - F_r = 1764.47 - 38.59 = 1725.88 ; \text{ [daN]} \quad (\text{III.25})$$

$$T_1 = F_u + T_2 = 308.41 + 1725.88 = 2034.29 ; \text{ [daN]} \quad (\text{III.26})$$


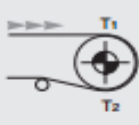
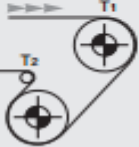
On peut déterminer la tension "Tg" de la bande au niveau du point d'attache du dispositif de reprise de tension. Les spécifications de l'installation prévoient un dispositif de tension à contrepoids positionné en tête du convoyeur.

La charge du contrepoids Tg nécessaire pour maintenir le système en équilibre est obtenue de la manière suivante:

$$T_g = 2T_2 + 2 [(I_c \times C_q \times C_t \times f) (q_b + q_{RU}) \pm (H_t \times q_b)] \times 0,981 \text{ [daN]} \quad (\text{III.27})$$



Tableau III.14 : Le coefficient d'enroulement  $C_w$  . [14]

Configuration de l'entraînement	Arc d'enroulement $\alpha$	Dispositif de reprise de tension à contrepoids		Dispositif de reprise de tension à vis	
		tambour non caoutchouté	tambour caoutchouté	tambour non caoutchouté	tambour caoutchouté
	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
	200°	0.72	0.42	1.00	0.75
	210°	0.66	0.38	0.95	0.70
	220°	0.62	0.35	0.90	0.65
	240°	0.54	0.30	0.80	0.60
	380°	0.23	0.11	-	-
	420°	0.18	0.08	-	-

### III.8 Les tambours

Selon leur emplacement sur le convoyeur, les tambours doivent résister aux forces exercées à la fois par la tension de la bande et par le produit transporté. Pour obtenir un maximum d'efficacité, tant pour le remplacement d'un tambour que pour une nouvelle installation, les données suivantes qui permettent de déterminer les dimensions et les caractéristiques de construction sont indispensables pour le choix d'un tambour.

Les principales données nécessaires à la conception d'un tambour sont les suivantes : [20]

- Largeur de la bande;
- Diamètre du tambour en fonction du type et des caractéristiques de la bande;
- Mode de fixation de l'axe au tambour (bague de verrouillage, clavette, soudage);
- Emplacement du tambour (de commande, de renvoi, de contrainte);
- Arc d'enroulement de la bande sur le tambour  $\alpha$ ;
- Tensions de la bande  $T_1$ ,  $T_2$  ou  $T_3$ ;
- Distance entre les supports et les flasques du tambour  $a_g$ ;

#### III.8.1 Calcul de diamètres des tambours

Le dimensionnement du diamètre d'un tambour de tête dépend étroitement des caractéristiques du type de la bande utilisée. Le tableau III.15 indique les diamètres

minimales recommandés par rapport au type de la bande utilisée, pour éviter son endommagement : séparation des nappes ou déchirure de l'armature. [20]

On a une bande de 1000mm de largeur, dont la charge de rupture est 670N/mm, donc:

Le diamètre du tambour moteur correspondant sera de : 670mm.

Le diamètre du tambour de renvoi correspondant sera de: 500mm.

Le diamètre du tambour de contrainte correspondant sera de : 400mm.

### III.8.2 Masse des tambours

Les tambours sont conçus à base de l'acier trempé et revenu C40 doux utilisé dans la fabrication des arbres de transmission de puissance dont sa masse volumique est :  $\rho_m=7850\text{Kg/m}^3$  [21]

**Tab III.15 :** Diamètres minimales recommandés pour les tambours.

Diamètres minimales recommandés pour les tambours						
Charge de rupture de la bande N/mm	Bande à armature textile			Bande à armature métallique		
	Tambour de commande en mm	Tambour de renvoi en mm	Tambour Inflexion	Tambour De commande	Tambour de renvoi	Tambour Inflexion
200	200	160	125			
250	250	200	160			
315	315	250	200			
400	400	315	250			
500	500	400	315			
670	670	500	400			
800	800	630	500	630	500	315
1000	1000	800	630	630	500	315

La masse d'un tambour est donnée par la formule suivante:  $m_t = \rho \times V_t$ .  $V_t$  est le volume du tambour calculé comme suit:

$$V_t = \frac{\pi}{4} \times (D_{1t}^2 - D_{2t}^2) \times L_{ta} \quad (\text{III.28})$$

- $D_{1t}$ : Diamètre extérieur du tambour (m);
- $D_{2t}$ : Diamètre intérieur du tambour (m);
- $L_{ta}$ : Longueur du tambour (m);

➤ **Masse du tambour de commande:**

$$\text{On a : } D_{2m} = D_{1m} - 2 \times e_m \quad (\text{III.29})$$

$e_m$ : l'épaisseur du tambour qui est égal à : 0.006m ;

$$D_{2m} = 0.670 - 2 \times 0.006 = 0.658m$$

Donc :

$$V_m = \frac{\pi}{4} \times (0.670^2 - 0.658^2) \times 1.2 = 0.015m^3 \quad (\text{III.30})$$

Ayant le volume du tambour et la masse volumique de l'acier trempé et revenu C40, on peut déterminer la masse du tambour :

$$m_m = 7850 \times 0.015 = 117.75kg$$

➤ **La masse du tambour de renvoi:**

$$\text{On a : } D_{2r} = D_{1r} - 2 \times e_r \quad (\text{III.31})$$

$e_r$ : l'épaisseur du tambour de renvoi qui égale à 0.006m;

$$D_{2r} = 0.500 - 2 \times 0.006 = 0.488m$$

Donc :

$$V_r = \frac{\pi}{4} \times (0.500^2 - 0.488^2) \times 1.2 = 0.011m^3 \quad (\text{III.32})$$

La masse du tambour de renvoi :  $m_r = 7850 \times 0.011 = 86.35kg$

➤ **La masse du tambour de contrainte:**

$$\text{On a : } D_{2c} = D_{1c} - 2 \times e_c \quad (\text{III.33})$$

$e_c$ : l'épaisseur du tambour de contrainte qui est égale à 0.008m;

$$D_{2c} = 0.400 - 2 \times 0.008 = 0.384m$$

Donc:

$$V_c = \frac{\pi}{4} \times (0.400^2 - 0.384^2) \times 1.2 = 0.011m^3 \quad (\text{III.34})$$

La masse du tambour de contrainte est :  $m_c = 7850 \times 0.011 = 86.35kg$

### III.8.3 Diamètre de l'axe du tambour

#### III.8.3.1 Diamètre de l'axe du tambour de commande

Utilisons une boîte d'engrenages motorisée pour assurer l'entraînement du convoyeur en question.

❖ **Caractéristiques du tambour de commande :**

✓  $D = 670$  mm diamètre

✓  $q_T = 180$  daN poids du tambour ;

✓  $n = 76$  t/min ;

✓  $ag = 0,150$  m distance entre les supports et les flasques du tambour

➤ Déterminons la résultante  $C_p$  des tensions et du poids du tambour (pour des raisons de simplicité, on supposera que  $T$  et  $q_T$  sont perpendiculaires entre eux)

$$C_p = \sqrt{(T_1 + T_2)^2 + q_T^2} \quad (\text{III.35})$$

$$C_p = \sqrt{(2034.29 + 1725.88)^2 + 180^2} = 3764.47 \text{ [daN]}$$

➤ **Le moment fléchissant sera:**

$$M_f = \frac{C_p}{2} \times a_g \quad (\text{III.36})$$

$$M_f = \frac{3764.47}{2} \times 0,150 = 282.33 \text{ ; [daN.m]}$$

➤ **Le moment de torsion sera :**

$$M_t = \frac{p}{n} \times 954,9 = \frac{22}{110} \times 954,9 = 190.98 \text{ [daN.m]} \quad (\text{III.37})$$

➤ **le moment fléchissant idéal :**

$$M_{if} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \times M_t^2} \quad (\text{III.38})$$

$$= \sqrt{282.33^2 + 0,75 \times 190.98^2} = 327.2 \text{ [daN.m]}$$

On en déduit la valeur du module de résistance  $W$  étant donné  $\sigma_{amm}=5.8 \text{ [daN.mm}^2\text{]}$  pour de l'acier trempé et revenu C40

$$W = \frac{M_{if} \times 1000}{\sigma_{amm}} = \frac{327.2 \times 1000}{5.8} = 56413.79 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (\text{III.39})$$

D'où on peut déduire le diamètre de l'axe du tambour:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W \times 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{56413.79 \times 32}{3.14}} = 83.15 \text{ ; mm} \quad (\text{III.40})$$

A partir des résultats de ces calculs, on peut choisir le diamètre de l'axe, en fonction des roulements et des supports ordinaires, en prenant la dimension immédiatement supérieure à celle obtenue par calcul. Le diamètre de l'axe dans les moyeux et/ou à l'intérieur du tambour (normalement le diamètre de l'axe brut) est déduit avec les formules au paragraphe "limites de flèche et rotation" et dans le cas le diamètre de l'axe brut résultera être  $d_c = 83.15 \text{ mm}$ .

### III.8.3.2 Diamètre de l'axe du tambour de renvoi

❖ Caractéristiques du tambour n'assurant pas l'entraînement :

- ✓  $D = 500 \text{ mm}$  diamètre
- ✓  $q_R = 170 \text{ daN}$  poids du tambour
- ✓  $a_g = 0,180 \text{ m}$  distance entre le support et le flasque du tambour

$$C_{pr} = \sqrt{(2T_3)^2 + q_R^2} \quad (\text{III.41})$$

$$= \sqrt{2 \times (1764.47)^2 + 170^2} = 2501.12 \text{ [daN]}$$

- **Le moment fléchissant sera:**

$$M_f = \frac{C_{pr}}{2} \times a_g = \frac{2501.12}{2} \times 0.180 = 225.10 \text{ [daN.m]} \quad (\text{III.42})$$

- **le moment fléchissant idéal:**

$$M_{if} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \times M_t^2} = \sqrt{225.10^2 + 0,75 \times 190.98^2} = 279.32 \text{ daN.m}$$

On en déduit la valeur du module de résistance  $W$  étant donné  $\sigma_{amm} = 5.8$  daN/mm<sup>2</sup> pour de l'acier trempé et revenu C40 [18]

$$W = \frac{M_{if} \times 1000}{\sigma_{amm}} = \frac{279.32 \times 1000}{5.8} = 48158.62 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (\text{III.43})$$

D'où on peut déduire le diamètre de l'axe du tambour:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W \times 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{48158.62 \times 32}{3.14}} = 78.87 \text{ mm} \quad (\text{III.44})$$

Dans ce cas également, à partir du résultat des calculs, on peut choisir le diamètre d'axe immédiatement supérieure à celui obtenu par calcul, mais qui normalise les roulements et les supports.

