

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE BADJI MOKHTAR – ANNABA

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR

DEPARTEMENT D'ELECTROMECHANIQUE

جامعة باجي مختار - عنابة

كلية علوم المهندسين

قسم الإلكتروميكانيك

## THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

DOCTORAT D'ETAT

Thème

*Amélioration des Conditions d'exploitation des Convoyeurs  
à Bande*

Option :

ELECTROMECHANIQUE

Par

Ali BELHAMRA

**Directeur de thèse :** A. YOUSFI M.C Université Annaba

DEVANT LE JURY

**Président :** Mr A. BENRETEM MC Université d'Annaba

**Examineurs :** Mr R. MERZOUKI MC Ecole Polytechnique LILLE

Mr H. BOUGHOUAS M.C Université de Constantine

Mr E.B. HANNACHI M.C Université d'Annaba

**Membre Invité :** Mr A.E. HADJADJ M.C Université d'Annaba

## Remerciements

*Je remercie, tout d'abord les membres du jury qui ont accepté de juger ce travail*

*Mr A. Benretem, Maître de conférence au département d'électromécanique à l'Université d'Annaba, pour l'honneur qu'il me fait de présider le jury.*

*Mr El Bahi Hannachi Maître de conférence au département de Mines à l'Université d'Annaba, d'avoir accepté d'être examinateur.*

*Mr R. Merzouki, Maitre de conférence à l'école polytechnique de Lille I, d'avoir accepté d'être examinateur.*

*Mr H. Boughouas, Maitre de Conférence à l'université de Constantine d'avoir accepté d'être examinateur.*

*Mr A.E. Hadjadj, Maitre de Conférence au département d'électromécanique à l'université d'Annaba d'avoir accepté d'être membre invité.*

*Et enfin, Mr A. Yousfi, Maitre de Conférence au département d'électromécanique à l'université d'Annaba et directeur de thèse, pour sa disponibilité et pour m'avoir permis d'accomplir ces travaux dans les meilleures conditions.*

*Je tiens également à remercier Mr B. Ould Bouamama pour m'avoir invité au sein du laboratoire d'Automatique, Génie Informatique et Signal de Lille (LAGIS) France, ainsi que Mr R. Merzouki de m'avoir proposé l'application de la simulation aux systèmes électromécanique, et pour ses précieux conseils. Sans oublier le directeur et tout le staff du Laboratoire.*

*Je profite de cette occasion pour remercier tous mes collègues et amis et tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin durant cette période.*

*Enfin je remercie toute ma famille spécialement ma femme et mes enfants (Thara, Amir, et Zou) pour leur patience et leurs soutiens permanents.*

**Kamel.**

## **Résumé**

L'exploitation des convoyeurs à bande nécessite une attention particulière de l'organe essentiel (bande).

La bande étant l'élément le plus vulnérable à cause de sa structure caoutchoutée, son prix représente environ soixante pour cent du coût global de l'installation. Cet état de fait nous a contraint d'orienter les travaux de recherche vers l'amélioration des conditions d'exploitation des transporteurs à bande.

L'inconvénient majeur qui influe considérablement sur l'exploitation du transporteur reste le patinage de la bande sur le tambour.

Le but de cette thèse est de développer des techniques de commande adaptative pour minimiser l'influence des tensions dynamiques agissantes sur la bande pendant l'exploitation.

Deux approches ont été développées, l'une mettant en évidence la force de frottement et l'autre axée sur le rôle de la maintenance industrielle.

Enfin pour une meilleure compréhension, analyse et réponse à la problématique, nous avons simulé une étude de cas par des expériences réelles.

## ملخص:

استغلال القشط المطاطية الناقلة يتطلب عناية خاصة للعضو الأساسي ألا وهو القشط المطاطي هذا الأخير يعتبر الجزء الأكثر عرضة نظرا لتركيبته المطاطية، سعره الذي يمثل حوالي ستين بالمائة من الكلفة الإجمالية لمحطة النقل. هذه المعطيات تملي علينا اتجاهات البحث حتى نحسن من ظروف استغلال الناقلات المطاطية.

إن العائق الأكثر تأثير عند استغلال الناقلات المطاطية يبقى التزلج بين القشط المطاطي والطبل المتحرك .

إن الهدف من هذه الأطروحة هو تطوير تقنيات التحكم المتكيف حتى نقل من تأثير التوترات الدينامكية المؤثرة على القشط عند استغلاله.

لهذه الأعراض نقدم طريقتين للقيام بتلك المهام، الأولى تتمثل في تجلي قوة الاحتكاك والأخرى في عرض مدى دور الصيانة الصناعية في هذا المجال.

أخيرا ومن أجل، فهم جيد، تحليل، والإجابة للإشكالية قمنا بتشبيح دراسة حالة عن طريق تجارب حقيقية.

artsbAtc

The exploitation of the belt conveyors requires a detailed attention with the essential part (band).

The band being the rubberized most vulnerable element because of its structure, its price represents approximately sixty percent of the total cost of the installation. This constrained established fact us to direct the research tasks towards the improvement of the operating conditions of the belt conveyors.

The major disadvantage which influences considerably the exploitation of the conveyor remains the rubbing of the band on the drum.

The goal of this thesis is to develop techniques of adaptive order to minimize the influence of the dynamic tensions acting on the tape during the exploitation.

Two approaches were developed, one highlighting the force of friction and the other centered on the role of the plant maintenance. Finally for a better comprehension, analyzes and response to the problems, we simulated a case study by real experiments

# SOMMAIRE

Titre	Page
<b>Introduction Générale</b>	
Introduction	1
<b>Chapitre1 : Problématique de l'utilisation des convoyeurs à bande</b>	
I.1 Historique	4
I.2 Statistiques des défaillances sur les convoyeurs à bande	7
I.3 Analyse structurale et constructive des transporteurs à bande	8
I.4 Causes de la rupture de la bande	14
I.5 Résistance aux mouvements d'un transporteur à bande	16
I.5.1 Introduction	16
I.5.2 Résistances principales $F_H$	17
I.5.3 Résistances secondaires $F_N$	17
I.5.4 Résistance principales spéciales $F_{S1}$	18
I.5.5 Résistances secondaires spéciales $F_{S2}$	18
I.5.6 Résistance due à l'inclinaison $F_{St}$	18
I.6 Conclusion	19
<b>Chapitre2 : Transmission de la force de traction à la bande</b>	
II.1 Introduction	20
II.2 Les lois du frottement sec	21
II.2.1 Contact ponctuel	22
II.2.2 Loi de coulomb ou d'Amontons	23
II.3 Théorie de la transmission de l'effort de traction par tambour moteur	25
II.3.1 Analyse des réserves de la force de traction du convoyeur	33
II.4 Conclusion	39
<b>Chapitre 3 : Etude de la dynamique des convoyeurs à bande</b>	
III.1 Introduction	40
III.2 Correction de l'élasticité de la bande	41
III.2.1 Types de bande	41
III.2.2 Influence du type de tendeur sur le démarrage	43
III.3 Calcul des tensions sur les bandes pendant les processus transitoires	47
III.3.1 Régime de démarrage	47
III.3.2 Régime de freinage	52
III.3.3 Transmission de la charge par deux tambours moteurs	55
III.4 Modélisation et simulation du processus de démarrage	61
III.4.1 Introduction	61
III.4.2 Description du banc d'essai	63

• Modélisation dynamique	65
• Simulation numérique	68
• Résultats de simulation	70
III.5 Conclusion	71
<b>Chapitre 4 : Approche de la maintenance du convoyeur à bande</b>	
IV.1 Introduction	73
IV.2 Notion de fiabilité	74
IV.3 La maintenabilité et la maintenance	81
IV.3.1 Les critères de maintenabilité	81
IV.3.2 Définition de la maintenance	81
IV.3.3 Relation entre la maintenance et la fiabilité	84
IV.3.4 Les tâches associées à la maintenance	85
IV.4 Les conditions de réussite d'un programme de gestion de la maintenance	87
IV.4.1 Les niveaux de maintenance	88
IV.4.2 Le système de gestion de la maintenance	89
IV.4.3 Organisation de la maintenance du convoyeur à bande	92
a) Loi ABC	92
b) L'analyse ABC	95
c) Méthodologie de travail	95
d) Application de la loi ABC pour le convoyeur à bande	98
e) Interprétation des courbes	101
IV.5 Calcul de la fiabilité du convoyeur à bande	102
a) Les moyens des temps de bon fonctionnement MTBF	102
b) La durée moyenne d'attente de la réparation du système	102
c) Fonction du taux de défaillance	103
d) Fonction du taux de réparation	103
e) Fiabilité	103
f) Application sur le convoyeur à bande	104
IV.6 Conclusion	111
<b>Conclusion Générale</b>	112
<b>Annexe</b>	116
<b>Bibliographie</b>	121

# Introduction Générale

## **Introduction :**

Le développement prodigieux de l'exploitation à découverte notamment du lignite, nécessite la recherche de nouvelle solution au transport des matières premières (abattues).

Par le passé, l'exploitation à découverte a été étroitement liée au transport par rails et par camions qui à l'époque donnait des résultats techniques et économiques suffisants grâce au perfectionnement continu du parc des voitures et de l'organisation du travail.

Le mode d'acheminement intermittent (brouettage) par rails ou camions n'a pu résister longtemps à la forte pression tendant à l'augmentation considérable du volume des exploitations, notamment lorsque la mise en œuvre d'un puissant matériel d'abattage et surtout de roue pelle impose obligatoirement la modification du mode d'évacuation du produit.

Comme moyen complémentaire de mécanisation idéale s'est révélée la bande transporteuse en caoutchouc qui est à même de devenir partenaire équivalent d'un très puissant excavateur à roue pelle tant par son mode de travail (évacuation continu de l'abattage) que par la possibilité d'atteindre la plus haute capacité désirée.

Ceci prouve également le fait qu'au transport par brouettage (rails – camions) le matériel d'abattage fonctionnant sans relâche n'était exploité qu'à 50% au maximum [1]. L'introduction des bandes transporteuses a permis de relever l'exploitation du matériel d'abattage d'environ 80 à 85% du débit théorique.

Le côté économique du transport par bande pour lequel on doit préférer ce dernier au transport par rails et par camions est influencé principalement par les facteurs suivants :

- a- Quantité de matières transportées du chantier.
- b- Profondeur du chantier (cas des mines souterraines).

- c- Distance de déplacement.
- d- Mode d'extraction.

D'après POTAPOV. M. G et A. S. SKOTCHINSKI de l'institut des mines de MOSCOU pour les mêmes conditions d'exploitation et tenant compte de l'influence des deux premiers facteurs il ressort que le convoyeur à bande est le mieux adapté du point de vue économique.

D'après l'étude comparative, le transport par camions et par bande transporteuse faite par REI (PRESA entreprises Italienne) [24] il ressort que pour le même tonnage annuel, on économise jusqu'à 60% par rapport aux camions.

Curieusement et malgré les avantages cités précédemment et leurs apparitions dès l'ère industrielle, les bandes transporteuses n'ont, à notre connaissance, fait l'objet de très peu de publications et bien souvent ces publications ne font que décrire les réalisations sans en expliquer les motifs ni la théorie.

C'est pour porter notre contribution à l'amélioration des conditions d'exploitations que nous nous proposons d'étudier les problèmes de rupture de la bande qui représente à elle seule plus de 1953h d'arrêt de travail (fin juillet 2006) et 4828h pour l'année 2005 pour l'entreprise MITTAL Steel – Annaba qui à elle seule possède un réseau de bande transporteuse de 60Km (statistique Mittal steel Annaba).

Nous allons étudier les différentes causes de la rupture des bandes pour cela nous devons assurer une exploitation en réduisant au maximum le phénomène du patinage entre tambour moteur et bande car il provoque à la fois l'usure intensive de la bande et du garnissage du tambour moteur.

Pour visualiser le phénomène du patinage nous avons équipé en laboratoire un convoyeur à bande du type KPL-400 de deux moteurs (un moteur asynchrone à rotor en court circuit et un moteur à courant continu) de même

puissance, en simulant une charge ponctuelle nous nous sommes créés des conditions semblables à une exploitation réelle et nous avons fait subir à la machine différents essais (à vide, en charge, flexibilité du temps de mise en vitesses) pour visualiser le processus dynamique subi par l'organe de travail (la bande).

L'exploitation rationnelle des convoyeurs à bande est une mission complexe car elle dépend de plusieurs paramètres qui passent en premier lieu par une bonne maintenance du système électromécanique (révision et surveillance) de toutes les parties en mouvement et la création de conditions dynamiques acceptables lors des processus transitoires, processus, durant lequel la bande subissant des tensions supplémentaires en plus du patinage, ce qui accélère la fatigue et la déchirure, phénomène qu'il faut à tout prix éviter surtout que le prix de la bande seule représente 60% des prix de l'installation.

A partir des résultats des expériences réalisées en laboratoire nous avons modélisé le système ce qui nous a permis de mettre en évidence le caractère de la variation de la force de frottement en régime non stable. Pour cela nous proposons un contrôle adapté de la mise en vitesse qui permet de réduire le glissement et améliorer les performances de fonctionnement du système, ainsi que la détermination de la périodicité de l'entretien de la structure.

# **CHAPITRE 1**

## **Problématique de l'utilisation des convoyeurs à bande**

## **I.1. Historique**

Après la découverte par Michelin de procédés de fabrication permettant l'adhérence totale d'un mélange caoutchouc sur l'acier, la bande transporteuse s'est révélée comme moyen de mécanisation idéale qui est à même de devenir partenaire équivalent à de très puissants engins d'abattage par son mode d'évacuation continu du produit et sa possibilité d'assurer des débits importants.

La première apparition des transporteurs à bande date de 1795 avec une bande en cuir et de là on peut citer le transporteur de sable de l'ingénieur Russe Lapotine (en 1860) mis en service dans l'exploitation des gisements alluviaux d'or en Sibérie, à partir de cette époque leur champ d'application n'avait pas cessé de s'étendre jusqu'à ce que Goodyear leur donne un nouvel élan avec la production de la première courroie à cordes métalliques et dès 1950 l'équipement des mines de lignite de l'Allemagne leur offrit un domaine d'application plus large [2].

L'année 1970 marque le début d'une nouvelle étape avec la réalisation du plus grand transporteur en un seul tronçon de 13,172km installé en Nouvelle Calédonie avec une capacité de transport de 1000 t/h suivi un peu plus tard d'un ensemble de 96km en onze tronçons (Sahara Occidentale) dont le plus long est de 11,6km. Ainsi que les convoyeurs à bande de l'usine sidérurgique MITTAL STEEL Annaba qui possède un réseau de 281 transporteurs à bande totalisant une distance de plus de soixante kilomètres.

En 1980 un nouveau pas a été franchi tant au plan de la puissance, de la longueur, qu'à celui de la flexibilité avec le lancement du projet d'équipement de la descenderie de la mine de charbon de Selby (Angleterre) d'un tronçon de 14,930km, d'une puissance maximale pour une tête motrice à tambour unique de 14000ch et une dénivelée de 930m [2, 3, 4].

Actuellement les convoyeurs à bande sont considérés comme un moyen

essentiel du transport continu dans les entreprises minières et industrielles, le taux de convoyeurisation [5] ne cesse d'augmenter actuellement, en 1960 celui-ci était inférieur à 5% pour les transports à ciel ouvert, comme c'était le cas de L'Allemagne qui réalisait 1 % du transport de terre de découverte, alors qu'en 1990 il passe directement à 30%.

L'Allemagne, la Tchéquie, la Slovaquie et la Pologne réalisent le déplacement de 50% de tout le volume de roche par convoyeurs et la situation est analogue aux USA, l'ex URSS, et la France [6].

Pour l'année 1980, à lui seul l'ex URSS a évacué 200 MI' de roches tendres par l'intermédiaire d'une chaîne de convoyeurs de 10 kilomètres répartie sur vingt et une carrières et une chaîne de 3000 kilomètres dans des mines souterraines [7] et pour illustrer d'une façon générale l'utilisation des convoyeurs à bande dans le monde et les performances réalisées, on dresse le tableau (1) publié par Michel LEQUIME et Edmond BARIQUAND dans lequel les auteurs considèrent seulement les transporteurs de grand franchissement rectilignes ou curvilignes.

D'après cette sélection (tableau (1)) on voit que malgré les limites établies au préalable, la présence des convoyeurs à bande dans les mines et les carrières et l'industrie à travers le monde est très importante et joue un rôle considérable dans le transport et l'évacuation des matières premières.

Les variétés des matières transportées, des climats, des reliefs qui changent beaucoup d'un pays à un autre font des convoyeurs un moyen de transport dont on ne peut pas s'en passer actuellement et prouvent aussi son aptitude aux conditions d'exploitation diverses.

Les paramètres essentiels de ces installations varient dans les limites très larges comme c'est le cas de la puissance qui passe de 400 à 14000ch, de la dénivelée qui varie entre -557 et + 1000m, de la distance de transport qui va jusqu'à 15000 m, ...

Tous ces records ont été battus au cours des deux dernières décennies, comme exemple on cite la puissance qui passe de quelques centaines de KW en 1961 à 11000KW à nos jours, la longueur de ces installations qui était de 1100m en 1961 et qui passe en 15000m [2], tout ceci prouve bien l'importance que réserve la technologie à ces moyens de transport, qui peuvent être mis en œuvres sur des terrains à découverte, où ils supportent des températures de 25° C au dessous de zéro jusqu'à + 40° C, et des vitesses de vent de 60Km/h [8], au maximum soufflant perpendiculairement à l'axe du convoyeur.

Pour mettre en relief l'importance et le rôle de ce moyen de transport on représente dans le tableau (2) les convoyeurs installés dans les différents secteurs de l'industrie d'Algérie avec leurs différents paramètres essentiels.

De l'analyse de ces statistiques on remarque que de tout ce qui existe dans le monde l'Algérie arrive à suivre le développement rapide que subit ce moyen de transport.

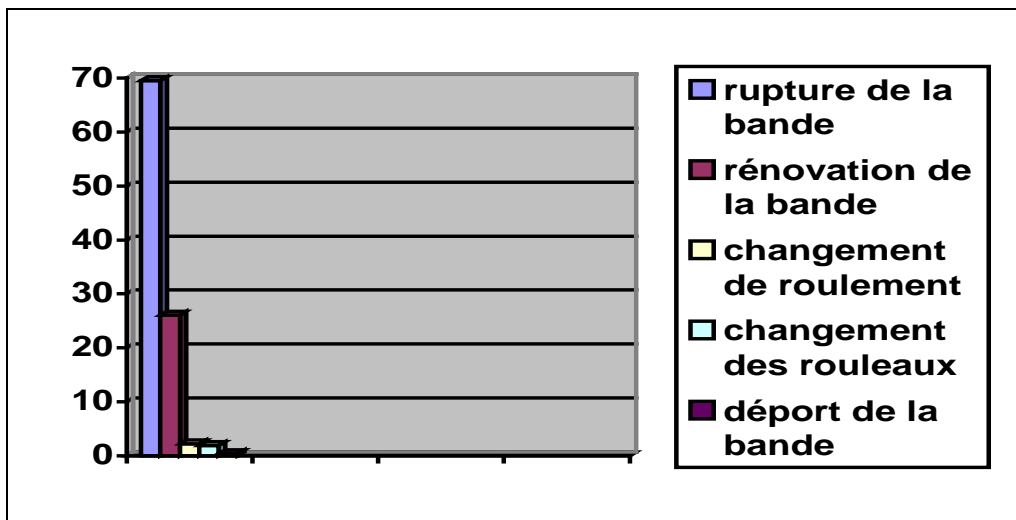
La grande diversité du matériel de transport disponible actuellement sur le marché exige de l'utilisateur de faire des calculs économiques au préalable car les travaux qui auparavant ne pouvaient être entrepris que selon un nombre limité de moyens sont réalisables aujourd'hui par des moyens beaucoup plus nombreux. Parmi, ces moyens où distingue le convoyeur à bande qui est le système le plus couramment mis en œuvre grâce aux avantages sous cités :

1. Le personnel de service très réduit par conséquent un rendement de travail plus élevé.
2. Continuité du flux de charge ce qui est rassurant pour les excavateurs de grand débit, conditionne à un grand rythme en même temps les équipements du transport minier et permet l'automatisation du processus complexe.
3. Possibilité de transporter les charges sur des terrains de pentes jusqu'à 18° (45° à 60°) dans des conditions spéciales, [7].

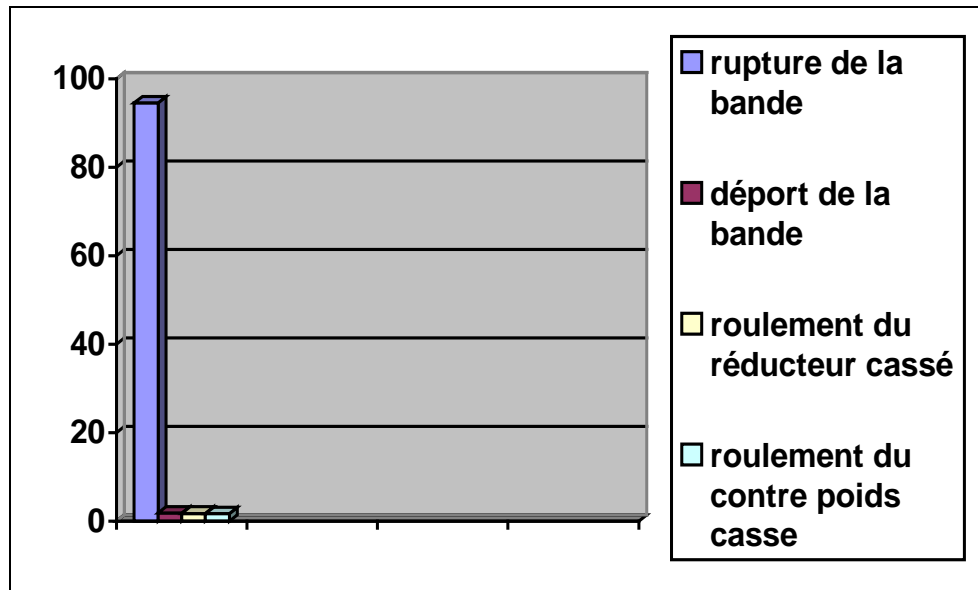
## **I.2 Statistiques des défaillances sur les convoyeurs à bandes :**

Le site idéal pour l'étude du comportement des bandes transporteuses reste à notre avis le complexe sidérurgique Mittal Steel Compagny El Hadjar qui possède un réseau de bandes transporteuses réparti sur la plupart des unités et formant une longueur de 60km.