Le diamètre de l'axe dans les moyeux et/ou à l'intérieur du tambour (normalement le diamètre de l'axe brut) est déduit avec les formules au paragraphe "limites de flèche et rotation" dans le cas le diamètre de l'axe brut résultera être  $d_f = 78.87$  mm.

### III.8.4 Calcul des efforts de traction

- **Efforts de traction du brin inférieur :**

Les efforts de traction du brin inférieur du convoyeur sont donnés comme suit :

- Pour la partie inclinée du convoyeur :

$$f_{1-2} = l_1 \cdot q_b \cdot (c_2 \cdot w \cdot \cos\beta + \sin\beta) - c_2 \cdot l_1 \cdot q_{ru} \times w \quad (\text{III.45})$$

Où :

$l_1$  : Longueur de la bande ;  $l_1 = 620$  m

$q_b$  : Masse métrique de la bande ;  $q_b = 17,6$  Kg/m

$c_2$  : Coefficient qui tient compte des résistances locales (points de chargement, tambour de contrainte ; dispositif de nettoyage) ;  $c_2 = 1,15$ .

$\beta$  : Angle d'inclinaison de convoyeur ;  $\beta = 6,29^\circ$ .

$q_{ru}$  : Masse métrique des rouleaux inférieurs ;  $q_{ru} = 7,33$  Kg/m

$w$  : Coefficient de résistance au roulement (pour les convoyeurs couverte ;  $w = 0,02$ )

D'où :

$$f_{1-2} = 620 \times 17,6 \times (1,15 \times 0,02 \times \cos(6,29) + \sin(6,29)) + 1,15 \times 620 \times 7,33 \times 0,02$$

$$f_{1-2} = 1549.51 \text{ daN}$$

➤ **Effort de traction du brin supérieur**

Les efforts de traction du brin supérieur du convoyeur sont donnés comme suit :

$$f_{3-4} = l_1 \cdot (q_{ch} + q_b) \cdot (c_2 \cdot w \cdot \cos\beta - \sin\beta) + c_2 \cdot l_1 \cdot q_{ro} \cdot w \quad (\text{III.45})$$

$$f_{3-4} = 620 \times (222,22 + 17,6) \times (1,15 \times 0,02 \times \cos(6,29) - \sin(6,29)) + 1,15 \times 620 \times 30 \times 0,02$$

$$f_{3-4} = -12463.37 \text{ daN}$$

▪ **Calcul de l'effort de traction de la tête motrice**

L'effort de traction de la tête motrice est calculé par :

$$F_0 = f_{1-2} + f_{3-4} \quad (\text{III.46})$$

$$F_0 = 1531,01 - 12463.37$$

$$F_0 = -10932.36 \text{ daN.}$$

▪ **Calcul de la tension moindre**

La tension minimale sur la bande est donnée selon :

$$F_{\text{moin}} = (300 \div 400) \cdot B ; \text{ daN} \quad (\text{III.47})$$

B : largeur de la bande ; B = 1 m

D'où :  $F_{\text{moin}} = 350 \text{ daN.}$

▪ **Calcul de l'effort d'adhérence**

L'effort d'adhérence d'une tête motrice à moteur unique est donné par la condition suivante :

$$F_{\text{ad}} = \frac{|f_0| \cdot K_r}{e^{f\alpha - 1}} ; \text{ daN} \quad (\text{III.48})$$

$F_0$  : Force de traction de la tête ;  $F_0 = -10932.36 \text{ daN}$

$K_r$  : Coefficient de réserve ( $K_r = 1,3 \div 1,4$ ) ; on prend  $K_r = 1,35$

$\alpha$  : Angle d'enroulement ;  $\alpha = 220^\circ = 3,83 \text{ rad.}$

f : coefficient d'adhérence de la bande avec le tambour moteur ; f = 0,35

e : base des algorithmes naturels ;

Donc :

$$F_{\text{ad}} = \frac{10932.36 \times 1,35}{3,82 - 1} = 5233.57 \text{ daN}$$

### III.8.4.1 Calcul de la puissance

La puissance fournie par le moteur est donnée par la formule suivante :

$$N = \frac{f_0 \cdot v_{nom} \cdot K_{rg}}{100 \cdot \eta} ; \text{KW} \quad (\text{III.49})$$

$F_0$  : Effort de traction de la tête motrice ;  $F_0 = - 10932.36 \text{ daN}$ .

$v_{nom}$  : vitesse nominale de la bande ;  $v_{nom} = 1,25 \text{ m/s}$ .

$K_{rg}$  : Coefficient de régime; a un seul tambour moteur  $K_{rg} = 1$ .

$\eta$  : Rendement de commande ( $\eta = 0,87 \div 0,92$ ) ; on prend  $\eta = 0,9$ .

D'où : la puissance fournie par le moteur sera :

$$N = \frac{10932.36 \times 1,25 \times 1}{100 \times 0,90} \quad N = 151.83 \text{ KW}$$

### III.9 Calcul de la résistance de la bande

La résistance à la rupture de la bande doit être vérifiée par la charge limite, selon la condition donnée par la formule suivante :

$$n = \frac{f_{rup}}{f_{max}} \geq [n] \quad (\text{III.50})$$

$f_{rup}$  : Charge de rupture de la bande ; daN

$$f_{rup} = 100 \cdot B \cdot i \cdot \sigma_r ; \text{daN} \quad (\text{III.51})$$

$i$  : nombre de plis de la bande ;  $i = 5$

$\sigma_r$  : Résistance de rupture d'un pli;

$$\sigma_r = 670 \text{ daN/cm}$$

$$f_{rup} = 100 \times 1 \times 5 \times 670 = 335000 \text{ daN}$$

$f_{max}$  : Tension maximale de la bande ;

$$f_{max} = f_{moin} + f_{3-4} = 350 + 12463.37 = 12813,37 \text{ daN} \quad (\text{III.52})$$

$[n]$  : Norme de facteur de sécurité.

- pour la bande a tissu :  $[n] = 8 \div 12$ .

Donc la résistance de la bande à la rupture est :

$$n = \frac{355000}{12813.37} = 26.14 \geq [n]$$

On constate que la résistance à la rupture de la bande est égale à la valeur de la norme du facteur de sécurité des bandes à tissu.

Alors la condition de la résistance à la bande est vérifiée.

### **III.10 Caractéristiques du moteur existant**

Le moteur existant est un moteur électrique du type ASEA qui a les caractéristiques suivantes:

- Type du moteur : MAM 355 S-4.
- Tension nominale: 230/400v-50Hz.
- Vitesse de rotation nominale:  $N=1470$  tr/min
- Puissance nominale :  $P_n = 160$  kW.
- Facteur de puissance  $\cos(\phi)=0.88$ .
- Rendement: 0,96

### **III.11 Conclusion**

Après vérification et étude du convoyeur, les résultats obtenus lors du calcul attestent bien que le choix du convoyeur à bande pour le tronçon et la charge pour lesquels il a été destiné est rationnel et il est approprié pour assurer le transport de toute la productivité postière en fer.



**CHAPITRE IV :**

**LES MOTEURS À**

**RELUCTANCE VARIABLE**

**MRV**

## IV.1 Introduction

Les MRV ont longtemps été utilisés exclusivement comme moteurs pas à pas, d'une part grâce à leur précision de positionnement et d'une autre part, à cause de l'absence de systèmes de commutations fiables et rapides. Dans les années 60-70, le développement des composants électroniques a permis d'élargir le domaine d'utilisation des MRV, en leur permettant d'atteindre des performances jusque-là inconcevables. Dès lors, les MRV ont constitué une classe de machines à part entière.

L'effet de la réluctance variable est présent dans presque tous les moteurs électriques ayant un entrefer denté. Dans les moteurs conventionnels (courant continu, synchrone et asynchrone), ce phénomène est considéré comme indésirable, car il engendre des couples parasites pouvant affecter leur fonctionnement général. En revanche, pour la machine à réluctance variable, il représente le principe fondamental de fonctionnement.

Dans ce chapitre, nous allons présenter une synthèse sur les connaissances et les principes élémentaires du moteur à réluctance variable.

## IV.2 Classification des MRV

Dans la communauté des électromécaniciens, il a été convenu de classer les machines électriques selon le type d'énergie électrique (continu ou alternative). Mais cela n'empêche pas que certaines classifications prennent en considération la géométrie et le type de mouvement (linéaire, rotatif ou combiné)...etc. En menant notre recherche bibliographique, nous avons constaté que les MRV ne se plient pas à une classification évidente. En effet, pour la même géométrie, ils peuvent fonctionner avec de l'énergie continue comme le MRV pure à double saillance, ou avec de l'énergie alternative comme le MRV synchrone, Vernier, hybride, ...etc.

Certains auteurs [22] ont tenté de lui trouver sa place dans « l'arbre généalogique » des machines électriques. Dépourvu de collecteur, le MRV se place du côté des machines à courant alternatif comme le montre la figure IV.1.

## IV.3 Topologies des MRV tournantes

Les MRV peuvent être à mouvement rotatif ou linéaire, mais dans notre cas nous allons nous intéresser aux machines tournantes. Il existe plusieurs configurations géométriques pour les MRV rotatifs, les plus usuelles sont celles qui considèrent le

nombre de pôles statoriques plus élevé que le nombre de pôles rotoriques (cela n'empêche pas que dans certains cas le rotor contient plus de dent que le stator).

Le choix du nombre des dents et des phases doit se faire par rapport à l'application envisagée et aux performances souhaitées. Les critères qui peuvent influencer le choix pour une topologie particulière incluent, entre autres [22]:

- La valeur du couple et sa forme en régime transitoire et en régime permanent ;
- Le type d'alimentation et le circuit de commande utilisé ;
- Les chemins de flux magnétique et les pertes fer produites.

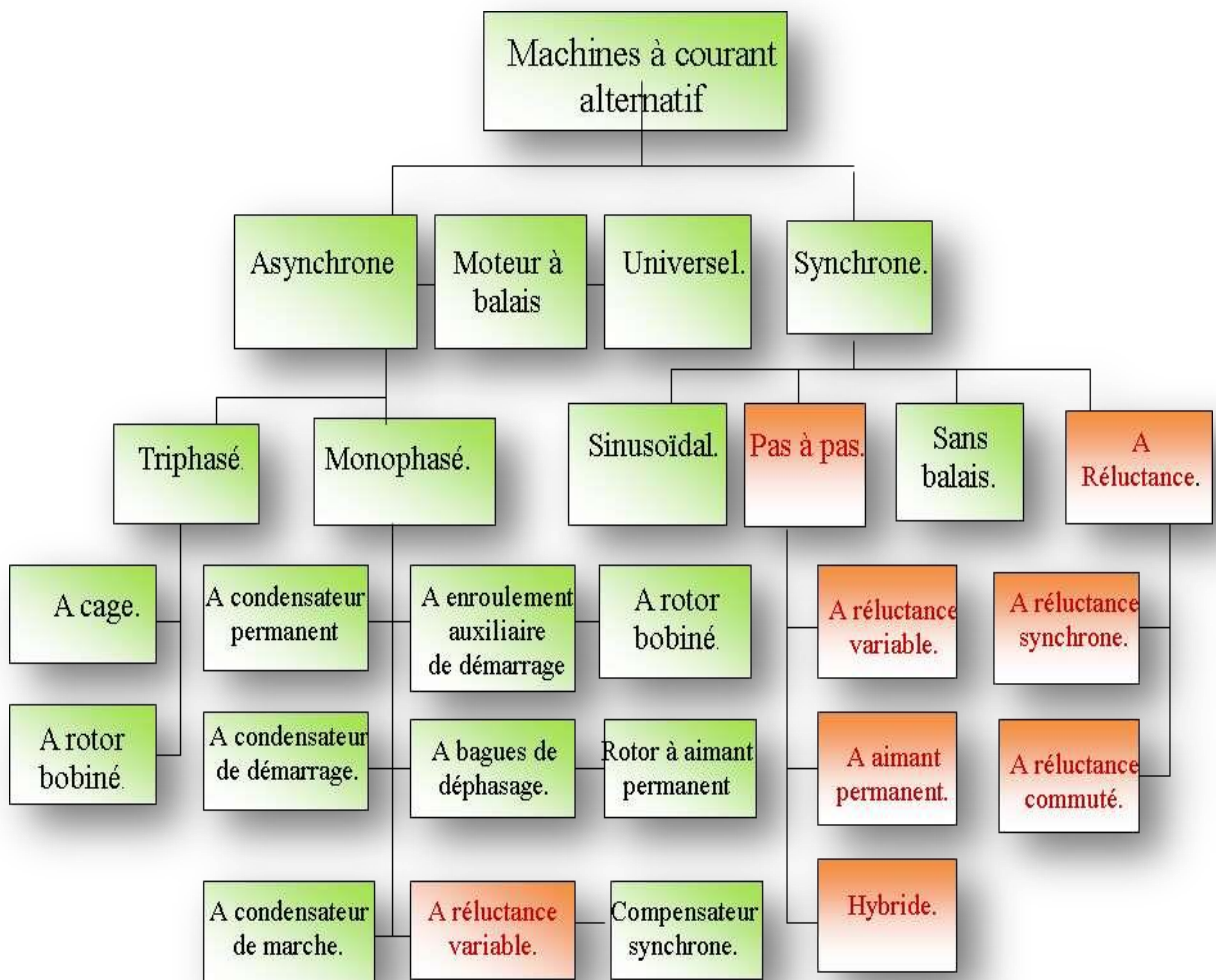


Figure IV.1 : «Arbre généalogique » des MRV. [22]

Les principales configurations géométriques des MRV rotatifs sont comme suit :

### IV.3.1 Les MRV purs

Les MRV dits "purs" ont une structure saillante au rotor et au stator, avec un stator "actif" où sont situés les bobinages et un rotor "passif" (sans bobinage ni

aimants). Alimentés avec une tension ou un courant de forme rectangulaire (alimentation en créneaux), ils induisent des couples à caractère pulsé considéré comme inconvenient.

On peut citer divers types de structures de MRV pures [24] :

- Structures à double denture à grosses dents à 2 dents par phase (figure IV.2) ;
- Structures à double denture à grosses dents à plus de 2 dents par phase.
- Structures à pôles statoriques dentés (« petites dents ») où un bobinage excite plusieurs dents à la fois : on parle de « bobinage global ».



**Figure IV.2** : MRV pur à grosses dents.[24]

### IV.3.2 Les MRV à effet Vernier

Les MRV à effet Vernier ont des structures identiques aux MRV pures sauf qu'ils possèdent des enroulements repartis et sont alimentés en courant alternatif sinusoïdal et non en créneaux. Il existe des machines dites «Vernier à grand nombre de dents », qui possèdent deux armatures saillantes (figure IV.3); sur chaque armature, les dents sont identiques et équi-reparties mais les nombres de dents statoriques et rotoriques sont légèrement différents (similaire à celui d'une machine synchrone à rotor lisse), ce qui permet d'obtenir une préséance sinusoïdale.

Il y a aussi les machines dites « Vernier à grosses dents » dans lesquelles chaque pôle statorique constitue lui-même la dent. Les nombres de pôles sont alors relativement faibles et les performances couple-vitesse sont comparables à celles des machines asynchrone et synchrone à aimants avec des fréquences d'alimentation voisines. [25]

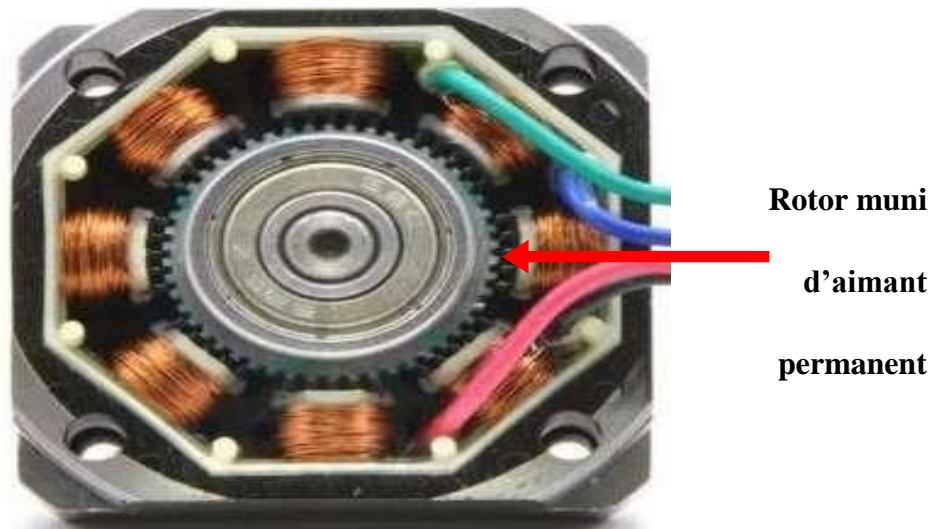
### IV.3.3 Les MRV hybrides

Les MRV hybrides ont parfois la même structure que les deux types précédents, mais en plus ils sont dotés d'aimants permanents afin d'améliorer leurs performances



**Figure IV.3 :** MRV à effet Vernier à stator externe et interne. [25]

L'adjonction d'aimants dans les structures à double saillance permet de compenser un entrefer trop élevé. Deux machines à aimants à double saillance dérivées des MRVDS: l'une met en œuvre des aimants placés au rotor (figure IV.4) [26], la machine se rapprochant des machines synchrones à aimants enterrés (Interior Permanent Magnet); la seconde conserve le rotor passif de la MRV pure et utilise des aimants placés au stator: [27] on obtient alors une machine à double saillance et à aimants permanents statoriques (DSPMM) dite « MRV polarisée ».

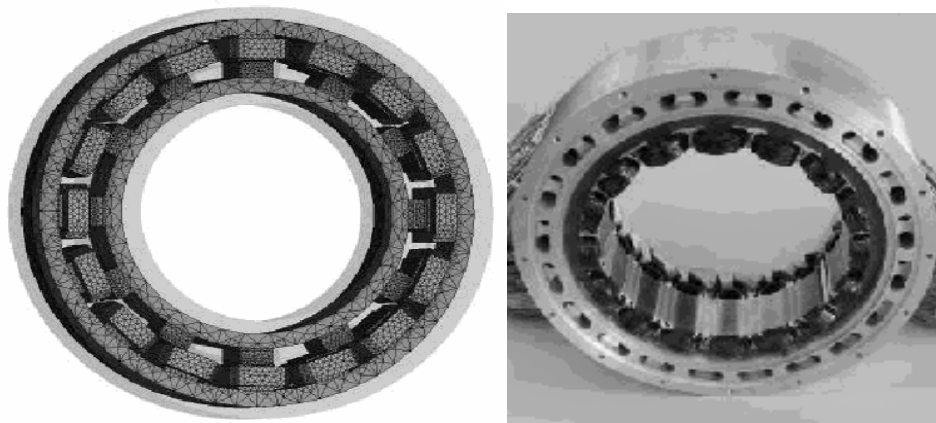


**Figure IV.4:** MRV hybride. [26]

#### IV.4 La géométrie du MRV 16/12 étudié

Dans cette mémoire, notre choix a été porté sur un MRV à 16 dents statoriques et 12 dents rotoriques, vu la simplicité de sa géométrie et de son alimentation. Le MRV 16/12 que nous allons étudier fait partie des MRV purs à deux dents par phase; l'entrefer présente une géométrie plus ou moins dentée de part et d'autre. Comme toute machine tournante, il comporte plusieurs parties : [31]

- Le stator qui est constitué de tôles magnétiques empilées et ayant seize (16) pôles autour desquels sont disposés des enroulements concentriques. Les enroulements de deux pôles diamétralement opposés sont reliés en série et forment une phase.
- Le rotor quant à lui, ne comporte aucun élément actif (bobinage ou aimant permanent), et il est constitué lui aussi de tôles magnétiques empilées ayant douze (12) pôles saillants (Figure IV.5).
- L'entrefer possède une géométrie dentée due aux pôles saillants du stator et du rotor. Cette géométrie varie durant le mouvement.
- Des bobinages concentriques simples.
- L'arbre sur lequel tourne le rotor.
- Un convertisseur électronique qui assure l'alimentation des phases et la commutation.



**Figure IV.5 :** Structure du MRV 16/12 étudié.[31]

## IV.5 Paramètres caractéristiques du MRV

Le MRV est caractérisé par plusieurs paramètres qui déterminent la durée de commutation et le sens de rotation.

### IV.5.1 Le pas incrémental

Le pas incrémental du MRV est l'angle entre la position de conjonction et celle d'opposition. C'est une grandeur très importante pour déterminer les durées d'alimentations des bobines et les périodes de commutation des composants du circuit d'alimentation.