Des différentes missions, nous avons pu recueillir des informations sur la fréquence des déchirures de bandes en différents ateliers (voir tableau 3 et4). Le volume horaire cumulé des arrêts de travail nous laisse déduire que la déchirure des bandes reste et de loin la cause essentielle des arrêts affectant la production au niveau du complexe et représente des défaillances tels que, réparation des bandes, jonction), barrettes, rouleaux, centrage et autre...fig. 1-1 et 1-2



**Figure 1-1 : Analyse des défaillances d'un convoyeur dans une mine**



**Figure 1-2 : Analyse des défaillances d'un convoyeur dans une entreprise**

### **I.3 Analyse structurale et constructive des transporteurs à bande :**

L'envergure qu'a pris le développement rend la situation de plus en plus exigeante pour les transporteurs à bande, que ce soit sur le plan de la puissance, que sur celui de la construction. C'est la raison pour laquelle les efforts se multiplient pour la mise en place de convoyeurs plus puissants ayant des constructions beaucoup plus compétitives.

L'amélioration des constructions des convoyeurs à bande se concentre essentiellement, sur les châssis de ces engins. Car effectivement ce dernier englobe l'ensemble du convoyeur, exclu l'organe porteur.

Généralement, on construit des châssis mécano soudés, ou boulonnés, avec des supports de bande rigides ou souples.

Les châssis des convoyeurs sont soumis à des vibrations qui ont tendance à modifier leur capacité de résistance. Il y a des vibrations causées par l'ensemble moto réducteur et tambour moteur. Ce sont des vibrations propres au système moteur, auxquelles s'ajoutent celles beaucoup plus importantes en amplitude de

certaines tambours constitués de lames parallèles à l'axe de rotation, engendrant des sautilllements de la bande [9], [10], [11].

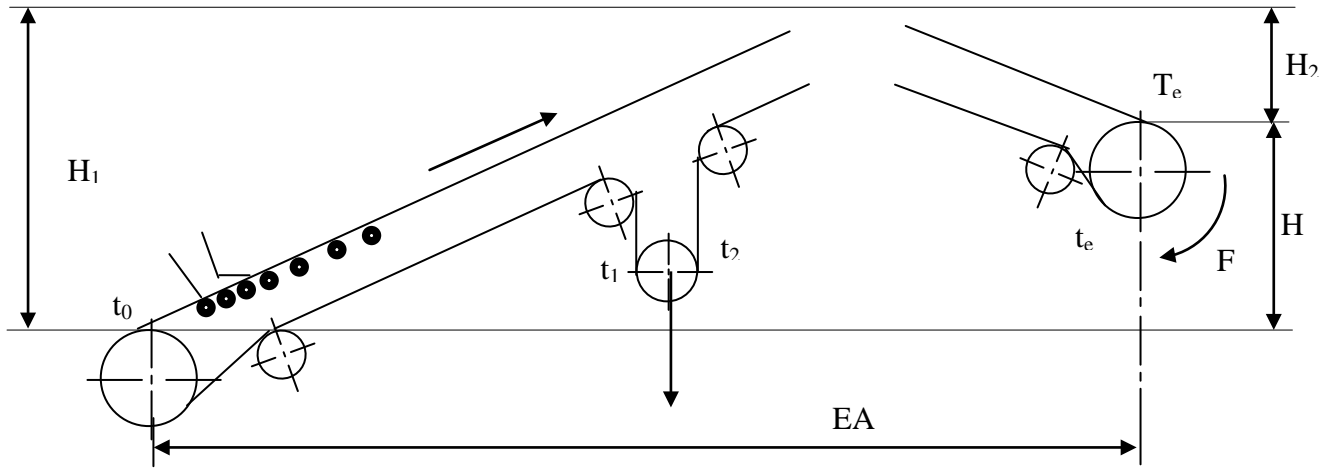
L'absence d'homogénéité de la granulométrie favorise la création des vibrations dues aux chocs des gros blocs qui heurtent au passage les rouleaux de supports de bande [12].

Outre le phénomène de vibration, les châssis doivent résister aux différents efforts caractérisés par le poids de la bande et de la charge à déplacer, en plus ils doivent avoir une résistance suffisante aux efforts de contacts dus aux chocs latéraux d'autres engins avec le convoyeur. Ce phénomène s'accroît lorsque les convoyeurs sont utilisés en combinaison avec d'autres moyens d'exploitations.

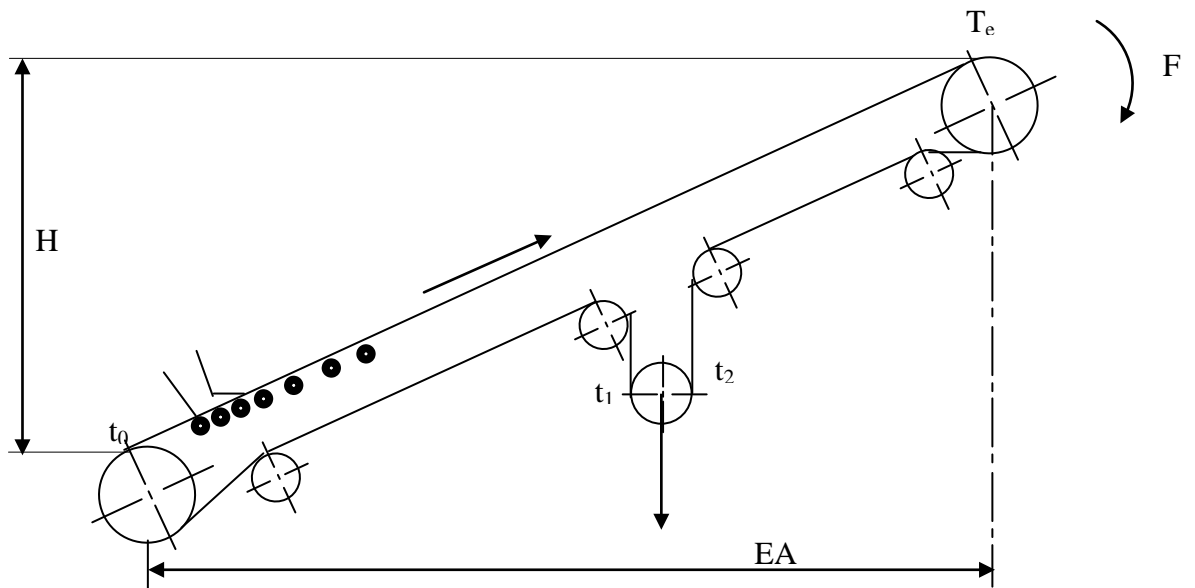
L'amélioration de la puissance dans le but d'augmenter le pouvoir des convoyeurs à bande, réside au niveau des têtes motrices, où on cherche le nombre de tambours moteurs et leur emplacement sur le convoyeur pour augmenter tant que possible les efforts de traction, tout en tenant compte d'une distribution uniforme des tensions sur les bandes, qui elles mêmes font le sujet de recherches pour améliorer leur souplesse et leur réaction aux tensions élevées car elles représenteront le système qui s'use plus vite dans l'appareil. Ceci ne veut pas dire que les châssis peuvent être négligés au bénéfice des bandes, mais le convoyeur est un ensemble indivisible étant donné un châssis mal calculé ou réalisé avec des sous ensembles de mauvaise qualité peut influencer au point de laisser une oscillation de la bande dans le sens horizontal (mauvais alignement des rouleaux), ou dans le sens vertical (vibrations du moteur, ou chocs sur les rouleaux de supports) telle que l'usure de la bande sera très rapide [12], [9], [10].

Actuellement la gamme de construction des convoyeurs à bande est très large. On construit des installations avec un nombre de tambours jusqu'à quatre.

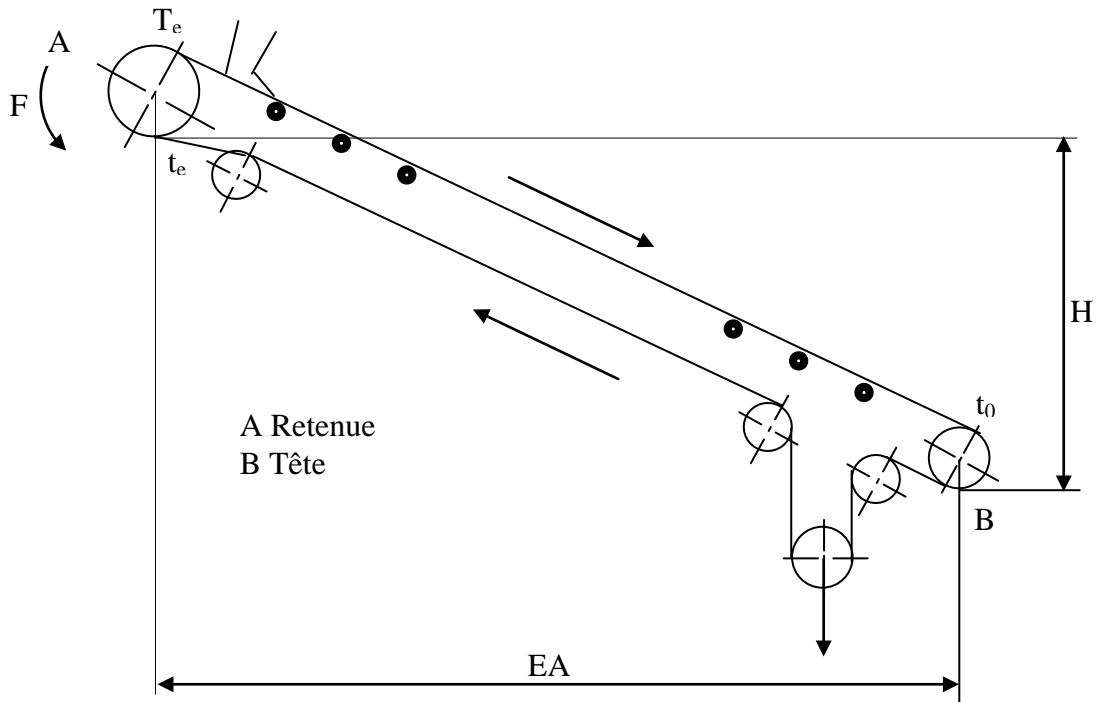
A travers les figures (1.3 à 1.5) nous donnons l'essentiel de ces constructions illustrées par des schémas cinématiques.



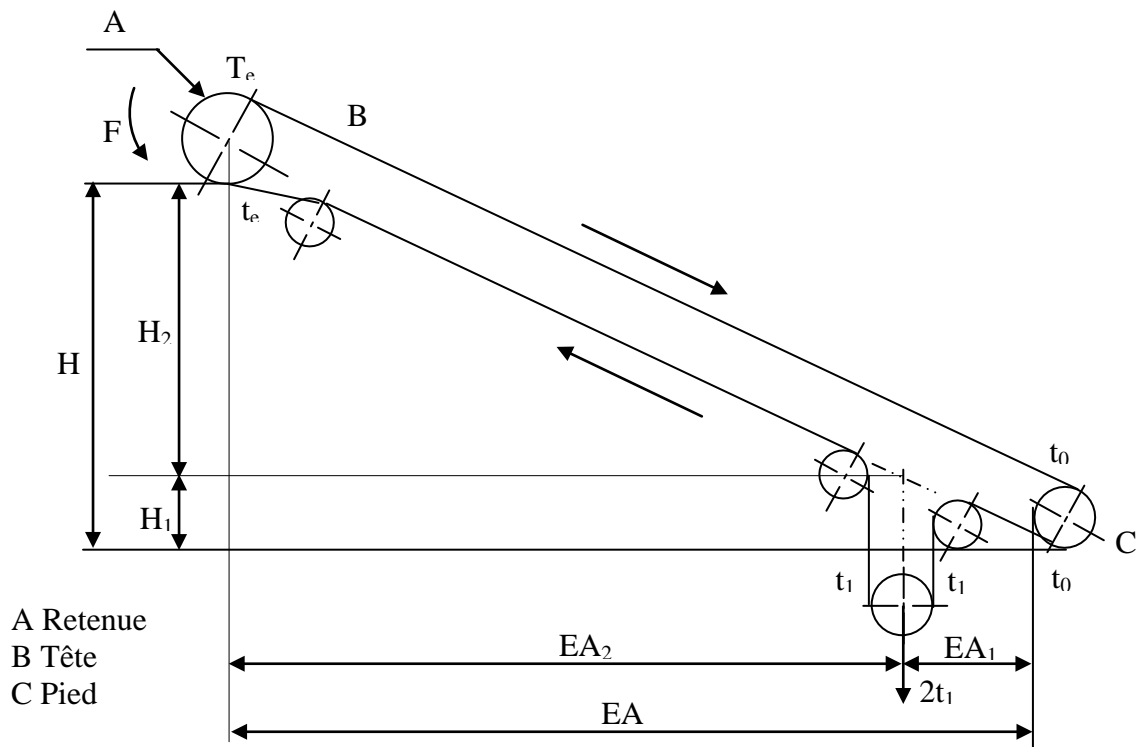
**Figure 1-3**



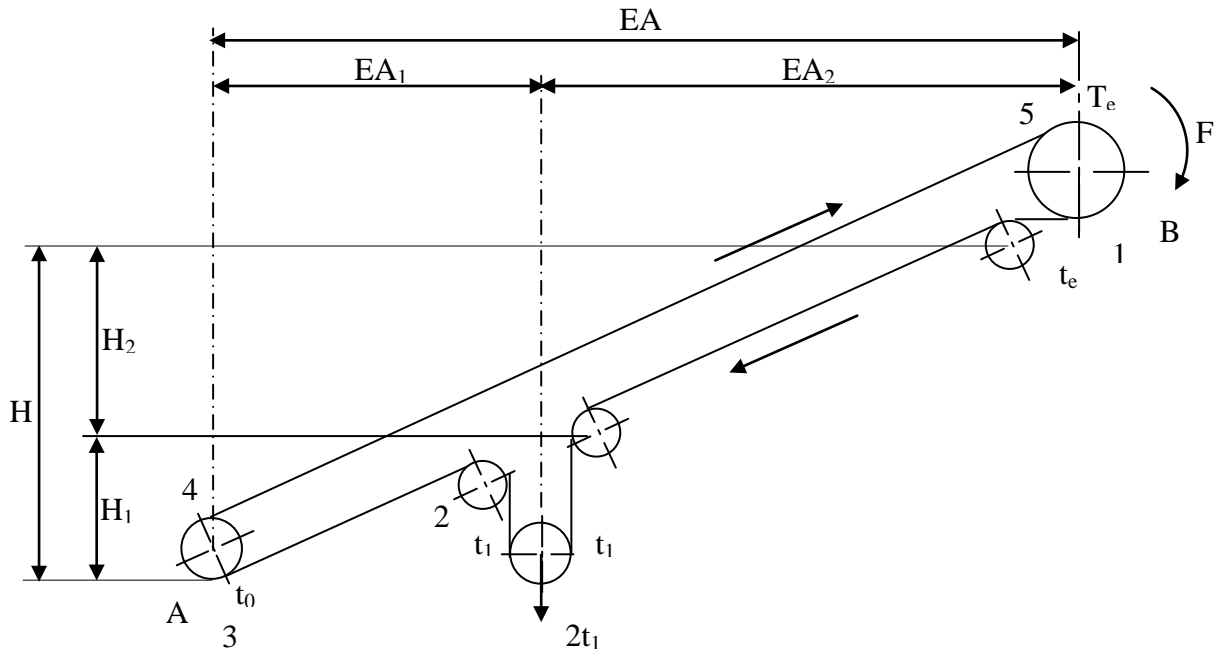
**Figure 1-4**



**Figure 1-5**



**Figure 1-6**



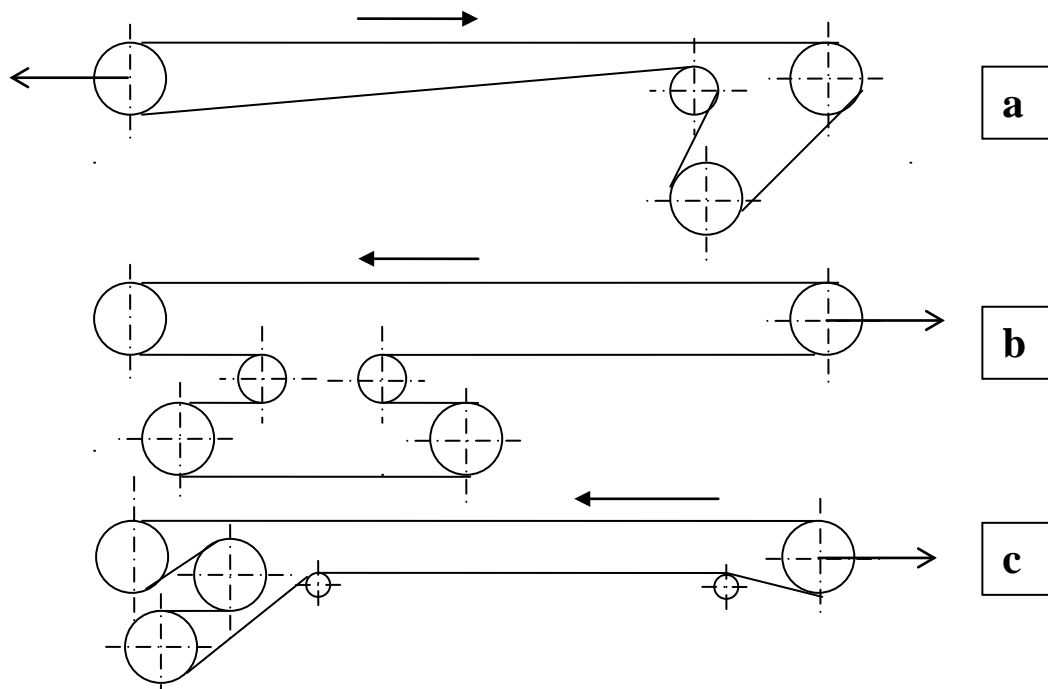
**Figure 1-7**

**Figure (1-3 à 1-7) Différentes constructions des convoyeurs à bande**

Il y'a tout d'abord les convoyeurs à bande à une seul tête motrice avec différents profils qui présentent l'avantage d'une construction ramassée des principaux éléments de la tête motrice, ce qui facilite leur transport et leur mise en place. La réalisation avec un seul tambour moteur est généralement réservée aux transporteurs à bande de faible puissance, ripables et pour les tracés inclinés.

Pour augmenter la force de traction on utilise parfois les rouleaux de renvoi (fig. 1.6.c).

Pour améliorer la force de traction et maintenir en service la machine dans le cas où l'un des blocs moteurs est démonté, pour entretien ou réparation on utilise la commande à double tête motrice (figure 1.6. a, b, c).



**Fig.1-8 Distribution des têtes motrices**

Il faut éviter l'emplacement des têtes motrices à la fois dans les deux extrémités du transporteur à bandes pour éviter les risques d'accident électriques dues à la rupture accidentelles des câbles d'alimentation.

Pour les schémas des figures (1-8. b et c), les tambours d'entraînement sont en contact avec la face mouillée de la bande, ce qui favorise par conséquent l'effet inutile de l'entraînement, surtout en (c) où c'est le premier qui transmet la plus grande part de l'effort à la bande.

## **I.4 Causes de la rupture de la bande :**

La flexibilité ou souplesse longitudinale de la bande est dans sa capacité de s'enrouler sur un tambour sans dépense d'énergie notable.

La résistance à la fatigue traduit l'aptitude de l'armature longitudinale de la bande à supporter un nombre d'enroulements donnés (en relation avec la durée de vie prévisible de la bande), sans qu'apparaissent des détériorations ou déchirures.

La diminution du nombre de plis, permise par l'utilisation de matériaux d'armature à hautes résistance spécifique a amélioré considérablement la flexibilité et l'endurance des bandes.

Avec des carcasses textiles « multiplis », l'enroulement sur tambour provoque l'apparition de contraintes, tant le matériau textile lui même, que dans les couches de mélange élastique interposé entre les plis. Des ruptures de tissu extérieures ont provoqué des déchirures de bandes (par l'effet d'extension ou de compression) ou des décollements entre ces derniers [13].

La diminution du nombre de plis (ainsi que l'amélioration des performances mécaniques des matériaux utilisés) a fait pratiquement disparaître les risques de cette nature.

Le gain obtenu par la structure comportant une armature longitudinale à un seul étage est nettement plus important que l'effet contraire lié à l'utilisation d'un matériau résistant à très haut module d'élasticité.