On désigne le pas polaire statorique  $\alpha_s$  tel que :

$$\alpha_s = \frac{2\pi}{N_s} \quad (\text{IV.1})$$

Le pas polaire rotorique  $\alpha_r$  par :

$$\alpha_r = \frac{2\pi}{N_r} \quad (\text{IV.2})$$

Pour une machine symétrique, l'espacement des pôles statorique et rotorique est régulier. Entre deux commutations, le déplacement angulaire sera égal à la différence entre  $\alpha_s$  et  $\alpha_r$ . Le pas incrémental  $\alpha_p$  sera donc égal à :

$$\alpha_p = |\alpha_r - \alpha_s| \quad (\text{IV.3})$$

Dans le cas d'une MRV 16/12 nous aurons  $\alpha_s=22^\circ30'$ ,  $\alpha_r=30^\circ$  et le pas polaire  $\alpha_p=7^\circ30'$ . Chaque bobine sera donc excitée pendant une période de.

### IV.5.2 Le sens de rotation

Le sens de rotation du rotor du MRV dépend lui aussi du nombre de pôles statoriques  $N_s$  et rotoriques  $N_r$

Si  $N_s < N_r$  ou  $\alpha_s > \alpha_r$  alors :

$$\alpha_p = \alpha_s - \alpha_r \quad (\text{IV.4})$$

Le sens de rotation du rotor est identique au sens de l'alimentation des bobines statorique.

Si au contraire  $N_s > N_r$  ou  $\alpha_s < \alpha_r$  alors :

$$\alpha_p = \alpha_r - \alpha_s \quad (\text{IV.5})$$

Le sens de rotation du rotor est alors opposé à celui de l'alimentation des bobines statorique avec.  $\alpha_r = q \cdot \alpha_p$

Pour un MRV 16/12 le sens de rotation est donc contraire au sens d'alimentation des phases. Le nombre de pas par tour est donné par :

$$N_p = \frac{2\pi}{\alpha_p} \quad (\text{IV.6})$$

Pour notre MRV nous obtiendrons  $N_p = 24$ , cela revient à dire que : pour que le rotor fasse un tour complet, il faut alimenter les 8 phases 24 fois ; c'est un MRV 16/12 à 8 phases et 24 pas.

#### IV.6 Principe de fonctionnement du MRV

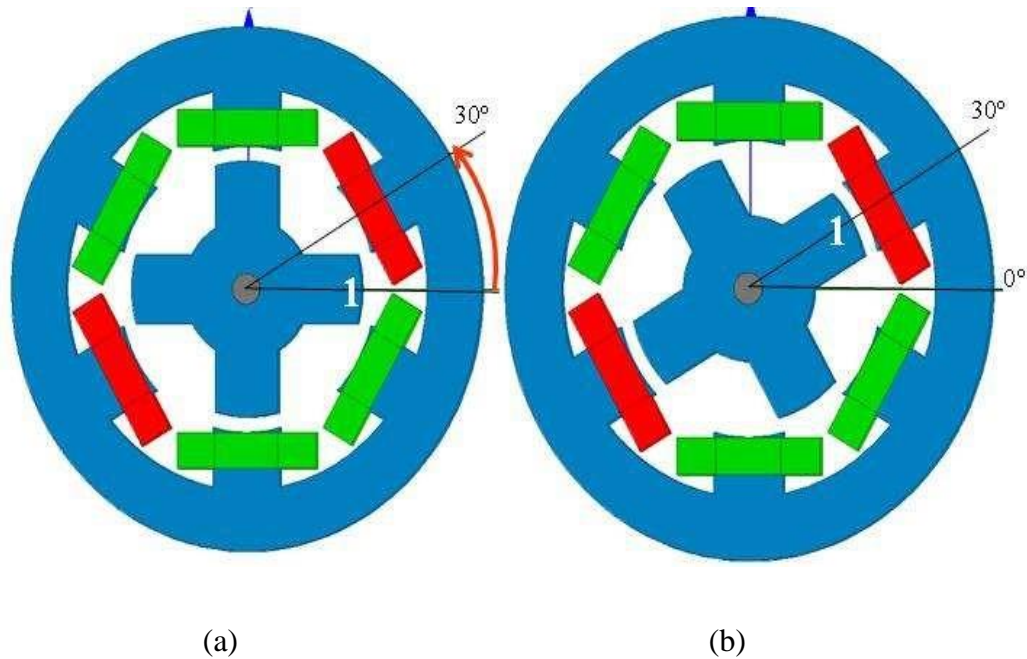
Le fonctionnement des MRV repose sur le principe très simple de l'attraction entre un électro-aimant et une structure ferromagnétique. L'électro-aimant est représenté par les pôles du stator et la structure en fer par les dents du rotor. Pratiquement cette attraction entraîne une variation de la réluctance du circuit magnétique de la machine. Ce circuit magnétique est constitué des culasses et des dents statorique et rotoriques ainsi que de l'entrefer. Le mouvement du rotor a pour effet la variation de la configuration de l'entrefer, et par conséquence sa perméance (d'où le nom moteur à reluctance variable). [28][29]

Pour bien illustrer le fonctionnement du MRV, deux positions de référence sont déterminées pour chaque phase :

- La position d'opposition qui est la position de désalignement de l'axe de la dent rotoriques (la dent N°1 dans la figure IV.6- (a)) par rapport à l'axe de la dent statorique active; c'est à partir de cette position que la phase est généralement excitée. C'est la position de référence 0°.
- La position de conjonction qui est la position d'alignement de la dent rotorique N°1 (figure IV.6-(b)) avec la dent statorique active. Et c'est à cette position qu'aura lieu l'extinction de la tension.

Ceci dit, ces angles de commutations peuvent être plus ou moins décalés selon l'application comme il sera détaillé plus tard.





**Figure IV.6 :** Positions de référence de la dent rotorique.

(a) Position d'opposition (b) position de conjonction.

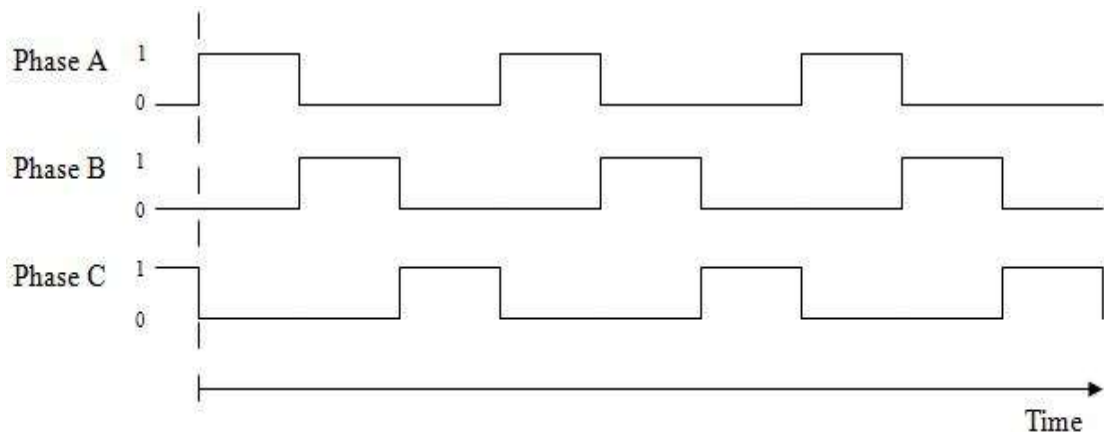
Lorsqu'une phase du stator est alimentée, un courant électrique circule dans le bobinage et crée un flux magnétique qui se repartit dans toutes les parties magnétiques du moteur. Les lignes de flux qui traversent l'entrefer denté et qui sont de nature raides se trouvent par endroits brisés ; c'est cette nature même qui génère un couple « réluctant » qui tente de redresser ces lignes de flux et minimiser le chemin qu'elles traversent (et par conséquent, la reluctance). La dent rotorique N°1 la plus proche (figure IV.6) se trouve alors attirée vers le pôle excité. C'est le principe du flux maximal. L'alimentation successive des phases statoriques entraîne un mouvement continu du rotor.

#### IV.7 Alimentation du MRV

Le moteur fonctionne grâce à un convertisseur électronique qui va permettre d'alimenter les phases, de faire varier les instants de commutations et de changer le sens de rotation ainsi que la vitesse.

### IV.7.1 Condition d'alimentation d'une bobine

Pour un système réluctant, il est clair que plus la pièce mobile est éloignée plus la force d'attraction est importante, la force d'attraction étant proportionnelle à la distance. Afin d'exploiter au mieux ce phénomène il serait judicieux d'alimenter les bobines statoriques au moment où la dent rotorique est la plus éloignée, ainsi la position d'opposition est la plus adaptée pour l'alimentation. Pour une commutation dite simple, les séquences d'alimentation sont montrées sur la figure (IV.7).



**Figure IV.7 :** Commutation simple des phases.

Nous pouvons aller au-delà de cette position de quelques degrés, mais il faut faire attention à ne pas attirer le rotor dans le sens inverse. Pour éviter ce problème, nous adopterons la position d'opposition comme la position  $0^\circ$ .

De la même manière, pour une commutation améliorée, les séquences d'alimentation des phases sont représentées sur la figure (IV.8).

Pour ce cas l'effet de la mutuelle entre deux phases est présent. Le couple total délivré ne s'annule pas puisque chaque bobine est alimentée avant l'extinction de la bobine qui la précède (figure IV.8). Ceci réduit considérablement les inconvénients liés à l'ondulation du couple.

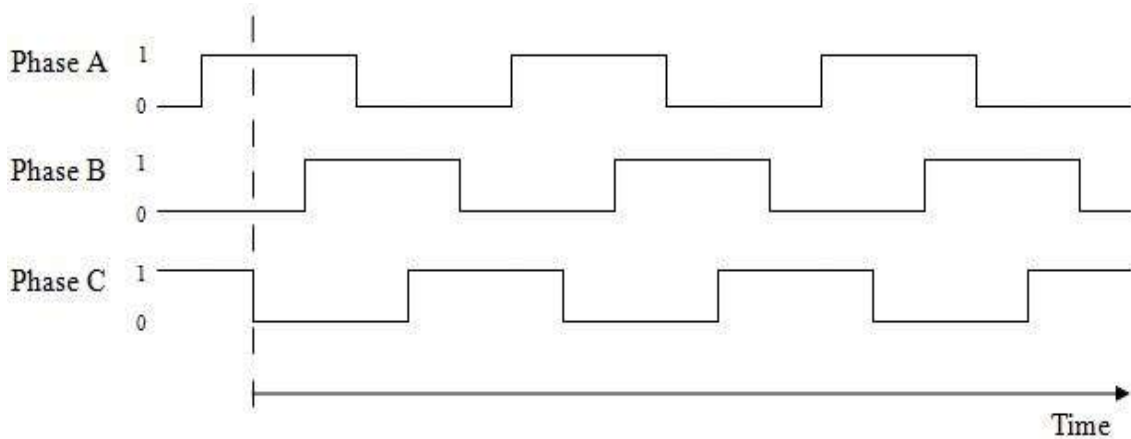


Figure IV.8 : Commutation améliorée des phases.