En sus des contraintes énumérées, l'entraînement de la bande ne peut être affranchi par d'autres aléas pour les convoyeurs à tambour de diamètre réduit qui dans un souci d'économie, le tambour et surtout le réducteur seraient d'un coût particulièrement bas. Selon Rankine-Eytelwein :

$$\mathbf{T / t = e^{\mu\alpha}}$$

Où **T** : tension du brin tendu

**t** : tension du brin mou

$\mu$  : coefficient de frottement bande-tambour

$\alpha$  : angle d'enroulement (en radians)

L'effort moteur transmissible  $F$  est donné par la relation :

$$F = T - t = t(e^{\mu\alpha} - 1)$$

On remarque que l'effort ne dépend pas du diamètre du tambour.

L'explication physique de cette indépendance théorique se trouve dans la compensation qu'apporte l'augmentation de la pression radiale moyenne entre bande et tambour, à la diminution de la surface de contact, lorsqu'on diminue le diamètre.

Il peut y avoir des difficultés d'entraînement [13] qui sont dues à la diminution du coefficient de frottement  $\mu$  lorsqu'on augmente la pression radiale de contact pour les diamètres trop faibles.

La compensation évoquée ci-dessus, ne se trouve plus, alors exactement réalisée et l'application de la formule de Rankine basée sur l'hypothèse de la constance du coefficient de frottement n'est plus justifiée.

Dans ces conditions, l'effort tangentiel maximal transmissible n'est plus indépendant du diamètre du tambour  $D$ .

Si l'on admet une décroissance linéaire de  $\mu = \mu_0 - L p$ , et en reprenant l'analyse des variations de tension dans la bande le long de l'arc de contact, la force devient :

$$F = t (e^{\mu_0 \alpha} - 1) [(\mu_0 D - 2 L t) / (\mu_0 + 2 L t (e^{\mu_0 \alpha} - 1))]$$

L'expression montre que l'effort tangentiel transmissible croît avec le diamètre du tambour.

L'utilisation de cette formule reste délicate, car les paramètres  $\mu_0$  et  $L$  sont susceptibles de varier considérablement avec les conditions physiques et

climatiques ambiantes ; en fait c'est surtout en milieu humide que la décroissance de  $\mu$  avec la pression de contact est importante, c'est pourquoi en pareille situation, il est préférable d'adapter un diamètre de tambour largement dimensionné.

Le patinage en est une des conséquences qui dépend des conditions d'exploitation car le convoyeur est conçu pour être exploité avec le minimum de patinage entre bande et tambour car il provoque l'usure intensive de la bande et du garnissage du tambour-moteur. L'échauffement du tambour entraîne la chute brusque du coefficient de frottement de la bande avec le tambour-moteur.

## **I.5 Résistances aux mouvements d'un transporteur à bande**

### **I.5.1 Introduction**

L'ensemble des résistances aux mouvements d'un transporteur à courroie est constitué par diverses résistances qui peuvent être divisées en cinq groupes :

- résistances principales,  $F_H$
- résistances secondaires,  $F_N$
- résistances principales spéciales,  $F_{S1}$
- résistances secondaires spéciales,  $F_{S2}$
- résistances due à l'inclinaison,  $F_{St}$

Dans ces cinq groupes sont comprises toutes les résistances que doit vaincre la commande d'un transporteur à courroie pour surmonter les frottements et l'inclinaison du parcours, ainsi que pour accélérer le matériau au point de chargement.

Les résistances principales et secondaires,  $F_H$  et  $F_N$ , apparaissent sur tous les transporteurs à courroie, tandis que les résistances spéciales,  $F_S = F_{S1} + F_{S2}$ ,

n'existent que dans certaines installations.  $F_H$  et  $F_{S1}$  agissent de façon continue le long du transporteur à courroie, tandis que  $F_N$  et  $F_{S2}$  n'existent que localement.

La résistance due à l'inclinaison,  $F_{St}$ , peut avoir une valeur positive, nulle ou négative, suivant la pente le long du transporteur. Elle peut, on outre, agir de manière continue sur l'ensemble du parcours ou peut ne se manifester que localement sur des sections partielles de la longueur [14].

### **I.5.2 Résistances principales, $F_H$**

Les résistances principales,  $F_H$ , sont les suivants : [10]

- a) Résistances de rotation des rouleaux porteurs du brin chargé et du brin de retour, dues aux frottements dans les roulements et les joints des rouleaux voir équations

$$F_u = f L g [q_{ro} + q_{ru} + (2qb + qg) \cos\delta + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}. \quad (1.1)$$

- b) Résistances à la progression de la courroie, dues à l'enfoncement dans la courroie des rouleaux porteurs, des flexions alternées de la courroie et du matériau.

$$q_g = \frac{I_v q}{v} \quad (1.2)$$

### **I.5.3 Résistances secondaires, $F_N$**

Les résistances secondaires,  $F_N$ , sont les suivantes :

- a) résistance d'inertie et de frottement due à l'accélération du matériau au point de chargement;
- b) résistance due au frottement sur les parois latérales des goulottes au point de chargement;
- c) résistance des paliers de tous les tambours, à l'exception de ceux des tambours d'entraînement;
- d) résistance due à l'enroulement de la courroie sur les tambours.

### **I.5.4 Résistances principales spéciales, $F_{S1}$**

Les résistances principales spéciales,  $F_{S1}$ , sont les suivantes :

- a) résistance de pincement due à la position oblique ou inclinée des rouleaux porteurs dans le sens de marche de la courroie ;
- b) résistance due au frottement contre les bavettes de goulottes ou contre les guidages, lorsque ceux-ci agissent sur toute la longueur de la courroie.

### **I.5.5 Résistances secondaires spéciales, $F_{S2}$**

Les résistances secondaires spéciales,  $F_{S2}$ , sont les suivantes :

- a) résistance due au frottement des dispositifs de nettoyage des tambours et de la courroie ;
- b) résistance due au frottement contre les bavettes de goulottes ou contre les guidages, lorsque ceux-ci n'agissent que sur une partie de la longueur de la courroie;
- c) résistance due au retournement du brin inférieur de la courroie;
- d) résistance due aux socs de déversement des matériaux ;
- e) résistance due aux chariots verseurs.

### **I.5.6 Résistance due à l'inclinaison, $F_{St}$**

La résistance due à l'inclinaison,  $F_{St}$ , est la résistance due à la dénivellation du matériau lors de son transport sur des parcours inclinés.

La résistance due à l'inclinaison peut, contrairement à certaines autres résistances, être clairement déterminée physiquement d'après l'équation

$$F_{St} = qGHg \quad (1.3)$$

$F_{St}$  est positive lorsque les installations sont ascendantes et négative lorsqu'elles sont descendantes.

## **I.6 Conclusion :**

Le convoyeur à bande est une installation complexe dont l'organe essentiel est l'élément le plus vulnérable vu sa constitution caoutchoutée par rapport à la structure métallique.

Le calcul des tensions dépend de la topographie des terrains sur lequel est installée la machine, comme il dépend aussi de la disposition de la tête motrice.

Dans la littérature actuelle le calcul de la force tangentielle au démarrage ne tient pas compte du surplus d'effort généré par l'inertie des masses en mouvement ce qui rend le calcul approximatif, ceci nous a motivé à éclaircir cette zone d'ombre en procédant à une expérimentation en laboratoire qui nous a permis de visualiser le processus de mise en vitesse dans différentes conditions d'exploitation (démarrage vide, en charge, freinage brusque, freinage lent,...)

# CHAPITRE 2

**Transmission de la force  
de traction à la bande**

## **II.1 Introduction :**

La transmission de l'effort de traction du tambour moteur à la bande s'effectue par adhérence, ce qui nous mène directement au frottement.

Le frottement, désigne l'ensemble des phénomènes qui naissent dans les zones superficielles de deux corps maintenus en contact et effectuant un mouvement l'un par rapport à l'autre en l'absence de lubrification.

Les premiers travaux que l'on connaît sur le frottement sont ceux de Léonard de Vinci au début du 16<sup>ème</sup> siècle.

Suivis plus tard par ceux de F. P. Bowden et D. Tabor qui font une synthèse et améliorent les résultats obtenus sur l'analyse du frottement (voir F.P. Bowden, D. Tabor) [15] [16], et Tabor [17].

G. Duvaut et J.L. Lions [18] dans la continuité des études des problèmes de l'élasticité comme minimisation de fonctionnelle quadratique, pose le problème du corps élastique glissant avec frottement sous la forme d'une inéquation variationnelle. Ce sera aussi le départ de beaucoup de travaux.

La loi de Coulomb appliquée au problème de Signori se révèle poser de nombreux problèmes mathématiques. De plus elle ne rend pas compte de tous les phénomènes observés lors du frottement de deux corps en contact.

Malgré l'ancienneté de l'intérêt porté à ce phénomène, la compréhension des mécanismes entrant en jeu est restée longtemps très lacunaire. Il faut attendre les dernières décennies et l'accumulation de données expérimentales et de résultats théoriques pour que des progrès importants soient faits.

Les phénomènes qui sont très à l'origine des forces de frottement sont très divers. On admet généralement que le glissement des aspérités en contact engendre localement des hautes températures qui permettent des processus physico -

chimiques tels que la déformation plastique des aspérités, la formation d'alliages, de fusions suivies de trempes, d'oxydation etc....

Les mécanismes microscopiques qui produisent le frottement sec peuvent être de différentes natures selon les conditions du contact. Cela, ajouté à la difficulté des mesures expérimentales, explique que malgré les nombreuses études sur le sujet le lien entre le comportement microscopique ne soit pas encore clairement élucidé.

Au 18<sup>ème</sup> siècle on s'intéresse à la rugosité des surfaces et L. Euler fait la différence entre frottement statique et frottement dynamique grâce à des expériences de petits solides glissant sur des plans inclinés. Il estime que cette différence est due au fait que plus le glissement est rapide plus les aspérités d'une surface sautent d'une aspérité de la surface opposée à l'autre, réduisant ainsi le contact.

C. A. Coulomb, à partir de nombreuses expériences, confirme les lois d'Amontons. Il pose le problème de la dépendance à la rugosité des surfaces et du rôle de l'adhésion. Il est en outre le premier à faire référence à une augmentation du coefficient statique avec le temps de contact stationnaire.

En 1933, A. Signorini pose le problème général de l'équilibre d'un corps élastique en contact sans frottement avec une fondation rigide.

## **II.2 Les lois du frottement sec :**

Une loi de frottement sec est un modèle mathématique reliant les principaux paramètres qui entrent en jeu dans les mécanismes du frottement sec. Les premières lois de ce type, élaborées à partir du 16<sup>ème</sup> siècle, résument les propriétés des surfaces en présence par la notion de coefficient de frottement, c'est-à-dire par le rapport maximal entre force tangentielle et force normale au point de contact. Bien sûr, c'est très insuffisant pour décrire l'ensemble des phénomènes qui interviennent

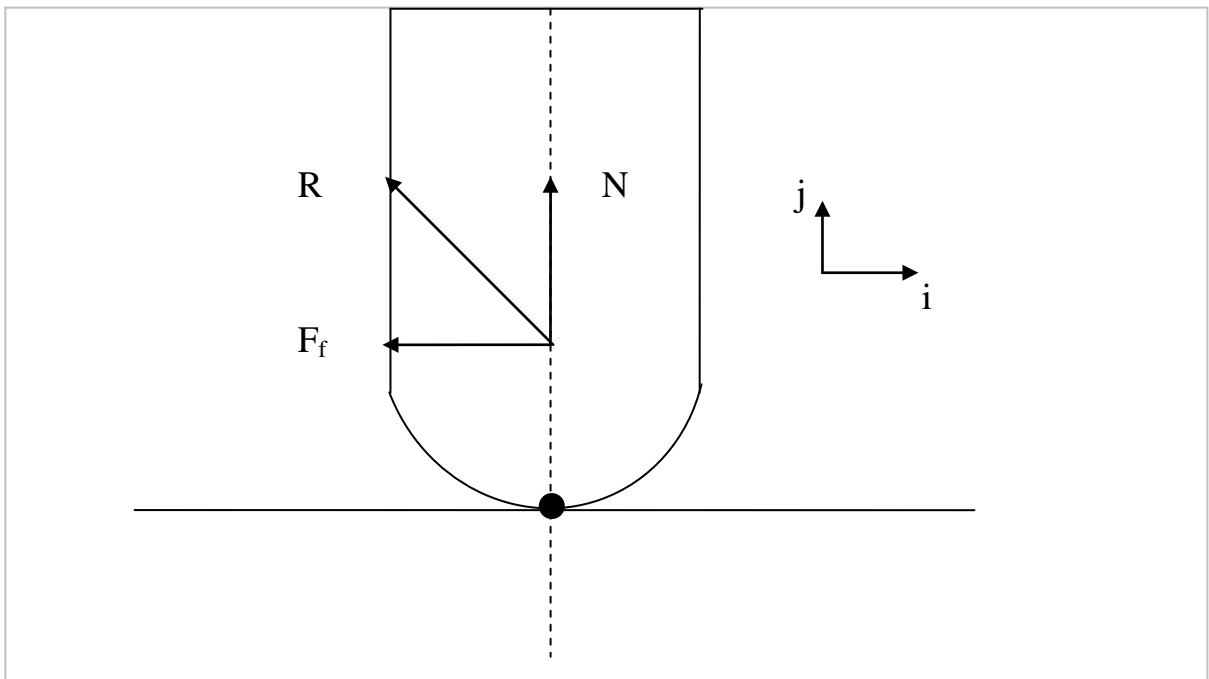
lors du frottement. Malgré tout, ce modèle simple présente beaucoup de difficultés, du fait de sa non linéarité et de sa non différentiabilité.

## **II.2.1 Contact ponctuel :**

Les premières lois du frottement ont été élaborées à partir d'un contact ponctuel entre deux solides rigides ; un solide rigide effectuant un mouvement de translation sur un plan rigide (voir figure 2.1). On désigne par  $\underline{R}$  la réaction du plan sur le solide que l'on décompose en composante tangentielle  $F_f$  et en composante normale  $N$  ainsi par  $\underline{u}$  le déplacement de translation du solide que l'on décompose aussi en composante tangentielle  $u_T$  et composante normale  $u_N$ . On considère que le contact a lieu lorsque  $u_N = 0$ . La vitesse de glissement est  $\underline{v}_G = \partial_t u_T$  lorsqu'il y a contact.

Le solide est en contact unilatéral, c'est-à-dire que l'on a :

$$\mathbf{u}_N \geq 0 \quad (1).$$



**Fig. 2-1 – Point matériel en contact unilatéral avec un demi-espace.**

Le contact peut être rompu et dans ce cas on a :

$$\mathbf{u}_N > \mathbf{0} \text{ et } \underline{\mathbf{R}} = \mathbf{0},$$

Ou bien peut avoir lieu et dans ce cas on a :  $\mathbf{u}_N = \mathbf{0}$  et  $\underline{\mathbf{R}} \geq \mathbf{0}$ .

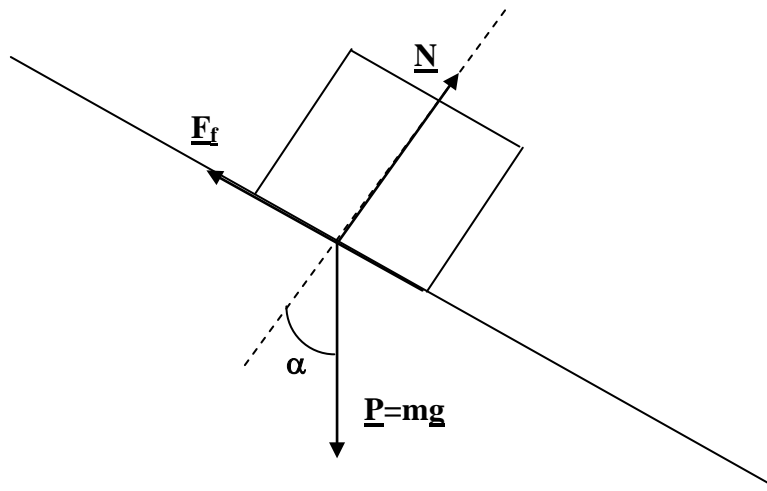
On parle de contact bilatéral lorsque le contact est astreint à avoir lieu, c'est à dire

$$\mathbf{u}_N = \mathbf{0}.$$

Dans ce cas on peut avoir  $\mathbf{N} < \mathbf{0}$  On dit que l'on a un glissement parfait, ou sans frottement, lorsque la composante tangentielle  $\underline{\mathbf{F}}_f$  est nulle. Si au contraire, une force tangentielle existe, on dit que l'on a un glissement avec frottement, et on est amené à introduire une loi de frottement qui relie cette composante tangentielle aux autres variables du système.

### **II.2.2 Loi de Coulomb ou d'Amontons :**

Historiquement, G. Amontons a mis en avant la proportionnalité de la force de frottement  $|\underline{\mathbf{F}}_f|$  et du chargement normal  $\mathbf{N}$ . De manière générale on parle de loi de Coulomb ou d'Amontons pour une loi de frottement qui respecte cette proportionnalité. L'expérience qui illustre le mieux la loi de Coulomb est celle d'un petit solide de base carré, posé sur un plan incliné d'un angle  $\alpha$  et soumis à son poids  $\mathbf{P}$  (voir figure 2.2).



**Fig. 2-2 – Petit solide sur un plan incliné.**

Expérimentalement il existe une inclinaison critique  $\alpha_{cr}$  de laquelle le petit solide reste immobile et au-delà de laquelle il se met en mouvement.

A l'équilibre la réaction du plan et le poids se composent :

$$\underline{\mathbf{F}}_f + \mathbf{N} + \underline{\mathbf{P}} = \mathbf{0}$$

On a donc :

$$|\underline{\mathbf{F}}_f| = |\mathbf{P}| \sin(\alpha),$$

$$|\mathbf{N}| = |\mathbf{P}| \cos(\alpha).$$

Le coefficient de frottement  $\mu_s$  est le rapport  $|\underline{\mathbf{F}}_f| / |\mathbf{N}|$  à l'inclinaison critique :

$$\mu_s = \sin(\alpha_{cr}) / \cos(\alpha_{cr}) = \tan(\alpha_{cr}).$$

La loi de Coulomb la plus simple stipule que le rapport  $|\underline{\mathbf{F}}_f| / |\mathbf{N}|$  reste égal à  $\mu_s$  lorsque le solide est en glissement. Elle s'énonce ainsi lorsqu'il y a contact :

$$\mathbf{u}_N = \mathbf{0} \text{ et } \mathbf{N} \geq 0,$$

$$\text{soit } |\underline{\mathbf{F}}_f| < \mu_s |\mathbf{N}| \text{ et } \underline{\mathbf{v}}_G = \mathbf{0},$$

$$\text{soit } |\underline{\mathbf{F}}_f| = \mu_s |\mathbf{N}| \text{ et } \exists \lambda \geq 0 \text{ tel que } \underline{\mathbf{v}}_G = -\lambda \underline{\mathbf{F}}_f \quad (2.1)$$

La force de frottement s'opposant toujours à la vitesse de glissement.

Remarque : Dans le cas du contact unilatéral on peut remplacer l'inéquation par

$$|\underline{\mathbf{F}}_f| < \mu |\mathbf{N}|$$

$|\underline{\mathbf{F}}_f| < \mu_s \mathbf{N}$  puisque  $\mathbf{N} \geq 0$ . De plus on peut récrire les conditions de contact unilatéral avec frottement par la formulation équivalente suivante :

$$\mathbf{N} \geq 0, \mathbf{u}_N \geq 0, \mathbf{N} \mathbf{u}_N = 0 \text{ (contact unilatéral),}$$

$$|\underline{\mathbf{F}}_f| \leq \mu |\mathbf{N}|, \underline{\mathbf{F}}_f \underline{\mathbf{v}}_G = \mu \mathbf{N} \underline{\mathbf{v}}_G \quad (2.2)$$

L. Euler, au début du 18ème siècle, fait une observation importante sur l'expérience du solide posé sur un plan incliné. D'après la loi de Coulomb, lorsque le glissement a lieu, le petit solide a un mouvement uniformément accéléré. Le module de l'accélération est :

$$\mathbf{a} = \mathbf{g} (\sin(\alpha) - \mu \cos(\alpha)),$$

Où  $g$  est la constante de gravitation terrestre. Or dans les expériences, on n'arrive pas à obtenir un mouvement avec une accélération aussi petite que l'on veut. Il existe une accélération minimale. Il en résulte que le rapport  $|\underline{\mathbf{F}}_f| / |\mathbf{N}|$  ne reste pas égal à  $\mu_s$  lors du glissement et il considère un coefficient de frottement dynamique  $\mu_d$  qui est plus petit que  $\mu_s$ . La loi de frottement s'écrit lorsqu'il y a contact :

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_N &= \mathbf{0} \text{ et } \mathbf{N} \geq \mathbf{0}, \\ \text{soit } |\underline{\mathbf{F}}_f| &< \mu_s |\underline{\mathbf{N}}| \text{ et } \underline{\mathbf{v}}_G = \mathbf{0}, & (2.3) \\ \text{soit } |\underline{\mathbf{F}}_f| &= \mu_d |\underline{\mathbf{N}}| \text{ et } \exists \lambda \geq \mathbf{0} \text{ tel que } \underline{\mathbf{v}}_G = -\lambda \underline{\mathbf{F}}_f \end{aligned}$$

Si cette formulation permet de mieux rendre compte des comportements expérimentaux, elle introduit par contre une difficulté. En effet pour  $|\underline{\mathbf{F}}_f| = \mu_d \mathbf{N}$  et  $\mathbf{v}_G = \mathbf{0}$  on ne sait pas si on est dans la première alternative (cas collé) ou dans la deuxième alternative (début de glissement). On lève généralement cette indétermination par une description dynamique (souvent implicite) de la loi de frottement. Pratiquement on décrit les transitions acceptables de l'état en glissement à l'état collé et de l'état collé en glissement.