**IV.7.2 Le convertisseur électronique**

Le choix du type de convertisseur dépend de la géométrie du moteur, du nombre de phases et des spécifications de l'application. Les MRV sont également dotés de capteurs de position permettant de détecter la position du rotor pour synchroniser les séquences d'alimentations des phases. Le signe du couple produit par un MRV étant indépendant de la polarité du courant dans les enroulements, des convertisseurs unipolaires peuvent être utilisés pour alimenter les phases. Ces convertisseurs comprennent en général moins d'interrupteurs que ceux utilisés pour alimenter les machines à courant alternatif classiques. De plus chaque phase peut être alimentée indépendamment, ce qui donne une fiabilité de fonctionnement plus élevée que dans les machines à commutation électronique traditionnelles.

La figure IV.9 montre la configuration du convertisseur que l'alimentation d'une seule phase.

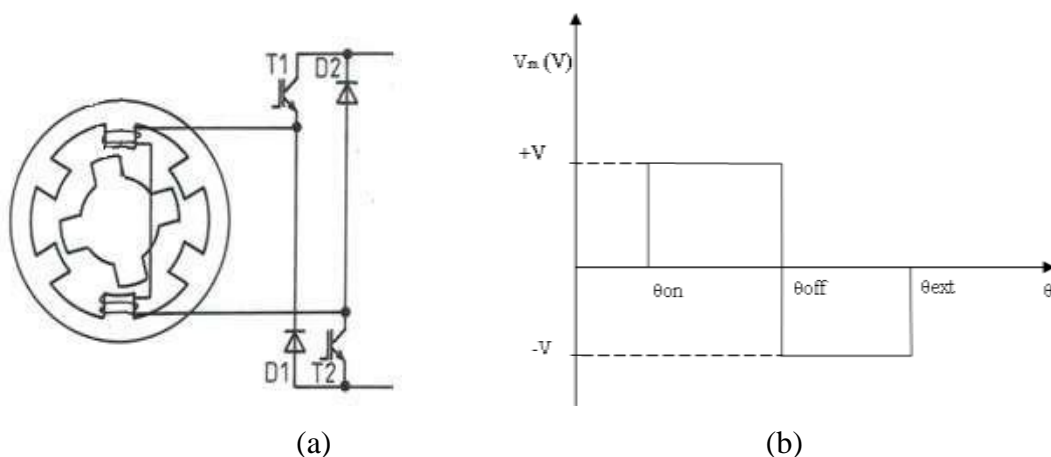


Figure IV.9 : Convertisseur d'une phase(a) et fonction de la tension(b).

Les transistors sont amorcés par les signaux provenant des capteurs de position placée sur le stator pour détecter la position du rotor pour laquelle l'alimentation a lieu. Quand les transistors conduisent (figure IV.9 -a), le courant passe par  $T_1$  et  $T_2$  et par l'enroulement de la phase excitée. Quand le courant atteint la limite supérieure,  $T_1$  est bloqué, le courant des enroulements passe par  $T_2$  et  $D_1$ , et la tension aux bornes des enroulements est proche de zéro. Au point de commutation, les deux transistors changent d'état, le courant est transféré aux diodes, et la polarité de la tension aux bornes des enroulements est inversée.

Le convertisseur délivre une tension aux bornes de chaque phase ayant la forme suivante en fonction de la position du rotor (équation (IV.7)).

$$V_m = \begin{cases} +V & \text{si } \theta_{on} \leq \theta \leq \theta_{off} \\ -V & \text{si } \theta_{off} \leq \theta \leq \theta_{ext} \end{cases} \quad (\text{IV.7})$$

L'inversion de la tension est nécessaire afin de réduire, voire annuler les couples de freinage lors de l'attraction du rotor par la bobine suivante (figure IV.9-b).

#### IV.8 Equations électromagnétique du MRV

Le moteur comporte six bobines dont les noyaux sont les pôles statoriques. Comme déjà cité plus haut, chaque paire de bobines diamétralement opposées et reliées en série, forme une phase ; on aura donc trois phases pour notre moteur et son comportement électromagnétique sera régi par le système d'équations (IV.8) suivant [30]:

$$\begin{cases} v_1(t) = r \cdot i_1(\theta) + \omega \cdot \frac{d.f_1(i_1, \theta)}{d\theta} \\ v_2(t) = r \cdot i_2(\theta) + \omega \cdot \frac{d.f_2(i_2, \theta)}{d\theta} \\ v_3(t) = r \cdot i_3(\theta) + \omega \cdot \frac{d.f_3(i_3, \theta)}{d\theta} \end{cases} \quad (\text{IV.8})$$

Le système d'équations (IV.8) comporte des éléments fortement non linéaires et interdépendants. La résolution d'un tel système requiert une méthode élaborée qui permettra non seulement de déterminer le courant électrique, mais aussi le flux magnétique et la position.

### IV.9 Equation mécanique du MRV

Afin d'étudier le comportement dynamique du MRV, le système d'équations (IV.8) sera couplé à l'équation mécanique (IV.9) suivante [31] :

$$M \cdot \frac{d\omega}{dt} = T_e - T_r - f \cdot \omega \quad (\text{IV.9})$$

$T_e$  est le couple électromagnétique délivré par la machine,  $T_r$  les couple résistant,  $f$  le coefficient de frottements mécaniques,  $\omega$  la vitesse angulaire et  $M$  le moment d'inertie de la masse du rotor.

La résolution de l'équation (IV.9) nécessite le calcul du couple électromagnétique  $T_e$ .

Les deux méthodes généralement utilisées pour le calcul du couple électromagnétique sont la variation d'énergie et le Tenseur de Maxwell.

Dans le cas des Réseaux de réluctances, la méthode de variation d'énergie est appliquée aux niveaux des perméance d'entrefer.

Le Tenseur de Maxwell présente une autre approche utilisée dans le calcul du couple dans les machines électriques. Cette méthode ne peut être appliquée dans le cas d'un réseau de perméance avec des réluctances unidirectionnelles, où on ne peut accéder qu'à une des composantes de l'induction [32].

Pour ce qui est de la première méthode, le calcul du couple pourra se faire en utilisant l'énergie ou la coénergie. Etant donné que le courant est plus accessible que le flux, nous adopterons alors la coénergie comme grandeur de calcul.

### IV.10 Notion de co-énergie

La co-énergie (figure IV.10) n'a pas de sens physique proprement dit, elle représente le complément géométrique de l'aire de l'énergie magnétique par rapport à la surface du rectangle représentant le produit  $(Ni \cdot \varphi)$ . [33][34]

Prenons l'équation électrique d'une seule bobine du MRV :

$$v_1(t) = r \cdot i_1(t) + \omega \cdot \frac{d.f_1(t)}{d\theta} \quad (\text{IV.10})$$

Notons ici que pour simplifier le problème, le flux de couplage dû aux courants des autres bobines est négligeable.

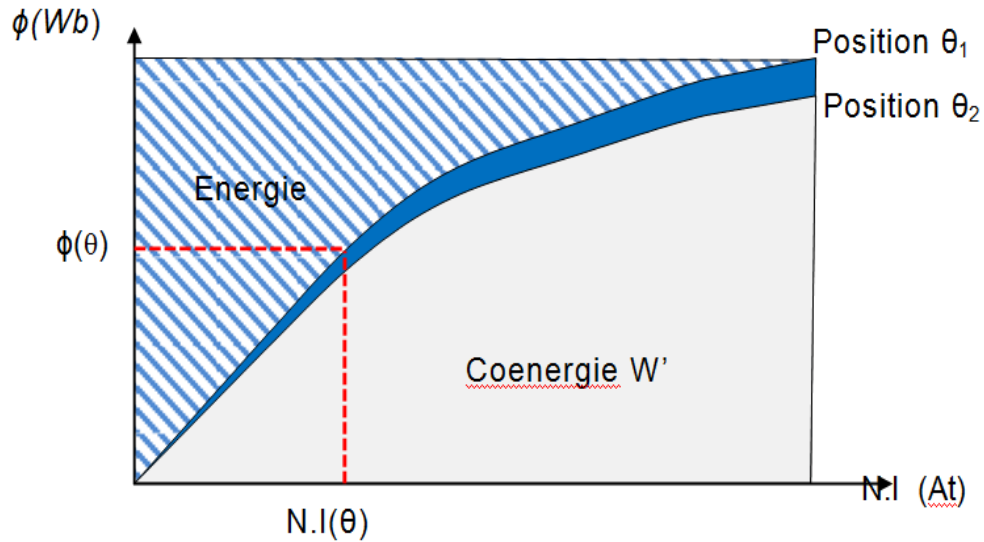


Figure IV.10 : Énergie et co-énergie magnétique.[34]

En multipliant la tension de l'équation (IV.10) par le courant de bobine, nous obtiendrons la puissance instantanée fournie à la machine, donnée par :

$$p(t) = r \cdot i_1^2(t) + i(t) \cdot \frac{df_1(t)}{dt} \quad (IV.11)$$

La puissance de l'équation (IV.11) contient les pertes Joule et un deuxième membre incluant la puissance mécanique et la puissance magnétique emmagasinée (principe de conservation de l'énergie).

$$i(t) \cdot \frac{df_1(t)}{dt} = T_e \frac{d\theta}{dt} + \frac{dW_{magn}}{dt} \quad (IV.12)$$

D'où :

$$T_e \frac{d\theta}{dt} = i(t) \cdot \frac{df_1(t)}{dt} - \frac{dW_{magn}}{dt} \quad (IV.13)$$

En simplifiant l'équation (IV.13):

$$T_e d\theta = i(t) \cdot df_1(t) - dW_{magn} \quad (IV.14)$$

En écrivant l'équation (IV.14) sous sa forme variation elle, nous aurons:

$$T_e \delta\theta = i(t) \cdot \delta f_1(t) - \delta W_{magn} \quad (IV.15)$$

Le flux étant constant le terme  $i(t) \cdot \delta f_1(t)$  de l'équation s'annule. En appliquant le théorème des travaux virtuels, nous déduisons l'expression du couple électromagnétique lors d'un déplacement infinitésimal  $\partial\theta$  et à flux constant [35].

$$T_e = - \frac{\partial W_{magn}}{\partial \theta} \quad (IV.16)$$

Dans le cas d'un déplacement à courant constant nous pouvons écrire :

$$i(t) \cdot \partial f_1(t) = \partial [i(t) \cdot f_1(t)] \quad (\text{IV.17})$$

Le couple électromagnétique s'écrira alors :

$$T_e = \frac{\partial [i(t) \cdot f_1(t)] - W_{\text{magn}}}{\partial \theta} = \frac{\partial W'_{\text{magn}}}{\partial \theta}, \langle i = \text{const} \rangle \quad (\text{IV.18})$$

Le terme  $W'_{\text{magn}}$  représente une grandeur appelée « la co-énergie magnétique ».