### **II.3 Théorie de la transmission de l'effort de traction par tambour moteur :**

La transmission de l'effort de traction du tambour moteur à la bande s'effectue par adhérence. On suppose que l'organe de traction élastique est en mouvement sur la surface du tambour [19] alors le changement de la tension dans n'importe quel élément dégagé de la bande ( $dx$ ) peut être déterminé par l'équation suivante :

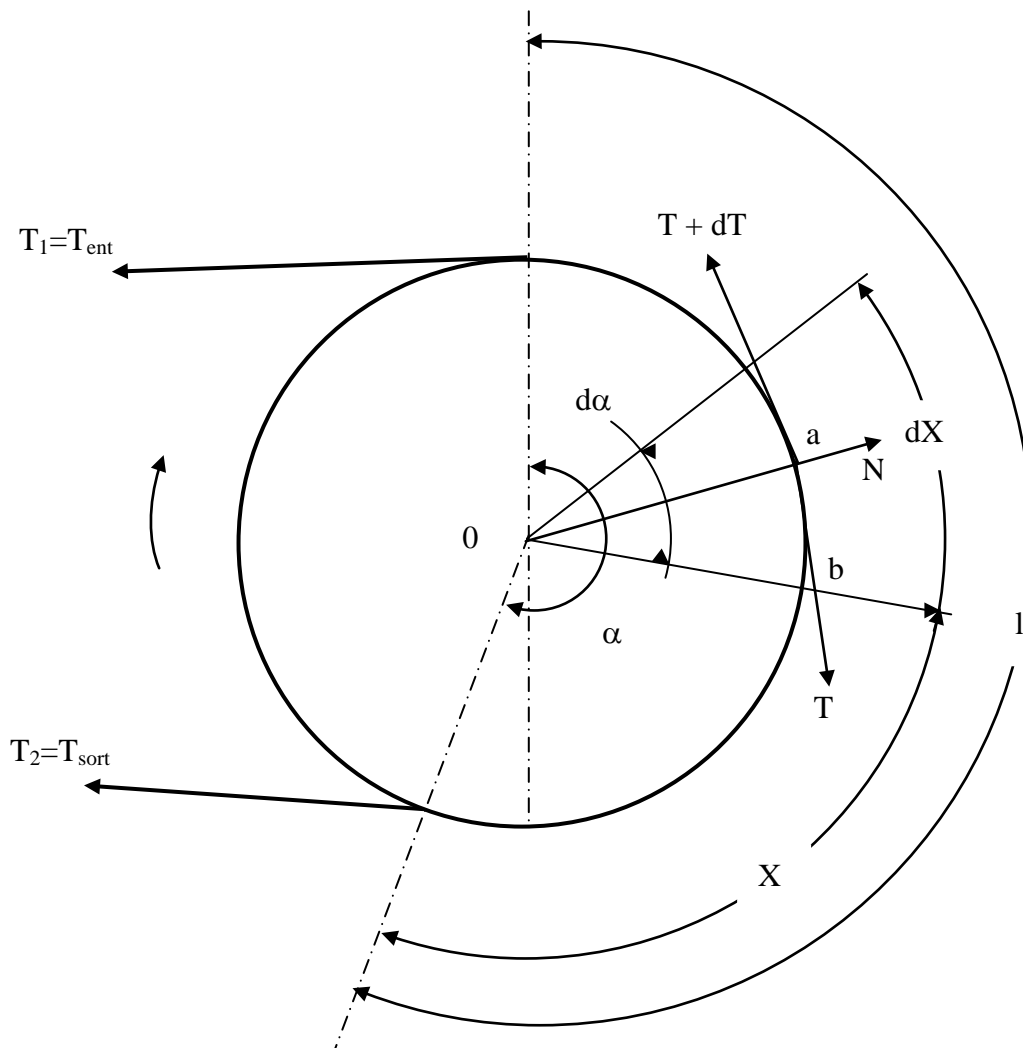
$$\frac{dT}{dx} = \mu \cdot N \quad (2.4)$$

Où  $dT$  : La force de traction nécessaire pour l'élément  $dx$  considéré

$\mu$  : Coefficient de frottement de la bande sur le tambour.

$N$  : La pression spécifique normale du tambour sur la bande. (daN/m)

Pour déterminer la force spécifique normale  $N$ , on considère le tronçon infiniment petit de la bande  $dx$ , sur l'angle  $d\alpha$  (voir fig. 2.3).



**Figure 2-3 – Problème type de l'entraînement habituel.**

De là on peut déduire la pression totale qui lui est exercée P

$$\mathbf{P} = \mathbf{N} \cdot d\mathbf{x} \quad (2.5)$$

Dans ce cas P représente la résultante des tensions  $\mathbf{T}$  et  $\mathbf{T} + d\mathbf{T}$

D'après le théorème des sinus on obtient:

$$\frac{P}{\sin \alpha} = \frac{T}{\sin(90 - d\alpha/2)} \quad (2.6)$$

Comme  $d\alpha$  est infiniment petit on pose :

$$\sin d\alpha \cong \alpha$$

Et 
$$\sin(90 - d\alpha/2) = \cos d\alpha / 2 \cong 1$$

On aura donc :

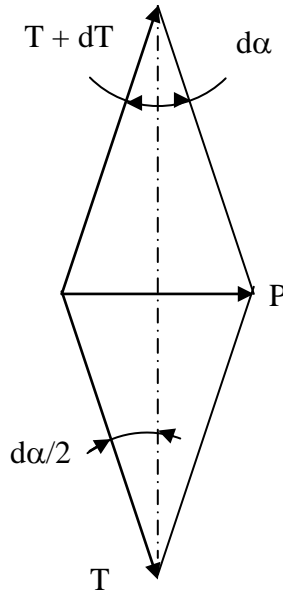
$$\frac{P}{d\alpha} = T \quad (2.7)$$

En remplaçant P par sa nouvelle valeur dans (2.5) on a :

$$\mathbf{T} d\alpha = \mathbf{N} d\mathbf{x} \quad (2.8)$$

Il ne reste qu'à déterminer  $d\mathbf{x}$  en fonction du rayon du tambour R, pour cela on considère le triangle oab de la figure 2.3.

$$dx / 2 = R \cdot \sin d\alpha / 2 \cong R d\alpha / 2 \Rightarrow dx = R d\alpha \quad (2.9)$$



**Fig.2.4. Représentation des forces de l'entraînement habituel**

Ainsi on peut déduire la pression spécifique normale du tambour sur la bande en remplaçant (2.9) dans (2.8).

$$T d\alpha = N R d\alpha \Rightarrow N = T / R \quad (2.10)$$

L'équation (2.4) aura la forme différentielle suivante:

$$dT / T = (\mu / R) dx \quad (2.11)$$

En intégrant dans un interval de  $T_2$  à  $T_1$  respectivement les tensions à la sortie et à

l'entrée du tambour, et de 0 à 1 pour la ligne de contact entre le tambour et la bande nous aurons:

$$\ln T_1 - \ln T_2 = \mu / R \quad (2.12)$$

Après exponentiation on a :

$$T_1 = T_2 e^{\mu / R} \quad (2.13)$$

En tenant compte que  $1/R$  représente l'angle d'enroulement de la bande sur tambour moteur on arrive à la forme finale de l'équation.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_{ent}}{T_{sort}} = e^{\mu \alpha} \quad (2.14)$$

Ce résultat est obtenu à base de la théorie de l'académicien de Petersburg, L. HEULER qui considère un fil passant sur une poulie dont les extrémités sont soumises aux tensions  $T_1$  et  $T_2$  tout en supposant que le fil est inextensible et n'oppose aucune résistance à son enroulement sur cette dernière, en admettant aussi que la masse du fil est négligeable, et il tourne dans un sens inverse [16], [12].

Dans l'équation (2.14),  $\alpha$  représente l'angle d'enroulement géométrique de la bande sur le tambour moteur.

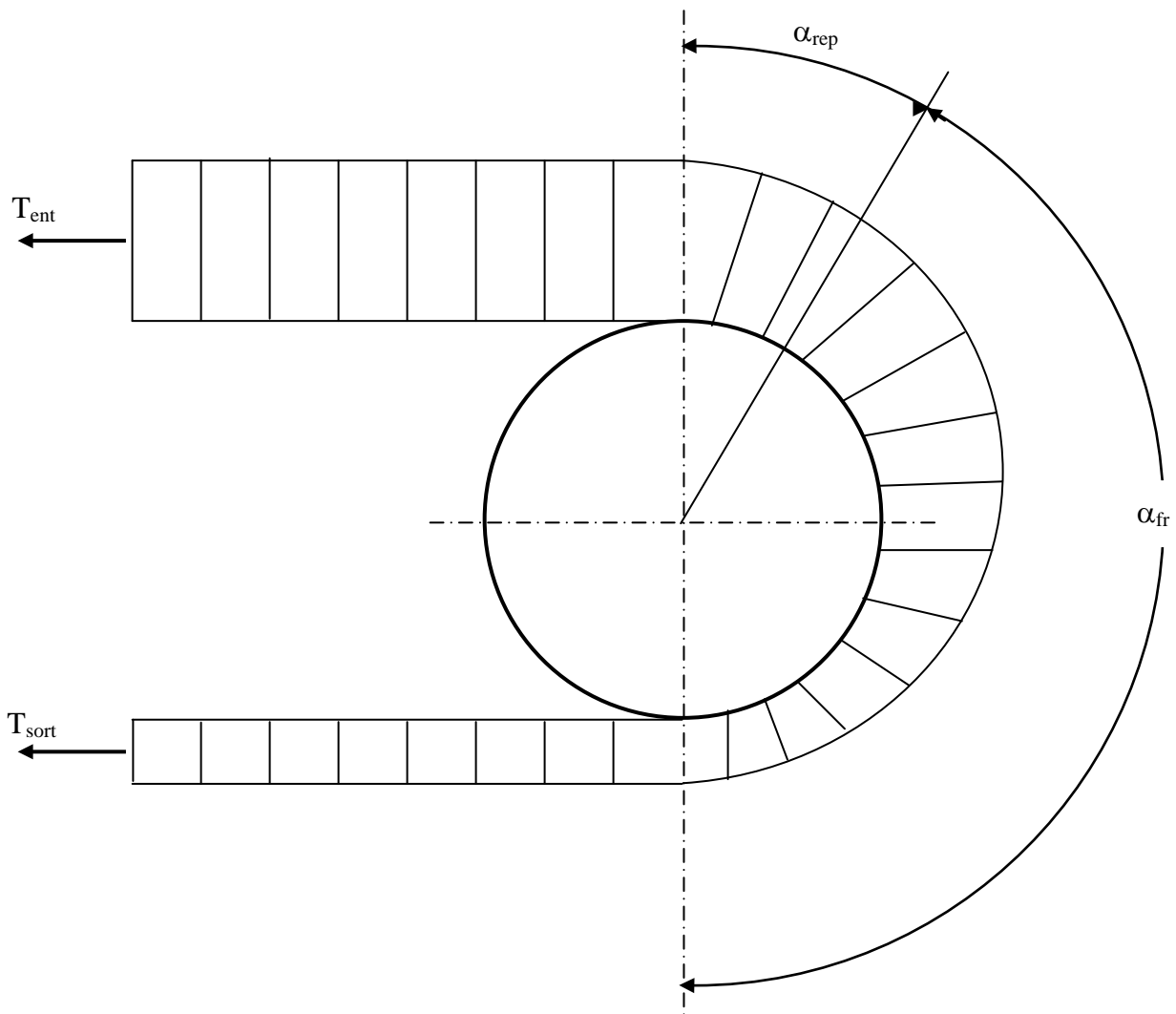
En réalité l'angle  $\alpha$  [20] est égal à la somme de deux composantes (voir figure 2.5)

Soit: 
$$\alpha = \alpha_{rep} + \alpha_{fr} \quad (2.15)$$

Où  $\alpha_{rep}$  : Angle de repos, il ne participe pas à la transmission de l'effort de traction malgré que le contact entre la bande et le tambour existe [20], dans cette zone nous avons une situation favorable au patinage parce que l'augmentation de la tension sur la bande diminue la valeur de l'angle de repos.

Dans la théorie d'Euler a été considéré le régime aux frontières c'est-à-dire  $\alpha_{rep} = 0$ , alors qu'en réalité l'existence d'un tel angle est indispensable pour une bonne transmission de l'effort. (Réalizable à  $T=T_{ent}$  à valeur max.) [10]

Dans la zone que renferme cet angle nous avons toujours une tension constante malgré la variation de la tension à l'entrée de la bande, voir fig. 2.5.



**Figure2-5 Distribution de la tension sur le tambour moteur.**

$\alpha_{fr}$  : Angle de frottement à l'aide duquel On peut réaliser la traction de la bande.

Ainsi pour le régime aux frontières nous avons :

$$\frac{T_{ent}}{T_{sort}} = e^{\mu\alpha} \quad (2.16)$$

La présence de l'angle de repos nous donne

$$\frac{T_{ent}}{T_{sort}} < e^{\mu\alpha} \quad (2.17)$$

Cette équation caractérise le régime normal du convoyeur.

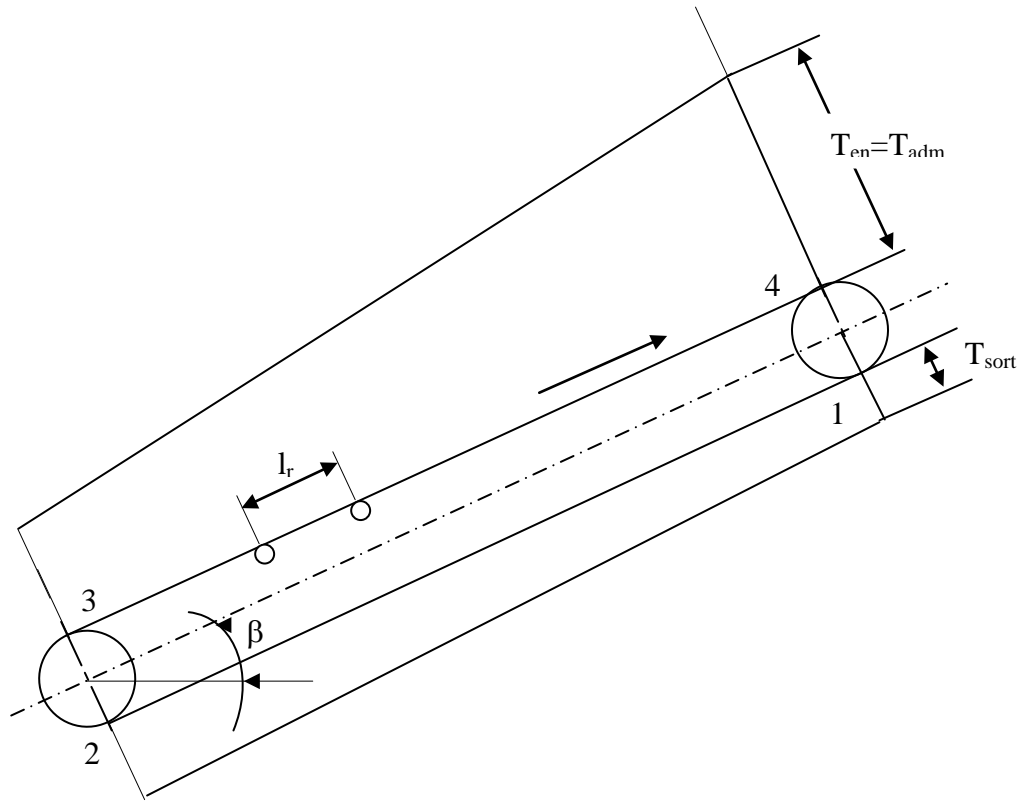
$e^{\mu\alpha}$  est appelé facteur de traction du convoyeur à bande obtenu d'après la construction de ce dernier.

En général pendant l'exploitation des convoyeurs deux régimes se présentent :

- Le régime moteur.
- Le régime de freinage (générateur).

L'inéquation caractéristique du régime moteur (généralement pour les convoyeurs ascendants) est:

$$\frac{T_{ent}}{T_{sort}} \leq e^{\mu\alpha} \quad (2.18)$$



**Figure 2-6 Diagramme de tension du convoyeur.**

Dans ces conditions l'augmentation de la charge sur la bande du convoyeur est limitée par le facteur  $e^{\mu\alpha}$  parce que dans le cas contraire la tension à l'entrée  $T_{ent}$  augmente. Et Pour une valeur donnée de  $T_{ent}$  l'inégalité ne sera pas respectée, ce qui signifie que la bande est en patinage sur le tambour moteur.

Dans les conditions concrètes le rapport  $T_{ent} / T_{sort}$  caractérise le facteur réel d'exploitation et dépend de la résistance au mouvement de la charge, de la bande, des rouleaux et de la distance de transport... Ce dernier doit être toujours comparé au facteur de traction d'après la construction  $e^{\mu\alpha}$  qui dépend à son tour des propriétés de revêtement des tambours, de l'angle d'enroulement...

L'inéquation caractéristique du régime de freinage (générateur) prend la forme :

$$\frac{T_{Sort}}{T_{Ent}} \leq e^{\mu\alpha} \quad (2.19)$$

Ce régime se distingue du premier où nous avons le renversement des rôles. La bande devient l'organe moteur contrairement à ce qui se passe dans le régime moteur, c'est pourquoi l'augmentation de la charge tend toujours à diminuer la tension à l'entrée, et le régime reste toujours limité par le facteur de construction  $e^{\mu\alpha}$

### **II.3.1 Analyse des réserves de la force de traction du convoyeur :**

A base de cette théorie nous allons déterminer le facteur de traction possible à réaliser pour les convoyeurs ascendants (représenté par « a »), que l'on compare par la suite avec le facteur d'après la construction  $e^{\mu\alpha}$ . Pour cela on considère le schéma cinématique d'un convoyeur à tambour unique installé sous angle  $\beta$  (voir fig. 2.6) où on représente par :

$l$  : la distance entre les rouleaux porteurs (m),

$T_{min}$  : la tension minimale sur la bande (daN),

$T_{adm}$  : la tension admissible de la bande (daN)

On détermine le facteur réel du convoyeur en tenant compte d'une rupture entière de la bande, ainsi au point caractéristique 4 nous avons la tension égale à la tension admissible de la bande ( $T_{adm}$ ).

$$T_{adm} = \frac{T_{rup}}{m} = \frac{\sigma_r i B}{m} \quad (2.20)$$

Où  $T_{rup}$  : force de rupture de la bande (daN)

$\sigma_r$  : Résistance spécifique à la rupture d'un pli (daN)

$i$  : Nombre de plis de la bande

$m$  : facteur de sécurité

Ensuite d'après [21] on détermine la tension minimale au point 3 selon la condition de la bande tendue partout. Nous avons alors:

$$T_{min} = T_3 = (5 \text{ à } 10) (q_{ch} + q_b) l'_r \quad (2.21)$$

Où  $q_{ch}$  : la masse métrique de la charge (kg/m)

$q_b$  : la masse métrique de la bande (kg/m)

Les coefficients 5 et 10 tiennent compte des conditions d'utilisation des convoyeurs, respectivement en mine et en carrières.

Ainsi d'après la théorie d'EULER on obtient le facteur de traction réel  $a$  pour le convoyeur considéré.

$$a = \frac{T_{ent}}{T_{sort}} = \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_{adm}}{T_{sort}} \quad (2.22)$$

La tension admissible étant connue, on passe à la détermination de la tension à la sortie qui n'est autre que la tension au point 1 ( $T_1$ ).

En utilisant la méthode de contournement d'après laquelle:

$$\mathbf{T}_i = \mathbf{T}_i + \mathbf{W}_{i \rightarrow i-1} \quad (2.23)$$

On aura :

$$\mathbf{T}_2 = \mathbf{T}_1 + \mathbf{W}_{2-1} \Rightarrow \mathbf{T}_1 = \mathbf{T}_2 - \mathbf{W}_{2-1} \quad (2.24)$$

Analogiquement pour le brin porteur :

$$\mathbf{T}_4 = \mathbf{T}_{adm} = \mathbf{T}_3 + \mathbf{W}_{4-3}$$

$$\mathbf{T}_3 = \mathbf{T}_{min} = \mathbf{T}_4 - \mathbf{W}_{4-3} \quad (2.25)$$

L'équation (2.19) représente l'équation de rupture de la bande sur le brin chargé.

$$\mathbf{W}_{2-1} = \mathbf{W}_{vide} = \omega_v \mathbf{L} \quad (2.26)$$

$$\mathbf{W}_{4-3} = \mathbf{W}_{ch} = \omega_{ch} \mathbf{L} \quad (2.27)$$

Où  $\mathbf{W}_{2-1}$  et  $\mathbf{W}_{4-3}$  : représentent respectivement les résistances au mouvement des brins, vide et chargé (daN)

$\omega_v$  et  $\omega_{ch}$  : les résistances spécifiques au mouvement correspondantes (daN/m)

De l'équation (2.25), on tire la longueur admissible du convoyeur ( $L_{adm}$ )

$$L_{adm} = \frac{T_{adm} - T_{min}}{\omega_{ch}} \quad (2.26)$$

En plus de cela il faut tenir compte de la différence des tensions [22] aux points 2 et 3 exprimée par le coefficient K, qui tient compte des résistances au mouvement de la bande sur le tambour de renvoi (entre les points 2 et 3).

$$T_2 = T_3 / K = T_{\min} / K \quad (2.29)$$

La tension à la sortie sera :

$$T_{\text{sort}} = T_1 = T_{\min} / K - \frac{T_{\text{adm}} - T_{\min}}{\omega_{ch}} \omega_v \quad (2.30)$$

En définitif nous avons:

$$a = \frac{T_{\text{adm}} \omega_{ch} K}{T_{\min} (\omega_{ch} + K \omega_v) - K \omega_v T_{\text{adm}}} \quad (2.31)$$

De là on remarque que tous les paramètres dans cette formule sont constants excepté les résistances spécifiques au mouvement  $\omega_v$  et  $\omega_{ch}$  qui sont fonction de la masse métrique de la bande, de la charge, des rouleaux et de l'angle d'inclinaison du convoyeur.