### IV.11 Calcul du couple en utilisant la co-énergie

D'après l'équation (IV.18), et pour un courant constant, l'accroissement de l'énergie est :

$$W'_{\text{magn}} = \int \Phi d(Ni) \quad (\text{IV.19})$$

$$W'_{\text{magn}} = \int N \Phi di \quad (\text{IV.20})$$

$$W'_{\text{magn}} = L(\theta, i) \cdot i \cdot di \quad (\text{IV.21})$$

En remplaçant l'équation (IV.21) dans (IV.18) et après développement nous obtenons l'équation du couple suivante :

$$T_e = \frac{dL(\theta, i)}{d\theta} \cdot \frac{i^2}{2} \quad (\text{IV.22})$$

Où :

$$\frac{dL(\theta, i)}{d\theta} = \frac{L(\theta_2, i) - L(\theta_1, i)}{\theta_2 - \theta_1}, \langle i = \text{const} \rangle \quad (\text{IV.23})$$

L'équation (IV.22) montre que le couple est proportionnel au carré du courant ce qui veut dire qu'il est indépendant de la polarité du courant. Notons que cela facilitera le choix des composants du convertisseur.

### IV.12 Les avantages et les inconvénients du MRV

A partir des caractéristiques et des équations du MRV cités plus haut, ce moteur ressent des avantages et des inconvénients que nous allons détailler ci-dessous.

#### IV.12.1 Les avantages du MRV

Le MRV ne possède ni balai, ni collecteur, ni aimants permanents, ni bobinage au rotor et les enroulements statoriques sont concentriques, ce qui réduit le coût de fabrication, des matériaux et de maintenance.

Le couple du moteur étant indépendant de la polarité du courant de phase, le convertisseur requiert seulement un interrupteur par phase.

Pour ce qui est de la performance, le MRV est avantageux par son rapport couple/volume et son rapport couple/inertie élevés. A titre d'exemple, le MRV présente un couple beaucoup plus grand et avec le même rendement que celui d'un moteur à induction de même volume.

Son rendement est constant et maintenu sur une très large plage de vitesse. Selon la topologie, il présente une grande performance en vitesse et en accélération, une faible inertie due à la légèreté du rotor, il peut supporter des températures élevées par rapport à d'autres moteurs de même puissance.

Il convient parfaitement pour une utilisation en environnement hostile, comme en haute température ou dans un milieu de fortes vibrations, et sa simplicité de construction fait sa robustesse.

Il peut être allongé, rétréci, et peut être conçu pour s'adapter à l'espace disponible ce qui le rend peu encombrant. Sa configuration se prête à un emploi en tant que moteur, comme en tant que générateur.

De plus, une grande partie de la chaleur est générée au niveau du stator, ce qui rend facile son refroidissement.

En général, les MRV possèdent une durée de vie très longue avec une performance très fiable.

#### **IV.12.2 Les inconvénients du MRV**

Parmi les inconvénients du MRV, nous pouvons citer son bruit acoustique à cause des ondulations du couple. De plus, les forces radiales varient du maximum au minimum selon la position du rotor ce qui produit des excentricités mécaniques. Un autre inconvénient majeur consiste en la nécessité de l'emploi de capteur de position au rotor ou au stator afin d'alimenter les bobines à des positions précises.



**IV.13 Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons présenté les notions indispensables à la compréhension du fonctionnement du MRV ainsi que sa classification parmi les moteurs conventionnels et les différentes topologies qui existent.

Nous avons aussi spécifié la géométrie du MRV, son principe de fonctionnement et le convertisseur qui va commander l'alimentation des phases. Le développement des équations électromagnétiques et mécaniques le régissant nous a permis de déduire certains de ces avantages comme la robustesse, la simplicité et la possibilité de son fonctionnement sur des plages étendues de vitesses et de couples.

Au vu et au vu de ces nombreux avantages notamment son fonctionnement en conditions extrêmes et son coût bon marché et sa facilité d'entretien et de réparation, nous pouvons conclure que ce moteur est le plus adapté pour les conditions extrêmes des mines et des carrières.

**CHAPITRE V:**  
**COMPARAISON TECHNO-**  
**ÉCONOMIQUE ENTRE LE**  
**MAS EXISTANT ET MRV**

## **V.1 Introduction**

Le moteur à reluctance variable constitue un type particulier de machine électromagnétique comparé aux machines à induction. Il ne possède ni balais, ni aimant permanent et ni enroulement rotorique ce qui a suscité l'intérêt actuel des constructeurs. Cela rend impérativement la structure du rotor est simple, robuste, sans encombrement, d'excellentes performances dans des environnements difficiles, une capacité de surcharge élevée, faibles coûts de fabrication et un intervalle de puissance.

Pour pouvoir l'utiliser confortablement (sans ondulations du couple qui génèrent forcément des bruits et vibrations) lors de fonctionnement et dans des conditions difficiles telles que les mines et pour assurer une durée de vie plus longue, ce travail présente la comparaison entre l'utilisation d'un moteur asynchrone a rotor bobiné ( cas du convoyeur a bande T2 dans la mine de Boukhadra ) et un moteur a reluctance variable avec les mêmes caractéristiques du couple . Le moteur à reluctance variable a déjà été présent dans de nombreuses publications scientifiques dans la littérature. Cependant, la plupart des publications ne traitent qu'une partie des problèmes. Moins d'attention a été prêtée aux examens et optimisations du système global composé de moteur, convertisseur et commande.

Le seul inconvénient qui accompagne l'utilisation des MRV est uniquement l'ondulation de couple qui génère de bruit et la vibration dues essentiellement à la forme saillante du rotor, notamment les rotors à grosses dents.

Le tableau V.1 compare les données constructives du moteur à réluctance variable MFR132.5/1 et du moteur à induction triphasé ACHA 132.5. La construction et le fonctionnement des deux moteurs ne posent pas de problème.

V.2 Le calcul des caractéristiques du moteur MRV choisi

V.2.1 Caractéristique du moteur choisi

Tableau V.1 : Caractéristique du moteur choisi

Model	moteur MAM 355 S-4
Fabrication	fabrique en SUEDE
Puissance	160KW
Poids	1800kg
Couple	
Cos Ø	0.88
Longueur	1300 mm
Diamètre	800 mm

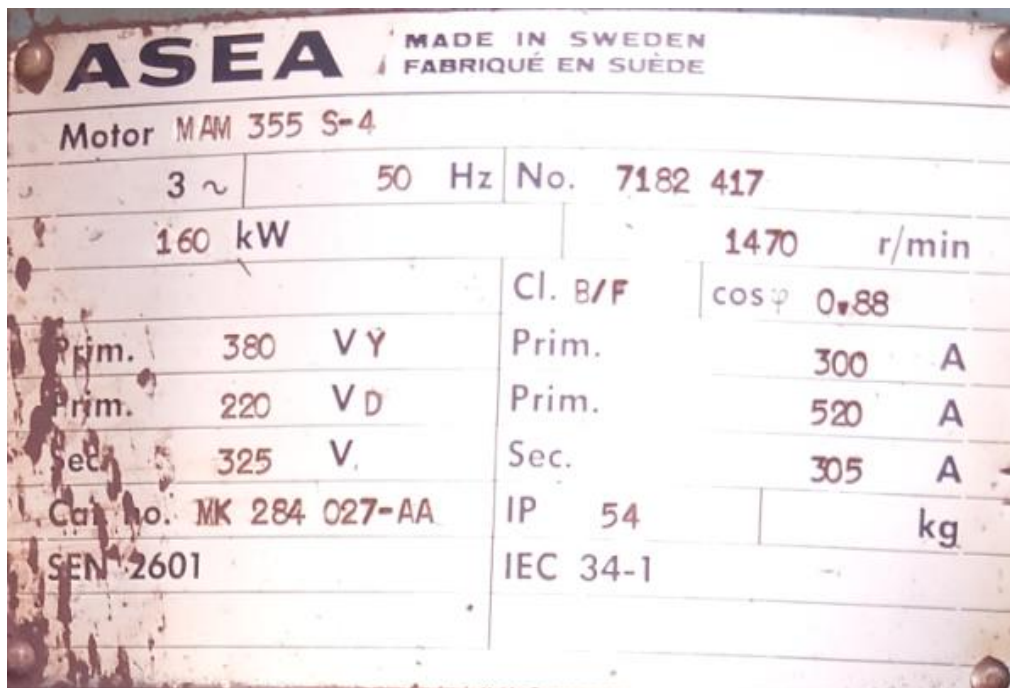


Figure V.1 : Plaque signalétique du moteur existant.

### V.2.2 Inconvénients et avantages

#### ✚ Inconvénients

Nécessite au moins trois bobinages, pour obtenir un cycle complet, pas de couple résiduel, c'est-à-dire que hors tension, le rotor est libre, ce qui peut être problématique pour ce genre de moteur. La fabrication est assez délicate, les entrefers doivent être très faibles.

#### ✚ Avantages

Peu coûteux, d'une bonne précision. Dans l'exemple, avec seulement 4 enroulements, on obtient 24 pas (on peut facilement obtenir 360 pas). Le sens du courant dans la bobine n'a aucune importance.