D'après [21] on exprime les résistances spécifiques au mouvement comme suit :

$$\omega_v = q_b [(C_2 W \cos \beta \pm \sin \beta) + C_2 W q_r''] \quad (2.32)$$

$$\omega_{ch} = (q_b + q_{ch}) [(C_2 W \cos \beta \pm \sin \beta) + C_2 W q_r'] \quad (2.33)$$

Où  $q_r'$  et  $q_r''$  : respectivement les masses métriques des rouleaux supérieur et inférieur (kg/m)

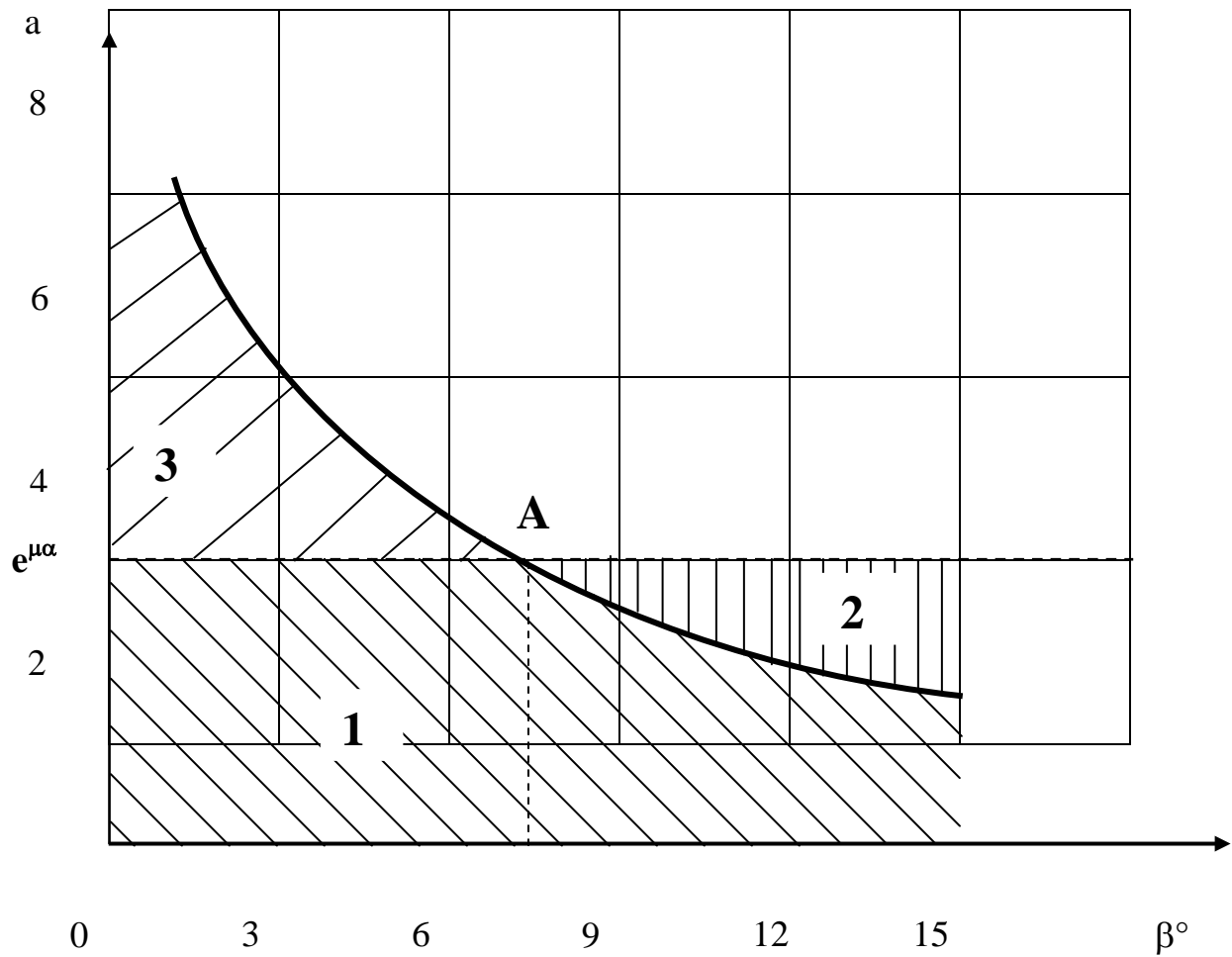
$C_2$ : coefficient qui tient compte des résistances locales ayant lieu dans n'importe quel point du convoyeur (point de chargement, tambour de contrainte, dispositif de nettoyage ...).

Le coefficient  $W$  met en évidence la résistance au mouvement du brin du convoyeur [21]. Il varie de 0,02 à 0,05 pour les convoyeurs stationnaires, et de 0,1 pour les convoyeurs mobiles.

Dans les équations (2.32), (2.33) on utilise le signe (+) pour le brin ascendant, et le signe (-) pour le brin descendant. De là on déduit que la variabilité des résistances spécifiques au mouvement est liée essentiellement avec la variation de la charge du convoyeur et son angle d'inclinaison  $\beta$ ; quant aux autres paramètres ( $q_r'$ ,  $q_r''$ ,  $C_2$ ,  $W$ ...) ils dépendent uniquement de sa construction.

Avec le changement de l'angle d'inclinaison, nous avons la variation de l'effet de la pesanteur sur les masses mobiles (charge, bande...), ce qui nous donne directement le taux d'utilisation du facteur de traction du convoyeur. Pour mettre en relief toutes ces hypothèses on considère un convoyeur ayant une charge nominale et un angle d'inclinaison variable (dans notre cas  $\beta = 0$  à  $18^\circ$ ), une force admissible de rupture de la bande  $T_{adm} = 360$  daN (sur une bande à fil d'acier RTL-4000), et un effort minimal  $T_{min} = 65$  daN

Après un calcul (à partir des formules 2.31, 2.32, 2.33), on trace la courbe de variation du facteur de traction réel «  $a$  » en fonction de l'angle d'inclinaison  $\beta$  du convoyeur,  $a = f(\beta)$ .



1. **Domaine de réalisation du facteur de traction.**
  2. **Domaine de réserve de traction.**
  3. **Domaine d'existence des possibilités de patinage.**
- A. **Facteur de traction maximum réalisé.**

Figure 2-7 -Mise en évidence du facteur de traction.

De la courbe (fig. 2.7) on peut déduire que le point d'intersection entre le facteur de traction réalisé « a » et celui dépendant de la construction  $e^{\mu\alpha}$ , correspond à une utilisation idéale des propriétés d'adhérence de la bande sur le tambour.

A gauche du point A, c'est le domaine de l'utilisation complète du facteur de traction, domaine qui est limité par les propriétés de la construction. Les risques de patinage à ce niveau sont considérables.

Par contre dans la zone qui se trouve à droite de ce point la limite est due aux propriétés d'adhérence du système dont l'effet de la pesanteur sur le déplacement de la charge à transporter est très important. Les risques de patinage dans ce cas sont exclus.

## **II-4. Conclusions :**

Au début de ce chapitre, nous avons considéré le principe d'entraînement habituel basé sur l'adhérence entre courroie et un ou plusieurs tambours moteurs. Comme nous avons donné le sens physique du facteur de traction  $e^{\mu\alpha}$ . Cependant nous avons obtenu le facteur possible pour la réalisation dans les conditions concrètes, ce qui nous a permis par la suite de mettre en évidence les réserves des forces d'adhérence. Néanmoins nous avons analysé les paramètres concrets des convoyeurs qui ont été choisis selon la diversité de leurs paramètres.

# CHAPITRE 2

**Transmission de la force  
de traction à la bande**

## **II.1 Introduction :**

La transmission de l'effort de traction du tambour moteur à la bande s'effectue par adhérence, ce qui nous mène directement au frottement.

Le frottement, désigne l'ensemble des phénomènes qui naissent dans les zones superficielles de deux corps maintenus en contact et effectuant un mouvement l'un par rapport à l'autre en l'absence de lubrification.

Les premiers travaux que l'on connaît sur le frottement sont ceux de Léonard de Vinci au début du 16<sup>ème</sup> siècle.

Suivis plus tard par ceux de F. P. Bowden et D. Tabor qui font une synthèse et améliorent les résultats obtenus sur l'analyse du frottement (voir F.P. Bowden, D. Tabor) [15] [16], et Tabor [17].

G. Duvaut et J.L. Lions [18] dans la continuité des études des problèmes de l'élasticité comme minimisation de fonctionnelle quadratique, pose le problème du corps élastique glissant avec frottement sous la forme d'une inéquation variationnelle. Ce sera aussi le départ de beaucoup de travaux.

La loi de Coulomb appliquée au problème de Signori se révèle poser de nombreux problèmes mathématiques. De plus elle ne rend pas compte de tous les phénomènes observés lors du frottement de deux corps en contact.

Malgré l'ancienneté de l'intérêt porté à ce phénomène, la compréhension des mécanismes entrant en jeu est restée longtemps très lacunaire. Il faut attendre les dernières décennies et l'accumulation de données expérimentales et de résultats théoriques pour que des progrès importants soient faits.

Les phénomènes qui sont très à l'origine des forces de frottement sont très divers. On admet généralement que le glissement des aspérités en contact engendre localement des hautes températures qui permettent des processus physico -

chimiques tels que la déformation plastique des aspérités, la formation d'alliages, de fusions suivies de trempes, d'oxydation etc....

Les mécanismes microscopiques qui produisent le frottement sec peuvent être de différentes natures selon les conditions du contact. Cela, ajouté à la difficulté des mesures expérimentales, explique que malgré les nombreuses études sur le sujet le lien entre le comportement microscopique ne soit pas encore clairement élucidé.

Au 18<sup>ème</sup> siècle on s'intéresse à la rugosité des surfaces et L. Euler fait la différence entre frottement statique et frottement dynamique grâce à des expériences de petits solides glissant sur des plans inclinés. Il estime que cette différence est due au fait que plus le glissement est rapide plus les aspérités d'une surface sautent d'une aspérité de la surface opposée à l'autre, réduisant ainsi le contact.

C. A. Coulomb, à partir de nombreuses expériences, confirme les lois d'Amontons. Il pose le problème de la dépendance à la rugosité des surfaces et du rôle de l'adhésion. Il est en outre le premier à faire référence à une augmentation du coefficient statique avec le temps de contact stationnaire.

En 1933, A. Signorini pose le problème général de l'équilibre d'un corps élastique en contact sans frottement avec une fondation rigide.

## **II.2 Les lois du frottement sec :**

Une loi de frottement sec est un modèle mathématique reliant les principaux paramètres qui entrent en jeu dans les mécanismes du frottement sec. Les premières lois de ce type, élaborées à partir du 16<sup>ème</sup> siècle, résument les propriétés des surfaces en présence par la notion de coefficient de frottement, c'est-à-dire par le rapport maximal entre force tangentielle et force normale au point de contact. Bien sûr, c'est très insuffisant pour décrire l'ensemble des phénomènes qui interviennent

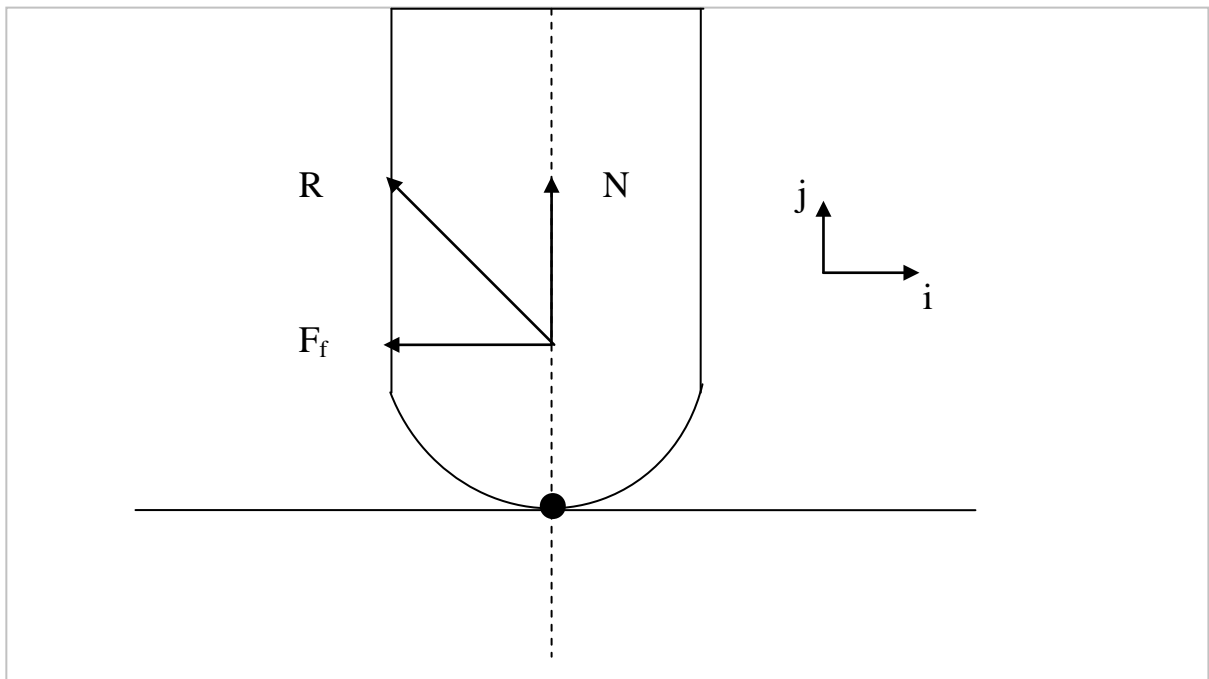
lors du frottement. Malgré tout, ce modèle simple présente beaucoup de difficultés, du fait de sa non linéarité et de sa non différentiabilité.

## **II.2.1 Contact ponctuel :**

Les premières lois du frottement ont été élaborées à partir d'un contact ponctuel entre deux solides rigides ; un solide rigide effectuant un mouvement de translation sur un plan rigide (voir figure 2.1). On désigne par  $\underline{R}$  la réaction du plan sur le solide que l'on décompose en composante tangentielle  $F_f$  et en composante normale  $N$  ainsi par  $\underline{u}$  le déplacement de translation du solide que l'on décompose aussi en composante tangentielle  $u_T$  et composante normale  $u_N$ . On considère que le contact a lieu lorsque  $u_N = 0$ . La vitesse de glissement est  $\underline{v}_G = \partial_t u_T$  lorsqu'il y a contact.

Le solide est en contact unilatéral, c'est-à-dire que l'on a :

$$\mathbf{u}_N \geq 0 \quad (1).$$



**Fig. 2-1 – Point matériel en contact unilatéral avec un demi-espace.**

Le contact peut être rompu et dans ce cas on a :

$$\mathbf{u}_N > \mathbf{0} \text{ et } \underline{\mathbf{R}} = \mathbf{0},$$

Ou bien peut avoir lieu et dans ce cas on a :  $\mathbf{u}_N = \mathbf{0}$  et  $\underline{\mathbf{R}} \geq \mathbf{0}$ .

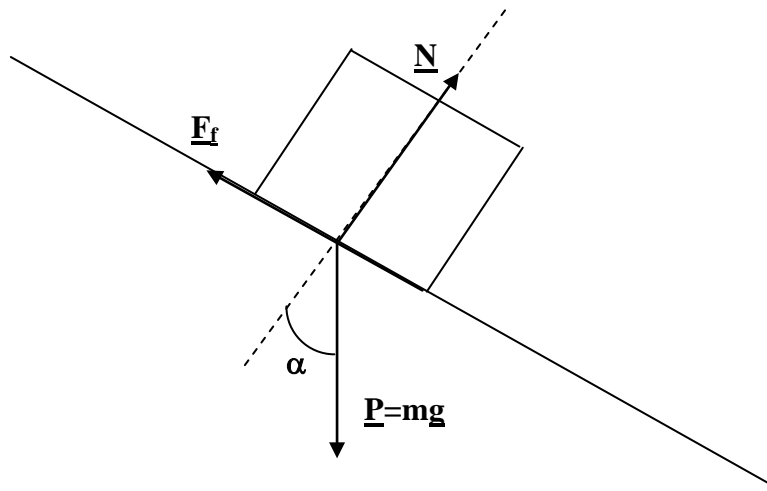
On parle de contact bilatéral lorsque le contact est astreint à avoir lieu, c'est à dire

$$\mathbf{u}_N = \mathbf{0}.$$

Dans ce cas on peut avoir  $\mathbf{N} < \mathbf{0}$  On dit que l'on a un glissement parfait, ou sans frottement, lorsque la composante tangentielle  $\underline{\mathbf{F}}_f$  est nulle. Si au contraire, une force tangentielle existe, on dit que l'on a un glissement avec frottement, et on est amené à introduire une loi de frottement qui relie cette composante tangentielle aux autres variables du système.

### **II.2.2 Loi de Coulomb ou d'Amontons :**

Historiquement, G. Amontons a mis en avant la proportionnalité de la force de frottement  $|\underline{\mathbf{F}}_f|$  et du chargement normal  $\mathbf{N}$ . De manière générale on parle de loi de Coulomb ou d'Amontons pour une loi de frottement qui respecte cette proportionnalité. L'expérience qui illustre le mieux la loi de Coulomb est celle d'un petit solide de base carré, posé sur un plan incliné d'un angle  $\alpha$  et soumis à son poids  $\mathbf{P}$  (voir figure 2.2).



**Fig. 2-2 – Petit solide sur un plan incliné.**

Expérimentalement il existe une inclinaison critique  $\alpha_{cr}$  de laquelle le petit solide reste immobile et au-delà de laquelle il se met en mouvement.

A l'équilibre la réaction du plan et le poids se composent :

$$\underline{\mathbf{F}}_f + \mathbf{N} + \underline{\mathbf{P}} = \mathbf{0}$$

On a donc :

$$|\underline{\mathbf{F}}_f| = |\mathbf{P}| \sin(\alpha),$$

$$|\mathbf{N}| = |\mathbf{P}| \cos(\alpha).$$

Le coefficient de frottement  $\mu_s$  est le rapport  $|\underline{\mathbf{F}}_f| / |\mathbf{N}|$  à l'inclinaison critique :

$$\mu_s = \sin(\alpha_{cr}) / \cos(\alpha_{cr}) = \tan(\alpha_{cr}).$$

La loi de Coulomb la plus simple stipule que le rapport  $|\underline{\mathbf{F}}_f| / |\mathbf{N}|$  reste égal à  $\mu_s$  lorsque le solide est en glissement. Elle s'énonce ainsi lorsqu'il y a contact :

$$\mathbf{u}_N = \mathbf{0} \text{ et } \mathbf{N} \geq \mathbf{0},$$

$$\text{soit } |\underline{\mathbf{F}}_f| < \mu_s |\mathbf{N}| \text{ et } \underline{\mathbf{v}}_G = \mathbf{0},$$

$$\text{soit } |\underline{\mathbf{F}}_f| = \mu_s |\mathbf{N}| \text{ et } \exists \lambda \geq \mathbf{0} \text{ tel que } \underline{\mathbf{v}}_G = -\lambda \underline{\mathbf{F}}_f \quad (2.1)$$

La force de frottement s'opposant toujours à la vitesse de glissement.

Remarque : Dans le cas du contact unilatéral on peut remplacer l'inéquation par

$$|\underline{\mathbf{F}}_f| < \mu |\mathbf{N}|$$

$|\underline{\mathbf{F}}_f| < \mu_s \mathbf{N}$  puisque  $\mathbf{N} \geq \mathbf{0}$ . De plus on peut récrire les conditions de contact unilatéral avec frottement par la formulation équivalente suivante :

$$\mathbf{N} \geq \mathbf{0}, \mathbf{u}_N \geq \mathbf{0}, \mathbf{N} \mathbf{u}_N = \mathbf{0} \text{ (contact unilatéral),}$$

$$|\underline{\mathbf{F}}_f| \leq \mu |\mathbf{N}|, \underline{\mathbf{F}}_f \underline{\mathbf{v}}_G = \mu \mathbf{N} \underline{\mathbf{v}}_G \quad (2.2)$$

L. Euler, au début du 18ème siècle, fait une observation importante sur l'expérience du solide posé sur un plan incliné. D'après la loi de Coulomb, lorsque le glissement a lieu, le petit solide a un mouvement uniformément accéléré. Le module de l'accélération est :

$$\mathbf{a} = \mathbf{g} (\sin(\alpha) - \mu \cos(\alpha)),$$

Où  $g$  est la constante de gravitation terrestre. Or dans les expériences, on n'arrive pas à obtenir un mouvement avec une accélération aussi petite que l'on veut. Il existe une accélération minimale. Il en résulte que le rapport  $|\underline{\mathbf{F}}_f| / |\mathbf{N}|$  ne reste pas égal à  $\mu_s$  lors du glissement et il considère un coefficient de frottement dynamique  $\mu_d$  qui est plus petit que  $\mu_s$ . La loi de frottement s'écrit lorsqu'il y a contact :

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_N &= \mathbf{0} \text{ et } \mathbf{N} \geq \mathbf{0}, \\ \text{soit } |\underline{\mathbf{F}}_f| &< \mu_s |\underline{\mathbf{N}}| \text{ et } \underline{\mathbf{v}}_G = \mathbf{0}, & (2.3) \\ \text{soit } |\underline{\mathbf{F}}_f| &= \mu_d |\underline{\mathbf{N}}| \text{ et } \exists \lambda \geq \mathbf{0} \text{ tel que } \underline{\mathbf{v}}_G = -\lambda \underline{\mathbf{F}}_f \end{aligned}$$

Si cette formulation permet de mieux rendre compte des comportements expérimentaux, elle introduit par contre une difficulté. En effet pour  $|\underline{\mathbf{F}}_f| = \mu_d \mathbf{N}$  et  $\mathbf{v}_G = \mathbf{0}$  on ne sait pas si on est dans la première alternative (cas collé) ou dans la deuxième alternative (début de glissement). On lève généralement cette indétermination par une description dynamique (souvent implicite) de la loi de frottement. Pratiquement on décrit les transitions acceptables de l'état en glissement à l'état collé et de l'état collé en glissement.

### **II.3 Théorie de la transmission de l'effort de traction par tambour moteur :**

La transmission de l'effort de traction du tambour moteur à la bande s'effectue par adhérence. On suppose que l'organe de traction élastique est en mouvement sur la surface du tambour [19] alors le changement de la tension dans n'importe quel élément dégagé de la bande ( $dx$ ) peut être déterminé par l'équation suivante :

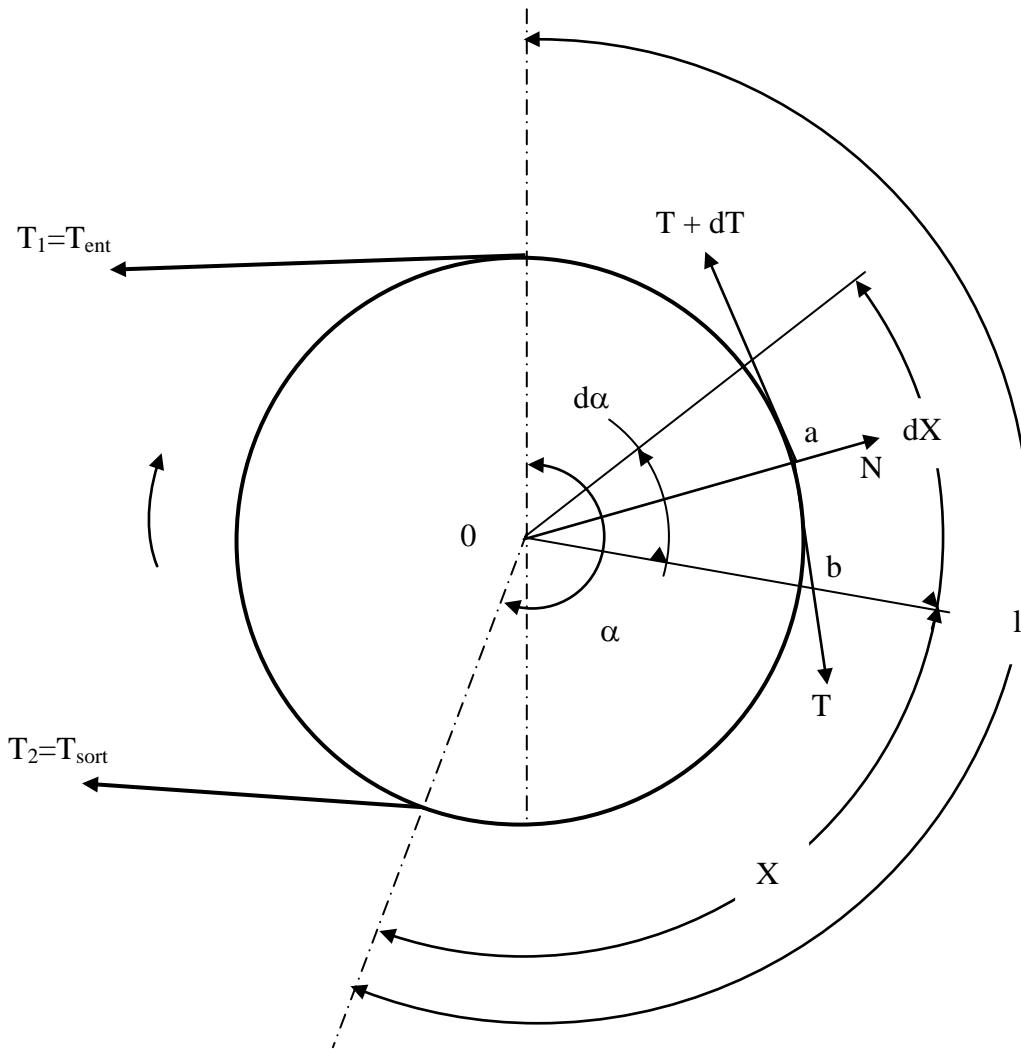
$$\frac{dT}{dx} = \mu \cdot N \quad (2.4)$$

Où  $dT$  : La force de traction nécessaire pour l'élément  $dx$  considéré

$\mu$  : Coefficient de frottement de la bande sur le tambour.

$N$  : La pression spécifique normale du tambour sur la bande. (daN/m)

Pour déterminer la force spécifique normale  $N$ , on considère le tronçon infiniment petit de la bande  $dx$ , sur l'angle  $d\alpha$  (voir fig. 2.3).



**Figure 2-3 – Problème type de l'entraînement habituel.**

De là on peut déduire la pression totale qui lui est exercée P

$$\mathbf{P} = \mathbf{N} \cdot d\mathbf{x} \quad (2.5)$$

Dans ce cas P représente la résultante des tensions  $\mathbf{T}$  et  $\mathbf{T} + d\mathbf{T}$

D'après le théorème des sinus on obtient:

$$\frac{P}{\sin \alpha} = \frac{T}{\sin(90 - d\alpha/2)} \quad (2.6)$$

Comme  $d\alpha$  est infiniment petit on pose :

$$\sin d\alpha \cong \alpha$$

Et 
$$\sin(90 - d\alpha/2) = \cos d\alpha / 2 \cong 1$$

On aura donc :

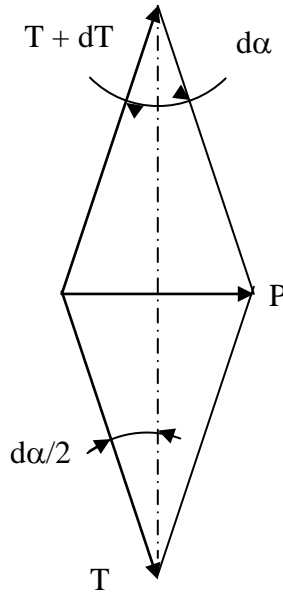
$$\frac{P}{d\alpha} = T \quad (2.7)$$

En remplaçant P par sa nouvelle valeur dans (2.5) on a :

$$\mathbf{T} d\alpha = \mathbf{N} d\mathbf{x} \quad (2.8)$$

Il ne reste qu'à déterminer  $d\mathbf{x}$  en fonction du rayon du tambour R, pour cela on considère le triangle oab de la figure 2.3.

$$dx / 2 = R \cdot \sin d\alpha / 2 \cong R d\alpha / 2 \Rightarrow dx = R d\alpha \quad (2.9)$$



**Fig.2.4. Représentation des forces de l'entraînement habituel**

Ainsi on peut déduire la pression spécifique normale du tambour sur la bande en remplaçant (2.9) dans (2.8).

$$T d\alpha = N R d\alpha \Rightarrow N = T / R \quad (2.10)$$

L'équation (2.4) aura la forme différentielle suivante:

$$dT / T = (\mu / R) dx \quad (2.11)$$

En intégrant dans un interval de T2 à T1 respectivement les tensions à la sortie et à

l'entrée du tambour, et de 0 à 1 pour la ligne de contact entre le tambour et la bande nous aurons:

$$\ln T_1 - \ln T_2 = \mu / R \quad (2.12)$$

Après exponentiation on a :

$$T_1 = T_2 e^{\mu / R} \quad (2.13)$$

En tenant compte que  $1/R$  représente l'angle d'enroulement de la bande sur tambour moteur on arrive à la forme finale de l'équation.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_{ent}}{T_{sort}} = e^{\mu\alpha} \quad (2.14)$$

Ce résultat est obtenu à base de la théorie de l'académicien de Petersburg, L. HEULER qui considère un fil passant sur une poulie dont les extrémités sont soumises aux tensions  $T_1$  et  $T_2$  tout en supposant que le fil est inextensible et n'oppose aucune résistance à son enroulement sur cette dernière, en admettant aussi que la masse du fil est négligeable, et il tourne dans un sens inverse [16], [12].

Dans l'équation (2.14),  $\alpha$  représente l'angle d'enroulement géométrique de la bande sur le tambour moteur.

Lors de l'utilisation incomplète de la force de traction du tambour moteur l'angle d'enroulement total  $\alpha$  se divise en deux angles :

- sur le secteur de l'angle  $\alpha - \alpha'$  la tension de la bande reste constante et égale a  $T_{ent}$  c'est pourquoi dans cette zone se crée la force de frottement.
- le secteur de l'angle  $\alpha'$  s'appel zone de repos.

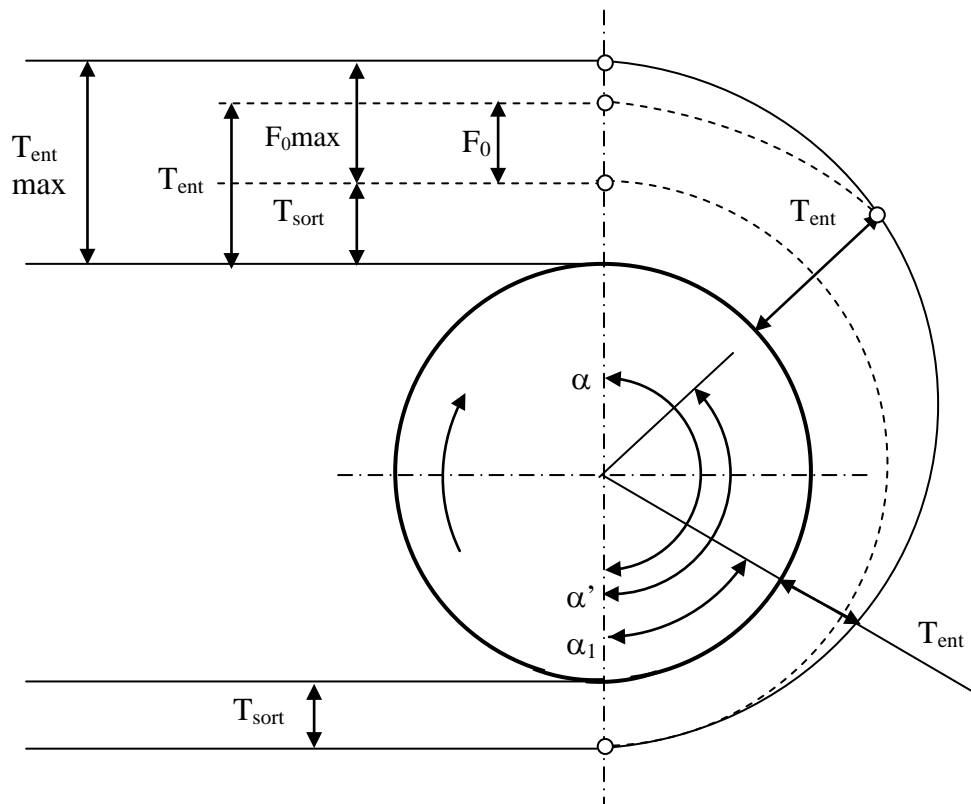
Dans le secteur d'angle  $\alpha'$  la tension décroît de la valeur  $T_{ent}$  à  $T_{sort}$  selon la loi 2.17 ce qui s'accompagne par la réduction des dimensions de la bande et son glissement sur le tambour, ce secteur  $\alpha'$  s'appelle (zone de glissement).

Lors de l'augmentation de la charge de la bande en maintenant  $T_{sort}$  constante l'angle  $\alpha'$  augmente et  $\alpha - \alpha'$  diminue.

Pour une transmission maximale de la force de traction  $\alpha' = \alpha$  de cette manière le rapport des angles de glissement et de repos détermine la réserve de la force de frottement sur le tambour moteur [10].

La force maximale de traction du convoyeur (la plus grande qui peut être transmise par le tambour à la bande  $F_0 = T_{ent} - T_{sort}$ ).

$T_{ent \max} = F_0 \max + T_{sort}$  (voir figure 2.5.



**Figure2-5 Distribution de la tension sur le tambour moteur.**

$\alpha_{fr}$  : Angle de frottement à l'aide duquel On peut réaliser la traction de la bande.

Ainsi pour le régime aux frontières nous avons :

$$\frac{T_{ent}}{T_{sort}} = e^{\mu\alpha} \quad (2.16)$$

La présence de l'angle de repos nous donne

$$\frac{T_{ent}}{T_{sort}} < e^{\mu\alpha} \quad (2.17)$$

Cette équation caractérise le régime normal du convoyeur.

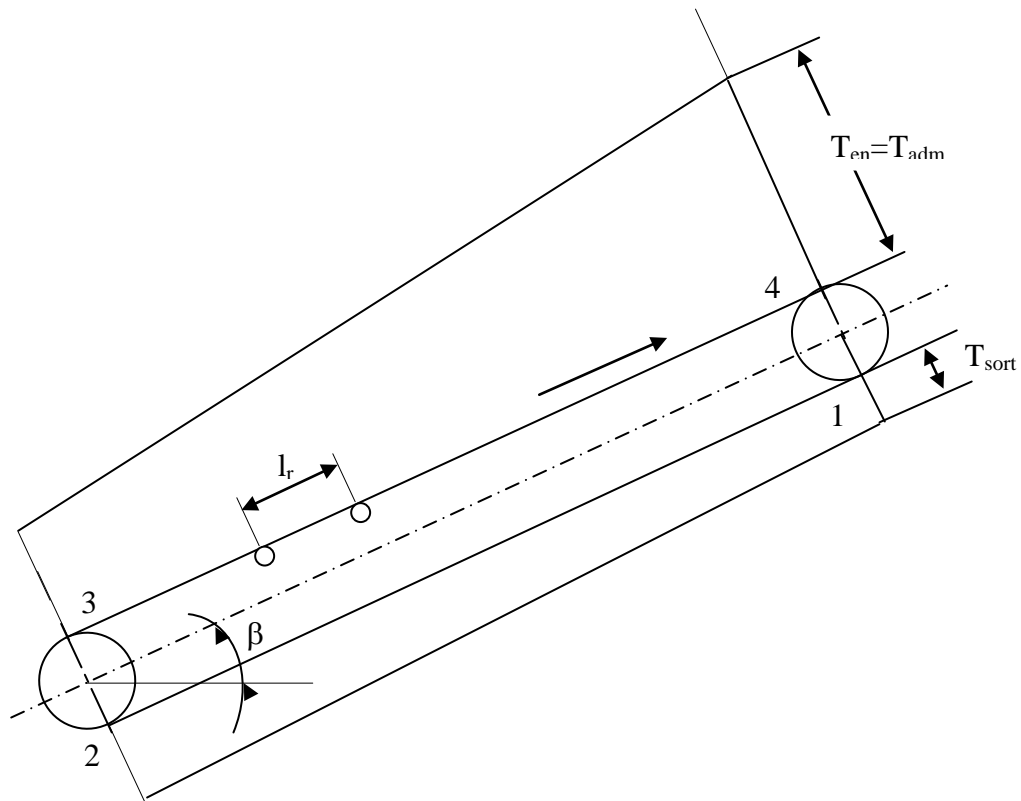
$e^{\mu\alpha}$  est appelé facteur de traction du convoyeur à bande obtenu d'après la construction de ce dernier.

En général pendant l'exploitation des convoyeurs deux régimes se présentent :

- Le régime moteur.
- Le régime de freinage (générateur).

L'inéquation caractéristique du régime moteur (généralement pour les convoyeurs ascendants) est:

$$\frac{T_{ent}}{T_{sort}} \leq e^{\mu\alpha} \quad (2.18)$$



**Figure 2-6 Diagramme de tension du convoyeur.**

Dans ces conditions l'augmentation de la charge sur la bande du convoyeur est limitée par le facteur  $e^{\mu\alpha}$  parce que dans le cas contraire la tension à l'entrée  $T_{ent}$  augmente. Et Pour une valeur donnée de  $T_{ent}$  l'inégalité ne sera pas respectée, ce qui signifie que la bande est en patinage sur le tambour moteur.

Dans les conditions concrètes le rapport  $T_{ent} / T_{sort}$  caractérise le facteur réel d'exploitation et dépend de la résistance au mouvement de la charge, de la bande, des rouleaux et de la distance de transport... Ce dernier doit être toujours comparé au facteur de traction d'après la construction  $e^{\mu\alpha}$  qui dépend à son tour des propriétés de revêtement des tambours, de l'angle d'enroulement...

L'inéquation caractéristique du régime de freinage (générateur) prend la forme :

$$\frac{T_{Sort}}{T_{Ent}} \leq e^{\mu\alpha} \quad (2.19)$$

Ce régime se distingue du premier où nous avons le renversement des rôles. La bande devient l'organe moteur contrairement à ce qui se passe dans le régime moteur, c'est pourquoi l'augmentation de la charge tend toujours à diminuer la tension à l'entrée, et le régime reste toujours limité par le facteur de construction  $e^{\mu\alpha}$

### **II.3.1 Analyse des réserves de la force de traction du convoyeur :**

A base de cette théorie nous allons déterminer le facteur de traction possible à réaliser pour les convoyeurs ascendants (représenté par « a »), que l'on compare par la suite avec le facteur d'après la construction  $e^{\mu\alpha}$ . Pour cela on considère le schéma cinématique d'un convoyeur à tambour unique installé sous angle  $\beta$  (voir fig. 2.6) où on représente par :

$l$  : la distance entre les rouleaux porteurs (m),

$T_{min}$  : la tension minimale sur la bande (daN),

$T_{adm}$  : la tension admissible de la bande (daN)

On détermine le facteur réel du convoyeur en tenant compte d'une rupture entière de la bande, ainsi au point caractéristique 4 nous avons la tension égale à la tension admissible de la bande ( $T_{adm}$ ).

$$T_{adm} = \frac{T_{rup}}{m} = \frac{\sigma_r i B}{m} \quad (2.20)$$

Où  $T_{rup}$  : force de rupture de la bande (daN)

$\sigma_r$  : Résistance spécifique à la rupture d'un pli (daN)

$i$  : Nombre de plis de la bande

$m$  : facteur de sécurité

Ensuite d'après [21] on détermine la tension minimale au point 3 selon la condition de la bande tendue partout. Nous avons alors:

$$T_{min} = T_3 = (5 \text{ à } 10) (q_{ch} + q_b) l'_r \quad (2.21)$$

Où  $q_{ch}$  : la masse métrique de la charge (kg/m)

$q_b$  : la masse métrique de la bande (kg/m)

Les coefficients 5 et 10 tiennent compte des conditions d'utilisation des convoyeurs, respectivement en mine et en carrières.

Ainsi d'après la théorie d'EULER on obtient le facteur de traction réel  $a$  pour le convoyeur considéré.

$$a = \frac{T_{ent}}{T_{sort}} = \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_{adm}}{T_{sort}} \quad (2.22)$$

La tension admissible étant connue, on passe à la détermination de la tension à la sortie qui n'est autre que la tension au point 1 ( $T_1$ ).

En utilisant la méthode de contournement d'après laquelle:

$$\mathbf{T}_i = \mathbf{T}_i + \mathbf{W}_{i \rightarrow i-1} \quad (2.23)$$

On aura :

$$\mathbf{T}_2 = \mathbf{T}_1 + \mathbf{W}_{2-1} \Rightarrow \mathbf{T}_1 = \mathbf{T}_2 - \mathbf{W}_{2-1} \quad (2.24)$$

Analogiquement pour le brin porteur :

$$\mathbf{T}_4 = \mathbf{T}_{adm} = \mathbf{T}_3 + \mathbf{W}_{4-3}$$

$$\mathbf{T}_3 = \mathbf{T}_{min} = \mathbf{T}_4 - \mathbf{W}_{4-3} \quad (2.25)$$

L'équation (2.19) représente l'équation de rupture de la bande sur le brin chargé.

$$\mathbf{W}_{2-1} = \mathbf{W}_{vide} = \omega_v \mathbf{L} \quad (2.26)$$

$$\mathbf{W}_{4-3} = \mathbf{W}_{ch} = \omega_{ch} \mathbf{L} \quad (2.27)$$

Où  $\mathbf{W}_{2-1}$  et  $\mathbf{W}_{4-3}$  : représentent respectivement les résistances au mouvement des brins, vide et chargé (daN)

$\omega_v$  et  $\omega_{ch}$  : les résistances spécifiques au mouvement correspondantes (daN/m)

De l'équation (2.25), on tire la longueur admissible du convoyeur ( $L_{adm}$ )

$$L_{adm} = \frac{T_{adm} - T_{min}}{\omega_{ch}} \quad (2.26)$$

En plus de cela il faut tenir compte de la différence des tensions [22] aux points 2 et 3 exprimée par le coefficient K, qui tient compte des résistances au mouvement de la bande sur le tambour de renvoi (entre les points 2 et 3).

$$T_2 = T_3 / K = T_{\min} / K \quad (2.29)$$

La tension à la sortie sera :

$$T_{\text{sort}} = T_1 = T_{\min} / K - \frac{T_{\text{adm}} - T_{\min}}{\omega_{ch}} \omega_v \quad (2.30)$$

En définitif nous avons:

$$a = \frac{T_{\text{adm}} \omega_{ch} K}{T_{\min} (\omega_{ch} + K \omega_v) - K \omega_v T_{\text{adm}}} \quad (2.31)$$

De là on remarque que tous les paramètres dans cette formule sont constants excepté les résistances spécifiques au mouvement  $\omega_v$  et  $\omega_{ch}$  qui sont fonction de la masse métrique de la bande, de la charge, des rouleaux et de l'angle d'inclinaison du convoyeur.