### V.3 Coté économie

#### ❖ Calcul de consommation prix de revient du moteur choisi :

- Consommation par jour :

$$C_j = \text{puissance} \times N \text{ de poste} \times \text{prix (1KW)} = 160 \times 16 \times 4.5 = 11.520,00 \text{ DA}$$

- Consommation par mois :

$$C_m = C_j \cdot N_m \quad ; (\text{DA}) \quad (\text{V.1})$$

$N_m$  est le nombre de journée ouvrable par mois.

$$C_m = 11520 \cdot 22 = 253.440,00 \text{ DA}$$

- Consommation annuelle :

$$C_{an} = C_m \cdot 12 = 253.440,00 \times 12 = 3.041.280,00 \text{ DA} \quad (\text{V.2})$$

#### ❖ Calcul de consommation prix de revient du moteur proposé:

- Consommation par jour :

$$C_j = \text{puissance} \times N \text{ de poste} \times \text{prix (1KW)} \quad (\text{V.3}) \\ = 135 \times 16 \times 4.50 = 9.720,00 \text{ DA}$$

- Consommation par mois :

$$9.720,00 \times 22 = 213.840,00 \text{ DA}$$

- Consommation par année :

$$213.840,00 \times 12 = 2.566.080,00 \text{ DA}$$

- Résultat : **3.041.280,00 – 2.566.080,00 = 475.200,00 Da/an**

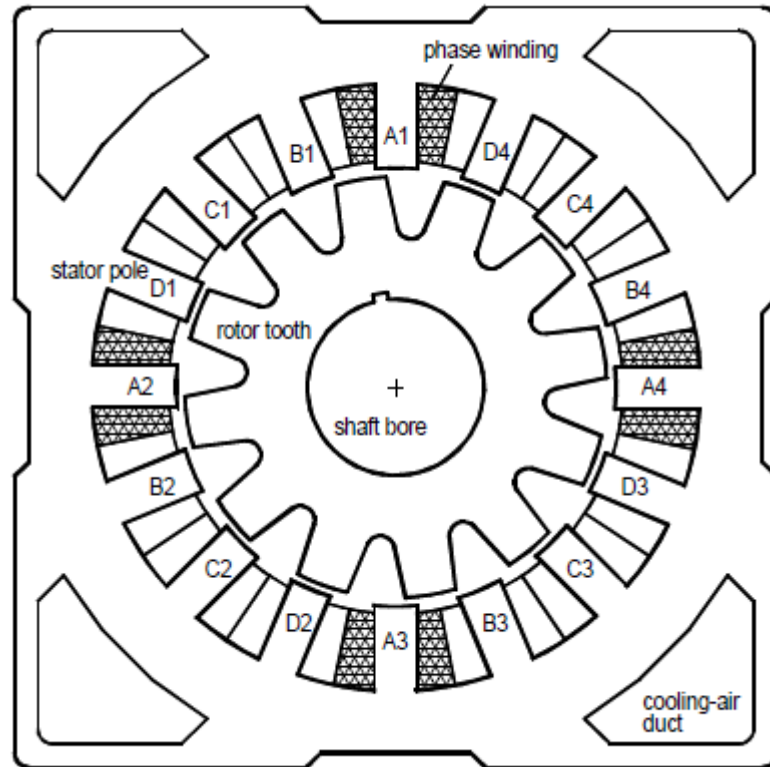
L'étude économique présente un grand gain sur les économies de dépenses en plus de la qualité et un bon rendement, sans oublier le cout d'entretien très bas vu la simplicité de construction et de maintenance. Le MRV consomme peu d'énergie par rapport au moteur à induction installé sur le site pour entrainer le convoyeur à bande de

la mine de fer de Boukhadra. Les résultats économiques sont très positifs et bénéfique pour l'institution. Le prix de son achat est amorti rapidement, et les dépenses d'investissement sont récupérables.

**Tableau V.2:** Comparaison du moteur existant par rapport au MRV proposé [36]

	Moteur à reluctance variable proposé	Moteur à induction existant
Puissance de sortie nominale ; kW	135	160
Couple nominal ; Nm	118	140
Vitesse nominale tr/mn	1500	1500
Puissance de sortie à 1000tr/m	116.7 kW	106.9 kW
Puissance de sortie à 500tr/m	72.9 kW	53.09 kW
Epaisseur de l'entrefer ; mm	0.3	0.55
Pertes a 50Hz et épaisseur de tôle 1.5T	4,70 w/kg	4,70 w/kg
Poids des enroulements de stator	97.05Kg de cuivre	103.27Kg de cuivre
Facteur de remplissage du cuivre	55.4%	56.8%
Poids de l'enroulement du rotor	Sans enroulement	34.9Kg
Puissance par rapport au volume au point de fonctionnement nominal	981 W/dm <sup>3</sup>	868 W/dm <sup>3</sup>
Puissance par rapport au poids au point de fonctionnement nominal	202 W/Kg	227 W/Kg
Gain économique annuel en énergie	-475.200,00 Da	

L'institut d'électrotechnicien [36] a sélectionné le nouveau MRV avec 16 pôles au stator et 12 dents au rotor. C'est une machine à 4 pas d'enroulement, les 4 pôles du stator sont décalés de 90 ° les uns par rapport aux autres forment un enroulement de phase (Figure V.2).



**FigureV.2:** Coupe schématique transversale du Moteur à réluctance variable choisi.

Cette conception a été proposée par l'auteur dans [36], Comparé au moteur à réluctance triphasé ; la machine à 4 phases nécessite le même nombre de puissance ou même moins. Les quatre pôles de phase divisent davantage les forces uniformément autour du périmètre du moteur, ce qui réduit le bruit. Si seulement deux pôles opposés appartiennent à un enroulement de phase comme par exemple dans l'enroulement 4 phases MRV8/6, les forces s'appliquent sur deux positions seulement. Le MRV16/12 à 4 phases divise les forces jusqu'à quatre pôles. Par conséquent, ce sont environ deux fois moins que les forces du MRV8/6. De plus, le MRV16/12 génère moins de bruit que le MRV8/6. Ces résultats sont prouvés par mesures comparatives réalisées avec un MRV 8/6 pôles de 15 kW au niveau de la société Oulton.

Les auteurs de l'article [37] ont comparé un MRV6/4 avec un MRV12/8 et ont montré que l'utilisation de la machine avec plus de pôles est meilleure pour des couples plus élevés qui est dû à la liaison de flux et à l'étroitesse bobines d'enroulements. Le premier provoque un couple plus élevé, le dernier une résistance thermique inférieure du contact enroulement-matériaux ferromagnétiques.

## V.4 Avantages de la restitution du moteur existant par le MRV proposé

En comparant les données répertoriées dans le tableau V.2, les avantages et aussi les inconvénients deviennent évidents. Les avantages de la machine à induction triphasée sont le faible niveau sonore et une technique largement répandue et une grande disponibilité ainsi qu'une meilleure accélération. Le moteur à réluctance variable est caractérisé par une haute sécurité de fonctionnement après la défaillance d'un ou plusieurs phases motrices. Lorsqu'une telle panne se produit, le moteur continue de fonctionner sous charge, et il peut être accéléré ou freiné. Cependant, Malgré l'inconvénient des ondulations du couple ; pour juger du rapport puissance par volume et respectivement puissance par masse, les éléments suivants peuvent être évalués pour 1500 tr/min : La partie active du MRV est, par rapport au moteur à induction triphasé avec la même puissance nominale, est d'environ 10% plus petit et 10% moins lourd. Si la tôle d'acier magnétique mince est utilisée pour le MRV, les coûts de production augmentent, la partie active de la MRV devient 30% plus petit et 10% plus léger. (Pour cela la tôle d'acier magnétique et les enroulements ont été considérés comme partie active.) Pour une plage de vitesse d'environ 1500 tr/min le MRV peut offrir des avantages pour certaines applications. L'échauffement du rotor est très faible, l'échauffement de la MRV est très favorisée comparé à la machine à induction qui présente énormément de pertes joules dues aux enroulements rotoriques qui sont inexistant dans le MRV.

Le MRV présente l'avantage d'une construction très simple, d'une grande fiabilité, d'un prix de construction réduit (52% par rapport au prix du moteur asynchrone et seulement 30% par rapport au moteur synchrone à aimants permanents [38] et réduit le poids (85% du poids du moteur à aimant permanent et 73% du poids du moteur asynchrone). L'emplacement des enroulements au stator favorise la dissipation thermique et élimine le besoin de systèmes de refroidissement supplémentaires. Le coût de la partie alimentation est relativement élevé par rapport aux autres solutions. Les avantages et les inconvénients des quatre moteurs de traction électrique sont résumés dans le **tableau V.3** [39].

Chaque moteur est noté sur une échelle de 0 à 5. 5 étant la meilleure réponse au critère. Comme on peut le voir, le SRM est une solution compétitive pour la traction électrique, avec un faible poids, un très haut rendement et un faible coût de fabrication.



**Tableau V.3 :** Comparaison entre les 04 types de moteurs électriques

Désignation	Moteur à courant continu	Moteur à induction	Moteur Sans balais	MRV
Fiabilité	2	4	5	4.5
Poids	2	4	4.5	5
Cout	5	4	3	4
Total	9	12	12.5	13.5

## V.5 Conclusion

L'étude économique présente un grand gain sur les économies de dépenses en plus de la qualité et un bon rendement, sans oublier le cout d'entretien très bas vu la simplicité de construction et de maintenance. Le MRV consomme peu d'énergie par rapport au moteur à induction installé sur le site pour entrainer le convoyeur à bande de la mine de fer de Boukhadra. Les résultats économiques de 475.200,00 Da/an est très positif et bénéfique pour l'institution. Le prix de son achat est amorti rapidement, et les dépenses d'investissement sont récupérables.

En comparant les données répertoriées dans le **tableauV.2**, les avantages que présente le MRV choisi comparé au moteur à induction installé, deviennent évidents. Les avantages de la machine à induction triphasée sont le faible bruit et une technique largement répandu et une grande disponibilité ainsi qu'une meilleure accélération. Le moteur à réluctance variable est caractérisé par une haute sécurité de fonctionnement après la défaillance d'un ou plusieurs phases motrices. Cependant, Malgré l'inconvénient de l'ondulation du couple, la partie active du MRV est, par rapport au moteur à induction triphasé avec la même puissance nominale, est d'environ 10% plus petit et 10% moins lourd. Si la tôle d'acier magnétique mince est utilisée pour le MRV, les coûts de production augmentent, la partie active de la MRV devient 30% plus petit et 10% plus léger. (Pour cela la tôle d'acier magnétique et les enroulements ont été considérés comme partie active). A une plage de vitesse d'environ 1500 tr/min le MRV peut offrir des avantages pour certaines applications. L'échauffement du rotor de l'MRV est très faible, Il est très favorisée comparé à la machine à induction qui présente énormément de pertes joules dues aux enroulements rotoriques et qui sont inexistant dans le MRV.

Le MRV présente l'avantage d'une construction très simple, d'une grande fiabilité, d'un prix de construction réduit (52% par rapport au prix du moteur asynchrone et seulement 30% par rapport au moteur synchrone à aimants permanents [38] et réduit le poids (85% du poids du moteur à aimant permanent et 73% du poids du moteur asynchrone). L'emplacement des enroulements au stator favorise la dissipation thermique et élimine le besoin de systèmes de refroidissement supplémentaires. Le coût de la partie alimentation est relativement élevé par rapport aux autres solutions.

Le MRV est une solution compétitive pour la traction électrique, avec un faible poids, un très haut rendement et un faible coût de fabrication.

**CONCLUSION**

**GÉNÉRALE**

### Conclusion générale

Le choix des appareils de manutention du transport du minerai en vrac, permet de transporter des produits sur des grandes distances avec un débit constant et continue tout en ayant un rendement acceptable.

Parmi les différents appareils de manutention cités, la vis d'Archimède n'est pas pratique pour les grandes distances, de plus leur rendement est faible. Le transport pneumatique n'est pas adéquat pour le cas de la mine de fer de Boukhadra, car l'aspiration d'une matière lourde n'est pas une chose aisée. L'élévateur à godets ou convoyeur à palette n'assure pas une continuité de débit.

Par contre le convoyeur à bandes se trouve être la solution la plus adéquate, car il répond efficacement aux critères de choix, d'autant plus que ce type de transport est déjà largement utilisé dans différentes entreprises minières.

Dans le troisième chapitre et après vérification et étude du convoyeur, les résultats obtenus lors du calcul attestent bien que le choix du convoyeur à bande pour le tronçon et la charge pour lesquels il a été destiné est rationnel et il est approprié pour assurer le transport de toute la productivité postière en fer.

Dans le quatrième chapitre nous avons présenté les notions indispensables à la compréhension du fonctionnement du MRV ainsi que sa classification parmi les moteurs conventionnels et les différentes topologies qui existent. Nous avons aussi spécifié la géométrie du MRV, son principe de fonctionnement et le convertisseur qui le commande et l'alimentation des phases.

Le développement des équations électromagnétiques et mécaniques le régissant nous a permis de déduire certains de ces avantages comme la robustesse, la simplicité et la possibilité de son fonctionnement sur des plages étendues de vitesses et de couples.

Au vu et au vu de ces nombreux avantages notamment son fonctionnement en conditions extrêmes et son cout bon marché et sa facilité d'entretien et de réparation, nous pouvons conclure que ce moteur est le plus adapté pour les conditions extrêmes des mines et des carrières.

L'étude économique présente un grand gain sur les économies des dépenses en plus de la qualité et un bon rendement, sans oublier le cout d'entretien très bas vu la simplicité de construction et de maintenance. Le MRV consomme peu d'énergie par rapport au moteur à induction installé sur le site pour entrainer le convoyeur à bande de la mine de fer de Boukhadra. Les résultats économiques de 475.200,00 Da/an est très

positif et bénéfique pour l'institution. Le prix de son achat est amorti rapidement, et les dépenses d'investissement sont récupérables.

En comparant les données répertoriées dans le **tableau V.2**, les avantages que présente le MRV choisi comparé au moteur à induction installé, deviennent évidents. Les avantages de la machine à induction triphasée sont le faible bruit et une technique largement répandue et une grande disponibilité ainsi qu'une meilleure accélération. Le moteur à réluctance variable est caractérisé par une haute sécurité de fonctionnement après la défaillance d'un ou plusieurs phases motrices. Cependant, Malgré l'inconvénient de l'ondulation du couple, la partie active du MRV est, par rapport au moteur à induction triphasé avec la même puissance nominale, est d'environ 10% plus petit et 10% moins lourd. Si la tôle d'acier magnétique mince est utilisée pour le MRV, les coûts de production augmentent, la partie active de la MRV devient 30% plus petit et 10% plus léger. L'échauffement du rotor de l'MRV est très faible, Il est très favorisée comparé à la machine à induction qui présente énormément de pertes joules dues aux enroulements rotoriques et qui sont inexistant dans le MRV. L'emplacement des enroulements au stator favorise la dissipation thermique et élimine le besoin de systèmes de refroidissement supplémentaires

Le MRV présente l'avantage d'une construction très simple, d'une grande fiabilité, d'un prix de construction réduit (52% par rapport au prix du moteur asynchrone et seulement 30% par rapport au moteur synchrone à aimants permanents et réduit le poids (85% du poids du moteur a aimant permanent et 73% du poids du moteur asynchrone). Le coût de la partie alimentation est relativement élevé par rapport aux autres solutions mais peut être largement comblé par le gain qu'on a obtenu par notre étude technico-économique.

Le MRV est une solution compétitive pour la traction électrique, avec un faible poids, un très haut rendement et un faible coût de fabrication.

**RÉFÉRENCES**

**ET**

**BIBLIOGRAPHIE**

### Références et bibliographie

- [1] Documents Historique de la mine de boukhadra (réalisés par la DED) (géologues, topographes, techniciens, etc).
- [2] Dubourdiou 1956, 1959;David1956;Madre1969;Fleury1969;Thibieroz et Madre 1976 ; Chikhi, 1980 ; Otmanine 1987, Bouzenoune 1993 et Vila etAl, 2000 in Sami,L.,et Kolli,O.,2011).
- arcelor méttal D.E.D BK ;rapport geologique de la mine de BOUKHADRA ,dévision d'étude et developpement année 2014,pp.07.
- [3] Haddouche,2003
- [4] Historique de l'utilisation des convoyeurs à bande dans les travaux miniers [article] B. V. FADDEEV . Revue d'histoire des sciences Année 1971 Volume 24 Numéro 1 pp. 61 66
- [5] [http://www.tecnitude.com/dn\\_historique-convoyeur-bande-transporteuse/](http://www.tecnitude.com/dn_historique-convoyeur-bande-transporteuse/)
- [6] [https://fr.wikipedia.org/wiki/Bande\\_transporteuse](https://fr.wikipedia.org/wiki/Bande_transporteuse)
- [7] ETUDE INFORMATISEE D'UN CONVOYEUR A BANDE (1994). Présenté par : M<sup>R</sup>. AMARA ZENATI M<sup>R</sup>. S .R.TALEB
- [8] <http://www.manutan.fr/fr/maf/transporteur-motorise-a-bande>
- [9] <http://www.usinenouvelle.com/expo/transporteur-a-rouleaux-motorises-par-p18891895.html>
- [10] <http://www.hellopro.fr/convoyeurs-transporteurs-a-galets-2002983-fr-1-feuille.html>
- [11] <http://www.fiktech.de/pages/005-produits-venturis-transport-pneumatique-fr.php>
- [12] <http://www.al-industrie.fr/vis-d-archimede-gal-seg8-prod68.html>
- [13] <http://www.remontees-mecaniques.net/bdd/liste-6-77-pohlig.html>
- [14] Catalogue : Rouleaux et composants pour la manutention des produits en vrac. RULMECA: COMPANY WITH QUALITY SYSTEM CERTIED BY DNV ISO 9001. COPYRIGHT JUIN 2002.
- [15] ETUDE D'UN CONVOYEUR A BANDE (1997). Présenté par : M<sup>r</sup>. EL HADJ MIMOUN MORAD M<sup>r</sup>. GHOMRI MOHAMED
- [16] Catalogue de bande transporteuse TRELLEX à carcasse textile.
- [17] <http://www.directindustry.fr/prod/sempertrans/product-61752-477357.html>

- [18] <http://www.beltechnologies.fr/produits/convoyeurs/>
- [19] « TECHNITUDE ». Le spécialiste de la manutention continue.
- [20] RULMECA : Constructeur des convoyeurs. *Site internet : www.rulmeca.com*
- [21] EMILEMAURIN : Catalogue produits métallurgiques. *Edition PM 1.4 décembre 2004*.
- [22] C.Keyes, "Guide de référence sur l'efficacité énergétique des moteurs", *CEA Technologies Inc. 2007*.
- [23] D. Ilea, "Conception optimale des moteurs à réluctance variable à commutation électronique pour la traction des véhicules électriques légers", *thèsede doctorat École Centrale De Lille, 2011*.
- [24] B. Multon, « Moteurs Pas-a-Pas », E. N.S. Cachan, mai 2004, ISBN : 2-909968-64-2.
- [25] B. Multon, « Principe et éléments de dimensionnement des machines à réluctance variable à double saillance autopilotées », Journées ELT club EEA, Belfort 25-26 Mars 1993.
- [26] :Y. Liao, T.A. Lipo, « A New Doubly-Salient Permanent Magnet Motor For Adjustable Speed Drives», SPEEDAM Conf. (Positano, Italy), May 19-21, 1992, pp. 415-420.
- [27]: Y. Liao, F. Liang, T.A. Lipo, « A Novel Permanent Magnet Motor with Doubly Salient Structure», IEEE Transactions on Industry Applications, VOL. 31, NO.5, September/October1995.
- [28] A. Mailfert, F.M. Sargos, « Machines à Réluctance Variable : Principes des MRV-Machines à Commutation », Techniques de l'Ingénieur, D 3680.
- [29] E. Hoang, « Etude, modélisation et mesure des pertes magnétiques dans les moteurs à réluctance variable à double saillance », Thèse ENS Cachan – 1995.
- [30] G.G.Lopez, C.Kjaer and J.E.Miller, "A new sensorless method for switched reluctance motor drive", *IEEE Trans. on industry appl*, Vol. 34, No. 4, pp 832-840, Jul/Aug 1998.
- [31] S.Mouellef, "Contribution A L'étude D'une Machine A Reluctance Variable : Conception, Modélisation & Simulation D'une MRVDS 6 -4", *Mémoire de magister, Université Mentouri De Constantine, 2008*.
- [32] B.NEDJAR, "Modélisation basée sur la méthode des réseaux de perméances en vue de L'optimisation de machines synchrones à simple et à double



excitation.”, *thèse de doctorat ENS CACHAN 2011*.

[33] M. Correvon, « Conversion Electromécanique », CD\SEM\Cours\Chap.2, HEIG-VD, HESSO,Suisse.

[34] Y. Deshayes, J.C. Gianduzzo et F. Cazaurang, « Energie Magnétique et Conversion Electromécanique », chap.7 LST3EEA-PEA 503, Université Bordeaux 1.

[35] E.D. K. Fankem, “Etude De Différentes Structures D’actionneurs De positionnement Pour L’aéronautique ”; *thèse de doctorat, Uuniversité De Lorraine* , 2012.

[36] L'Elektrotechnisches Institut [J. Wolff , H. Späth.: SWITCHED RELUCTANCE MOTOR WITH 16 STATOR POLES AND 12 ROTOR TEETH. Elektrotechnisches Institut, Universität Karlsruhe, Germany 1997, Vol.3; p.558 -563]

[37] Lovatt, H.C.; Stephenson, J.M.: Influence of number of poles per phase in switched reluctance motors. Proc. IEE, 139, No. 4, 1992, p. 307-314

[38] Dan, I., 2011 ‘Conception optimale des moteurs à réluctance variable à commutation électronique pour la traction des véhicules électriques légers’, Ecole Centrale de Lille et l'université technique de Cluj- Napoca, roumanie, These de doctorat, N°183

[39] Xue, X.D., Cheng, K.W.E., Cheung, N.C., (2008) ‘Selection of electric motor drives for electric vehicles’ , in Australasian Universities Power Engineering Conference, Paper P-170 pp. 1-6