D'après [21] on exprime les résistances spécifiques au mouvement comme suit :

$$\omega_v = q_b [(C_2 W \cos \beta \pm \sin \beta) + C_2 W q_r''] \quad (2.32)$$

$$\omega_{ch} = (q_b + q_{ch}) [(C_2 W \cos \beta \pm \sin \beta) + C_2 W q_r'] \quad (2.33)$$

Où  $q_r'$  et  $q_r''$  : respectivement les masses métriques des rouleaux supérieur et inférieur (kg/m)

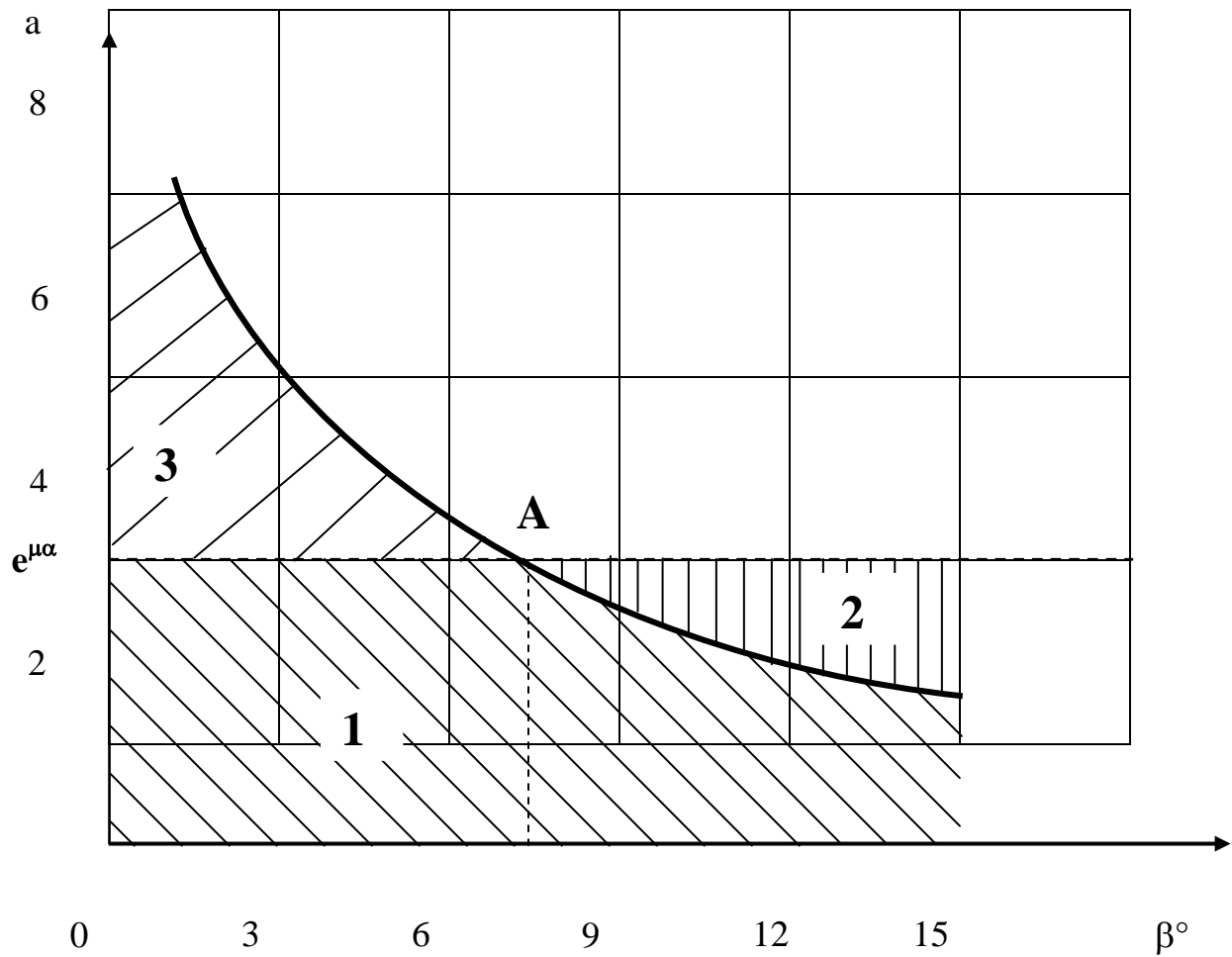
$C_2$ : coefficient qui tient compte des résistances locales ayant lieu dans n'importe quel point du convoyeur (point de chargement, tambour de contrainte, dispositif de nettoyage ...).

Le coefficient  $W$  met en évidence la résistance au mouvement du brin du convoyeur [21]. Il varie de 0,02 à 0,05 pour les convoyeurs stationnaires, et de 0,1 pour les convoyeurs mobiles.

Dans les équations (2.32), (2.33) on utilise le signe (+) pour le brin ascendant, et le signe (-) pour le brin descendant. De là on déduit que la variabilité des résistances spécifiques au mouvement est liée essentiellement avec la variation de la charge du convoyeur et son angle d'inclinaison  $\beta$ ; quant aux autres paramètres ( $q_r'$ ,  $q_r''$ ,  $C_2$ ,  $W$ ...) ils dépendent uniquement de sa construction.

Avec le changement de l'angle d'inclinaison, nous avons la variation de l'effet de la pesanteur sur les masses mobiles (charge, bande...), ce qui nous donne directement le taux d'utilisation du facteur de traction du convoyeur. Pour mettre en relief toutes ces hypothèses on considère un convoyeur ayant une charge nominale et un angle d'inclinaison variable (dans notre cas  $\beta = 0$  à  $18^\circ$ ), une force admissible de rupture de la bande  $T_{adm} = 360$  daN (sur une bande à fil d'acier RTL-4000), et un effort minimal  $T_{min} = 65$  daN

Après un calcul (à partir des formules 2.31, 2.32, 2.33), on trace la courbe de variation du facteur de traction réel «  $a$  » en fonction de l'angle d'inclinaison  $\beta$  du convoyeur,  $a = f(\beta)$ .



1. **Domaine de réalisation du facteur de traction.**
  2. **Domaine de réserve de traction.**
  3. **Domaine d'existence des possibilités de patinage.**
- A. Facteur de traction maximum réalisé.**

**Figure 2-7 -Mise en évidence du facteur de traction.**

De la courbe (fig. 2.7) on peut déduire que le point d'intersection entre le facteur de traction réalisé « a » et celui dépendant de la construction  $e^{\mu\alpha}$ , correspond à. une utilisation idéale des propriétés d'adhérence de la bande sur le tambour.

A gauche du point A, c'est le domaine de l'utilisation complète du facteur de traction, domaine qui est limité par les propriétés de la construction. Les risques de patinage à ce niveau sont considérables.

Par contre dans la zone qui se trouve à droite de ce point la limite est due aux propriétés d'adhérence du système dont l'effet de la pesanteur sur le déplacement de la charge à transporter est très important. Les risques de patinage dans ce cas sont exclus.

## **II-4. Conclusions :**

Au début de ce chapitre, nous avons considéré le principe d'entraînement habituel basé sur l'adhérence entre courroie et un ou plusieurs tambours moteurs. Comme nous avons donné le sens physique du facteur de traction  $e^{\mu\alpha}$ . Cependant nous avons obtenu le facteur possible pour la réalisation dans les conditions concrètes, ce qui nous a permis par la suite de mettre en évidence les réserves des forces d'adhérence. Néanmoins nous avons analysé les paramètres concrets des convoyeurs qui ont été choisis selon la diversité de leurs paramètres.

# CHAPITRE 3

## ETUDE DE LA DYNAMIQUE DES CONVOYEURS A BANDE

### **III.1. Introduction :**

Pendant les processus non stationnaires (mise en vitesse et freinage), dans la bande, outre les forces statiques, il y'a naissance de forces supplémentaires qui sont le résultat du changement de la vitesse, ces dernières sont dites : forces dynamiques.

De la somme algébrique de ces forces (statiques et dynamiques) résulte une nouvelle répartition de la tension sur l'entraînement. De ce fait l'exercice de ce dernier devient instable (patinage, complet ou partiel) [24]. L'influence des forces dynamiques sur le calcul de la résistance de la bande n'a pas une importance considérable. En effet la composante dynamique est prise en considération dans le facteur de sécurité qui est généralement compris entre ( $m= 8$  à  $12$ ).

C'est pourquoi le but essentiel du calcul de cette composante est d'établir un régime de mise en marche et de freinage sans risque de patinage.

Considérons le risque de marge d'erreur sur le calcul de la force de traction nécessaire pour le convoyeur on prend [25] le coefficient de réserve de traction  $K_r = 1,3$ . Pour les convoyeurs de grands débits et de grands franchissements, le processus dynamique lors de la mise en marche et le freinage a une grande importance. Il agit sur le facteur de traction réel par l'intermédiaire de la tension à l'entrée du convoyeur qui se voit tantôt augmenter tantôt diminuer. Ceci dépend de la nature de la contrainte appliquée à l'onde élastique qui se propage lors du régime non stationnaire sur toute la longueur de l'organe porteur. La propagation de ces ondes dépend aussi de la disposition du tambour d'entraînement. C'est ainsi que nous avons deux types de contraintes agissant sur l'onde élastique. Il s'agit de la contrainte de traction, accompagnée par des forces dynamiques positives, qui seront ajoutées à celles statiques, et de la contrainte de compression s'exprimant par des forces dynamiques négatives qui tendent à affaiblir la tension totale en

n'importe quel point.

### **III.2 Correction de l'élasticité de la bande :**

On n'exclue pas entièrement le risque de patinage pour certains convoyeurs, malgré un temps de démarrage assez important. Ce qui impose le calcul de l'effort de tension selon la condition de l'absence du patinage ; calcul qui dépend des propriétés élastiques de l'organe porteur que l'on peut supposer absolument rigide (bande à câbles d'acier), ou élastique (bande à tissu).

#### **III.3.2.1 Types de bande :**

➤ **Bande élastique :**

Tenant compte des forces dynamiques dans la détermination de la tension initiale on doit faire le calcul en fonction du type du tendeur utilisé.

➤ **Bande rigide :**

Pour les bandes rigides (à câbles d'acier), nous n'avons pas d'allongement élastique, mais un allongement relatif  $\varepsilon$  inférieur de 5 à 6 fois que celui élastique des bandes à tissu. De ce fait pour ce type de bande (cas de convoyeurs de grande distance), on doit tout d'abord faire le calcul statique selon lequel on fait le choix de la bande, et la puissance du moteur, puis on passe au calcul dynamique pour préciser l'effort nécessaire du tendeur.

Pour le choix des conditions limites de démarrage s'imposent les recommandations saillantes ci-après énumérées :

1. Le temps de mise en marche du point de vue économique doit être minimal.
2. Le patinage de la bande sur le tambour moteur pendant la mise en marche est inadmissible.
3. La tension de la bande maximale ( $T_{\max}$ ) ne doit pas atteindre sa valeur maximale.

$$T_{\max} = K_{dy} T_0 \quad (3.1)$$

Où  $K_{dy}$  : coefficient dynamique, d'après [25] on prend  $K_{dy} = 1,3$  à  $2,0$

$T_0$  : tension de la bande pendant le régime stationnaire **daN**

Cette condition est dictée étant donné que la tension supplémentaire dans la bande pendant la mise en marche diminue son rendement d'après la rupture et augmente le facteur de traction réel par rapport à  $e^{f\alpha}$

4. Le rapport du couple pendant la mise en marche du moteur  $M_{\max}$  sur le moment nominal  $N_{\text{nom}}$  doit être compris entre 1,3 et 1,5. Pour répondre à toutes ces exigences à la fois, le prix du convoyeur augmente systématiquement, et l'optimisation du régime de mise en marche devient difficile.

Ainsi l'analyse qu'avait faite M. Sobolski concernant les conditions limites de mise en vitesse nous a permis de constater la divergence des points de vue concernant les recommandations établies dans ce sens. Comme elle a permis de déduire ce qui suit:

- Limiter simultanément les forces sur la bande, le moment de rotation du moteur, et l'accélération n'est pas désirable.

La limitation des accélérations pendant la mise en marche des convoyeurs vides n'est pas sollicitée parce que la tension sur la bande est inférieure que pour ceux chargés.

- La limitation des tensions sur la bande pendant la mise en marche du convoyeur chargé est la plus sollicitée.

Pour le coefficient dynamique  $K_{dy}$  il ne peut être considéré comme

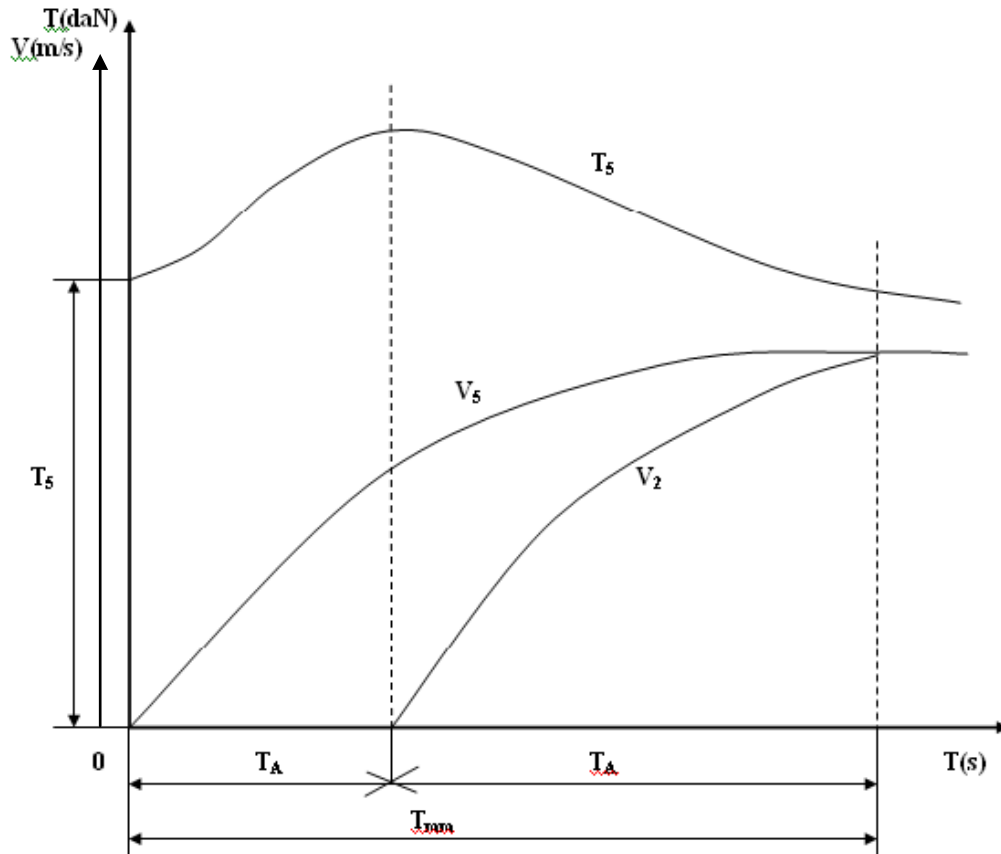
donnée de départ pour le calcul de la traction parce qu'il dépend en même temps de  $T_0$ , et de  $T_{\max}$  (voir la formule 3.2) ; c'est pourquoi il ne caractérise pas la valeur de la tension dynamique admissible.

$$K_{dy} = \frac{T_{\max}}{T_0}$$

Dans la littérature existante nous n'avons pas de données de départ pour obtenir avec argumentation le coefficient dynamique de mise en marche, voilà pourquoi ce dernier nécessite des recherches spéciales, mais il existe déjà quelques résultats préalables.

### III.2.2 Influence du Type de tendeur sur le démarrage :

- Tendeur avec contre poids.



**Fig. 3.1 Description du processus transitoire avec tendeur à contre poids**

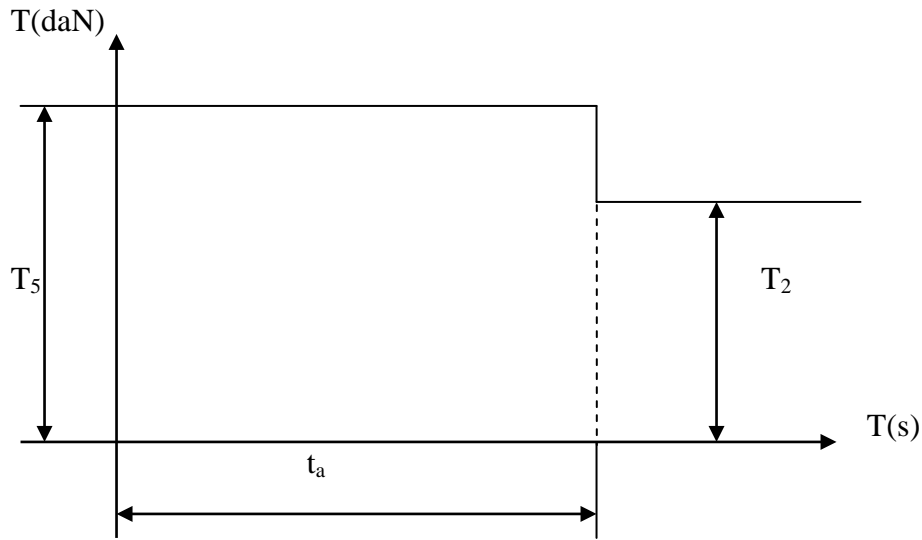
Etant donné l'effort (statique) de traction, la vitesse nominale de la bande, la masse métrique des rouleaux des deux brins, la longueur du convoyeur et la rigidité de la bande on détermine le poids du tendeur.

La mise en marche de ce type d'installation s'effectue en deux temps, au début l'onde élastique parcourt toute la longueur de la bande, à partir du point 5, à travers les points 4 et 3 jusqu'au point 2, en ces moments le tambour moteur est en rotation, la bande se déroule du tambour et arrive au tendeur. Le contre poids descend, arrivé au point 2 la bande sera immobile, autrement dit jusqu'à la fin de la première période (jusqu'à ce que l'onde élastique n'arrive plus au point 2). Au cours du deuxième temps, toute la bande accélère jusqu'à sa vitesse nominale. (fig.1-7)

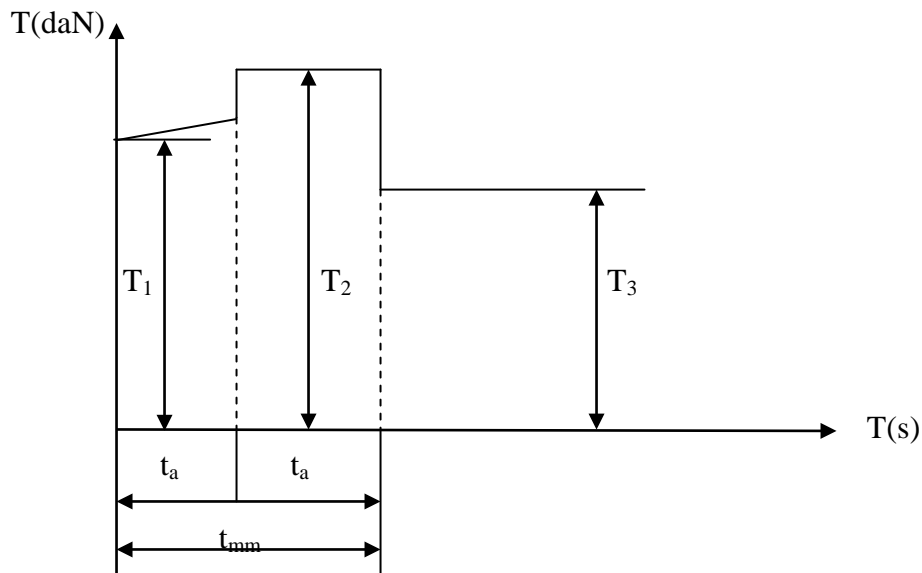
Du diagramme de la figure 3.1, on remarque la différence des deux vitesses ( $V_5$  et  $V_2$ ), différence avec laquelle le tendeur reçoit la bande qui se déroule du tambour moteur ; cette vitesse est maximale pour une tension maximale au point 5 ( $T_5$ ) du convoyeur.

C'est la position maximale du risque de patinage (la fin de la première étape) ; quant à la deuxième étape, elle ne détermine que la durée d'accélération.

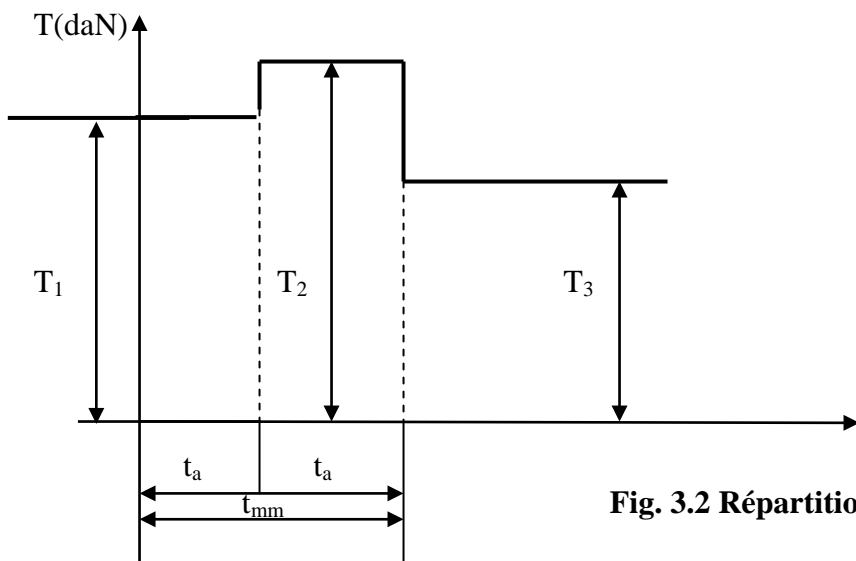
Le facteur essentiel qui spécifie le processus de mise en vitesse est la caractéristique de traction du moteur (fig. 3.2) .C'est ainsi que la mise en marche à effort constant (fig. 3.2, a) n'est pas rationnelle, parce que dans la première étape la résistance du convoyeur est faible, ses masses commencent à se déplacer au fur et à mesure que l'onde élastique se répand. L'excédent de l'effort du moteur provoque des charges dynamiques en plus assez importantes. La caractéristique du tendeur automatique doit garantir la durée de mise en vitesse minimale et limite la tension totale sur la bande.



**A**



**B**



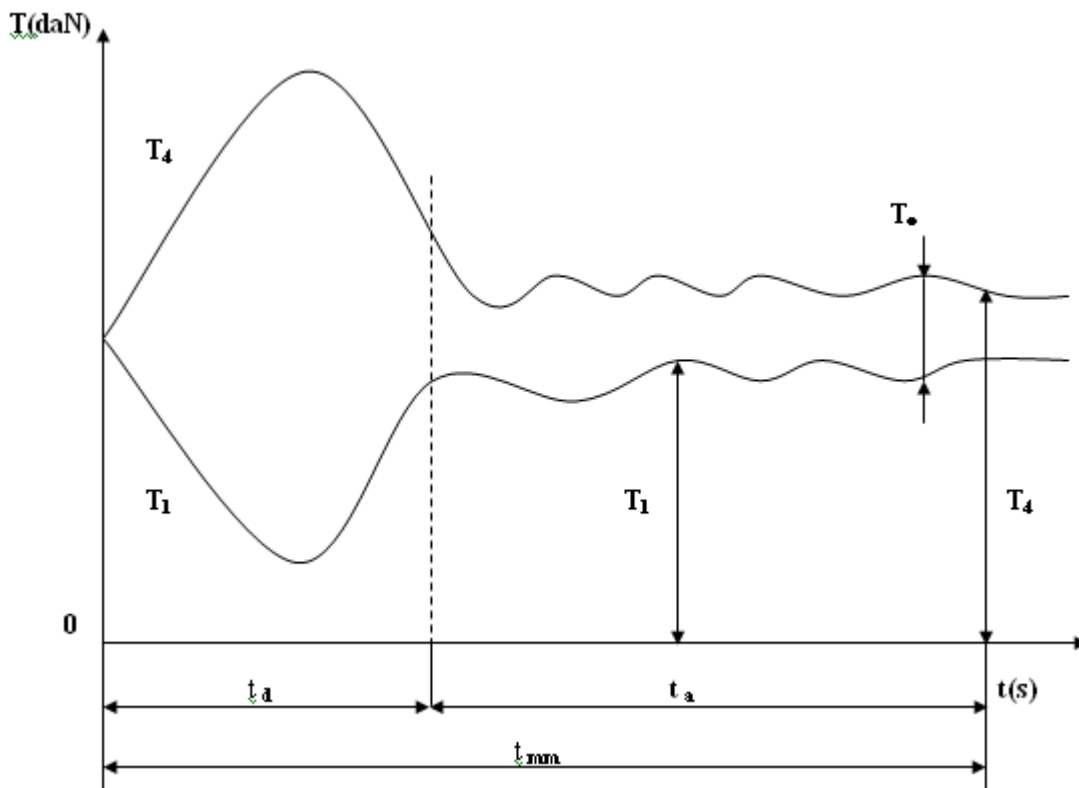
**C**

**Fig. 3.2 Répartition de la charge au démarrage**

- **Tendeur rigide :**

Pour les convoyeurs équipés de ce type de tendeur (fig1.6. a, b et c), l'utilisation des moteurs à efforts constants pour leur entraînement favorise l'augmentation des charges dynamiques et du temps de mise en marche. Au démarrage la tension à l'entrée du convoyeur augmente contrairement à celle de sortie, et à la fin de la première étape (période de démarrage,  $t_d$ ) la fréquence de variation des tensions aux points 1 et 4 est amortie. Elle continue sa variation en seconde étape ( $t_a$ ) jusqu'à ce qu'elle devienne stable à la fin du processus transitoire.

La différence ( $T_4 - T_1$ ) nous donne la force de traction nécessaire pour la marche du convoyeur (fig3-3). On déduit que la force  $T_0$  varie pendant le processus de mise en marche. C'est pourquoi, on doit disposer d'entraînements à moteur à effort variable dans le but de synchroniser le changement de l'effort du moteur avec la variation de la différence entre les tensions à l'entrée et à la sortie du convoyeur.



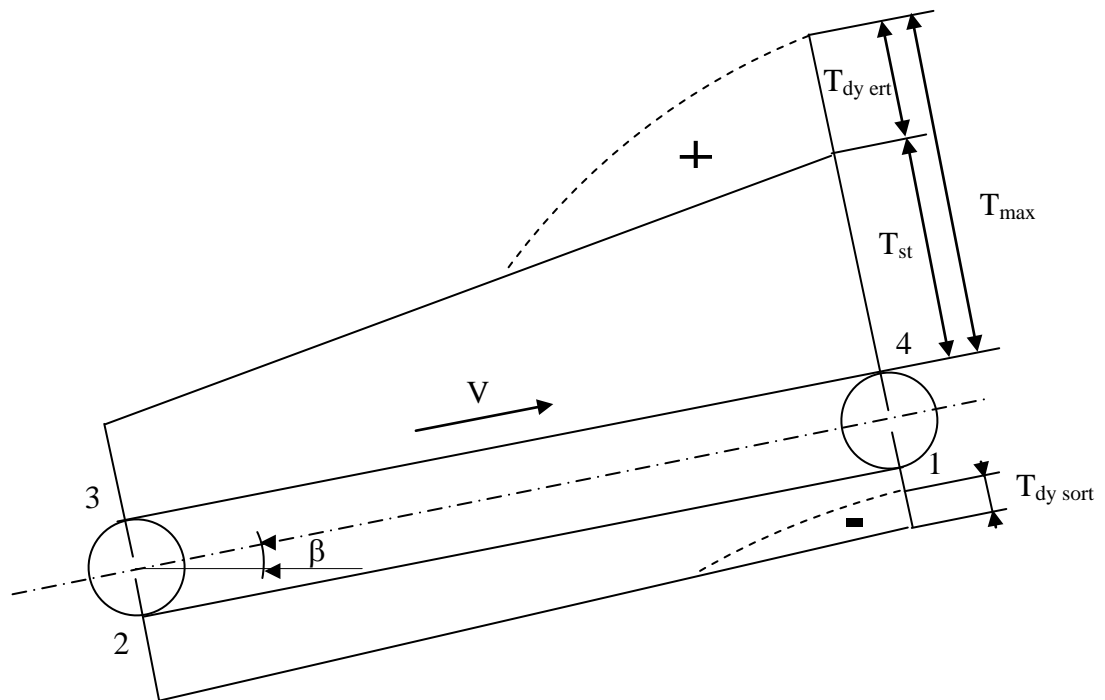
**Fig. 3-3. Description du processus transitoire**

Pour les tendeurs automatiques, il existe aussi une limite de la vitesse du tambour de tension. D'où la caractéristique rationnelle de l'effort du moteur prend la forme selon la figure (3.2, B), par contre, pour les tendeurs rigides ; cette condition ne se pose plus. On choisit carrément la caractéristique rationnelle de l'effort du moteur selon la figure (3.2, C).

### **III.3 Calcul des tensions sur les bandes pendant les processus transitoires :**

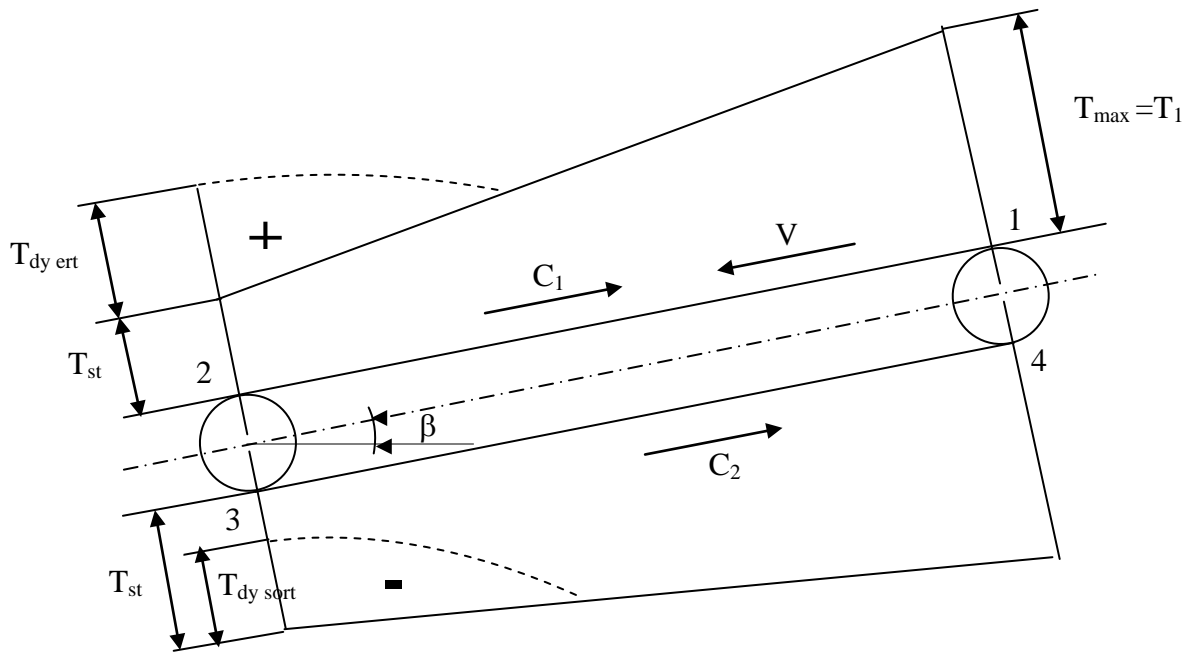
#### **III.3.1 Régime de démarrage :**

Pour le régime de mise en marche. Après l'application du moment de redonnance au tambour moteur, l'onde élastique augmentant la tension se propage le long du brin supérieur. Or l'onde diminuant la tension se propage sur le brin inférieur (voir fig. 3.4).



**Figure 3-4 Propagation de l'onde**

Les ondes élastiques directes parcourent les brins du convoyeur avec des vitesses de propagation  $C_1$  pour le brin supérieur, et  $C_2$  pour le brin inférieur. Une fois le processus de propagation terminé la bande commence son mouvement, par conséquent le moment statique du système change ainsi que le moment de redonnance de l'entraînement. En outre le tronçon qui commence à se déplacer est proportionnel à la vitesse de propagation de l'onde élastique le long de la bande.



**Figure 3-5 Propagation de l'onde**

Ce phénomène constitue la caractéristique dynamique essentielle du processus non stationnaire. L'effort dynamique dans n'importe quelle section de la bande pendant le mouvement non stationnaire est proportionnel à la vitesse de décalage de cette section (8).

$$T_{dy} = C \rho V' = \sqrt{E \rho} V' \quad (3.3)$$

Où  $C$  : La vitesse de propagation de l'onde élastique dans la bande (à condition qu'on crée une tension statique préalable), m/s

$\rho$  : La densité du brin de la bande dans lequel l'effort est défini, y compris celle de la masse à transporter, et des parties tournantes des rouleaux; kg/m

$$\rho = \mathbf{q}_{ch} + \mathbf{q}_b + \mathbf{q}_r, \quad (3.4)$$

$V'$  : La vitesse de décalage de la section de la bande m/s

$E$  : Module d'élasticité dynamique da la section de la bande daN

- Pour les bandes à tissu on prend :

$$E = E_0 B i \quad (3.5)$$

- Pour les bandes à fils d'acier:

$$E = E_0 B \quad (3.6)$$

Dans les formules 3.5 et 3.6, E caractérise la rigidité de la bande, on le prend entre 800 et 2000daN, pour les bandes à tissu il est de  $6.10^5$ daN pour les bandes à câbles.

Par conséquent, si on a la vitesse de décalage on peut déterminer la valeur de la force dynamique dans cette section, et pour l'avoir on compose l'équation différentielle du mouvement d'entraînement déduite de l'équation (3.3).

Ainsi pour le convoyeur à tendeur rigide nous avons

$$m_r \frac{dV}{dt} + C_{ch} \rho_{ch} V' + C_v \rho_v V' = F_0 - W_0 \pm \beta V' = \Delta F \pm \rho V' \quad (3.7)$$

Où  $m_r$  : La masse du système réduite vers la jante du tambour

$$m_r = \frac{K (GD)_r^2 i^2}{g D_t^2} \quad (3.8)$$

$K$  : Coefficient tenant compte de l'inertie du moteur

$(GD)_r^2$  : Moment d'inertie du rotor du moteur  $Kgm^2$

$i$  : Rapport de réduction du réducteur.

$g$  : Accélération de la pesanteur  $m/s^2$

$D_t$  : Diamètre du tambour moteur (m)

$C_{ch}$  et  $C_v$  : Respectivement les vitesses de propagation de l'onde élastique de la bande dans les brins chargé et vide (m/s)

$\Delta F$  : La force de redonnance par rapport à celle statique (daN)

**W** : Force statique du système, elle est égale à la somme des résistances au mouvement des brins chargé et vide (daN).

**F** : Force du bloc de commande (daN)

**β** : Coefficient qui caractérise la rigidité de la caractéristique du moteur.

L'équation 3.7 devient ainsi:

$$m_r \frac{dV}{dt} + V(C_{ch}\rho_{ch} + C_v\rho_v \pm \beta) = \Delta F \quad (3.9)$$

Comme la vitesse de décalage est fonction en même temps de deux variables on pose [26] et [27].

$$V' = U \cdot Z \quad (3.10)$$

Où U et Z sont les fonctions de t, nous aurons alors:

$$m_r \left( \frac{dU}{dt} Z + \frac{dZ}{dt} U \right) + UZ (C_{ch}\rho_{ch} + C_v\rho_v \pm \beta) = \Delta F \quad (3.11)$$

En posant:

$$C_{ch} \rho_{ch} + C_v \rho_v = A. \quad (3.12)$$

On aura :

$$m_r \left( \frac{dU}{dt} Z + \frac{dZ}{dt} U \right) + U Z A = \Delta F \quad (3.13)$$

$$Z \left( m_r \frac{dU}{dt} + UA \right) + m_r \frac{dZ}{dt} U = \Delta F \quad (3.14)$$

On exige que:

$$m_r \frac{dU}{dt} + U A = 0 \Rightarrow dU = \frac{-UA}{m_r} dt \quad (3.15)$$

Après intégration de l'équation 3.15

$$\int \frac{dU}{U} = \frac{-A}{m_r} \int dt \Rightarrow \ln U = \frac{A}{m_r} t \quad (3.16)$$

Ainsi

$$U = e^{\frac{A}{m_r} t} \quad (3.17)$$

En substituant le résultat (3.17) dans (3.14) on déduit Z en admettant toujours que le terme entre parenthèse est nul.

$$m_r \frac{dZ}{dt} e^{\frac{A}{m_r} t} = \Delta F \quad ; \quad Z = \frac{\Delta F}{m_r} \int e^{\frac{A}{m_r} t} dt + C$$

$$Z = \frac{\Delta F}{A} e^{\frac{A}{m_r} t} + C_1 \quad (3.18)$$

Etant donné que V' est fonction de U et Z on a :

$$V' = UZ = e^{\frac{A}{m_r} t} \left[ \frac{\Delta F}{A} e^{\frac{A}{m_r} t} + C_1 \right] \quad (3.19)$$

En posant la condition initiale  $V' \Big|_{t=0} = 0$  on aura la solution de l'équation.

$$e^0 = \left[ \frac{\Delta F}{A} e^0 + C_1 \right] = 0 \Rightarrow C_1 = -\frac{\Delta F}{A} \quad (3.20)$$

D'où l'équation finale de la vitesse de décalage :

$$V' = e^{\frac{-A}{m_r} t} \left[ \frac{\Delta F}{A} e^{\frac{A}{m_r} t} - \frac{\Delta F}{A} \right] = \frac{\Delta F}{A} \left( e^{\frac{A}{m_r} t} - 1 \right) \quad (3.21)$$

De l'équation (3.3) on tire les tensions dynamiques sur les brins d'entrée et de sortie en fonction du temps de propagation de l'onde.

$$T_{dy,ent} = \frac{\Delta F C_{ch} \rho_{ch}}{A} \left( e^{\frac{A}{m_r} t} - 1 \right) \quad (3.22)$$

$$T_{dy,sort} = \frac{\Delta F C_v \rho_v}{A} \left( e^{\frac{A}{m_r} t} - 1 \right) \quad (3.23)$$

Le temps de propagation de l'onde élastique (t) dépend de la nature et de la disposition du tendeur (flexible ou rigide), et du régime de travail du convoyeur (vide ou chargé).

- Pour le convoyeur à tendeur flexible l'équation différentielle prend la forme:

$$m_r \frac{dV}{dt} + C_{ch} \rho_{ch} V' = F_0 - W_0 \pm \beta V' = \Delta F \pm \beta V' \quad (3.24)$$

Analogiquement comme pour le cas du tendeur rigide, on détermine la vitesse de

décalage et les tensions dynamiques à l'entrée et la sortie de la bande.

$$V' = \frac{\Delta F}{A} \left( e^{\frac{A}{m_r} t} - 1 \right) \quad (3.25)$$

C'est la tension dynamique sur le brin entraîné, quant à celle sur le brin vide elle est nulle ( $T_{dy,ent} = 0$ ) car la tension de sortie du convoyeur est constante. Pour ce cas :

$$A = C_{ch} \rho_{ch} \pm \beta$$

Pour ce qui est du temps de propagation de l'onde élastique nous avons:

- Pour le convoyeur à tendeur flexible (démarrage en charge)

$$t = \frac{2L}{C_{ch}}$$

- Pour le convoyeur à tendeur flexible (démarrage à vide)

Dans ce cas  $C_{ch} = C_v$

$$t = 2 \left( \frac{L}{C_{ch}} + \frac{L}{C_v} \right)$$

- Pour le convoyeur à. tendeur rigide (démarrage en charge)

$$t = \left( \frac{L}{C_{ch}} + \frac{L}{C_v} \right)$$

- Pour le cas du convoyeur à tendeur rigide qui démarre à vide t dépend du passage de l'onde sur un seul brin ou sur les deux brins à la fois.

### **III.3.2 Régime de freinage.**

Analogiquement au régime de mise en marche, pendant le régime de freinage, il y'a création de forces dynamiques dans la bande dont leur calcul est nécessaire pour :

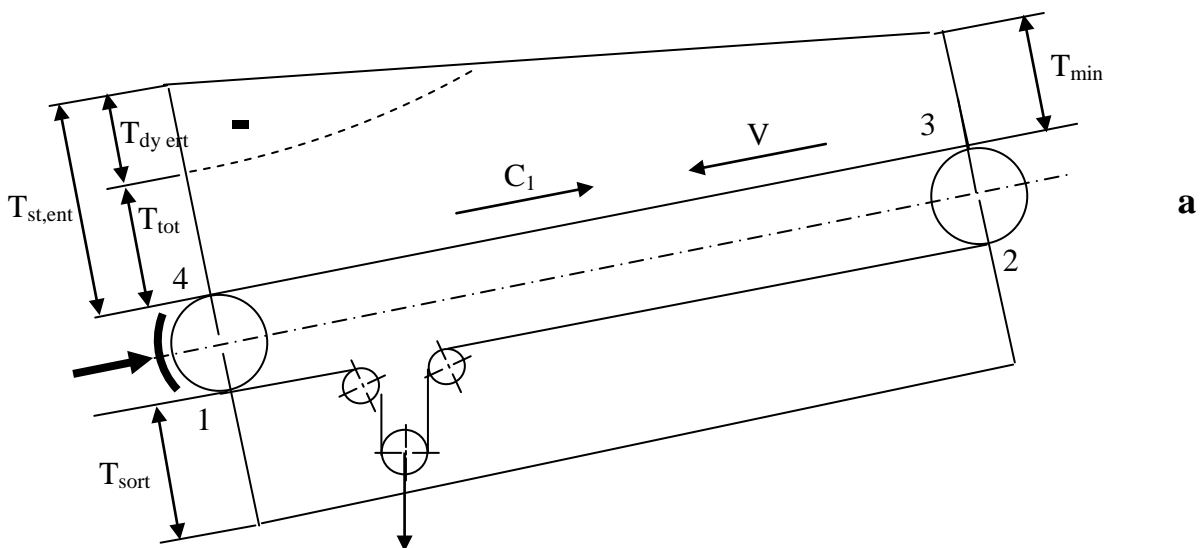
- Eviter le patinage entre tambour et bande.
- Déterminer la force maximale admissible du dispositif de freinage, nécessaire pour l'arrêt complet de la bande.
- Avoir une tension sur le brin chargé pour laquelle on n'aura pas d'éventuelles pertes de stabilité de la bande, c'est à dire la tension dans la

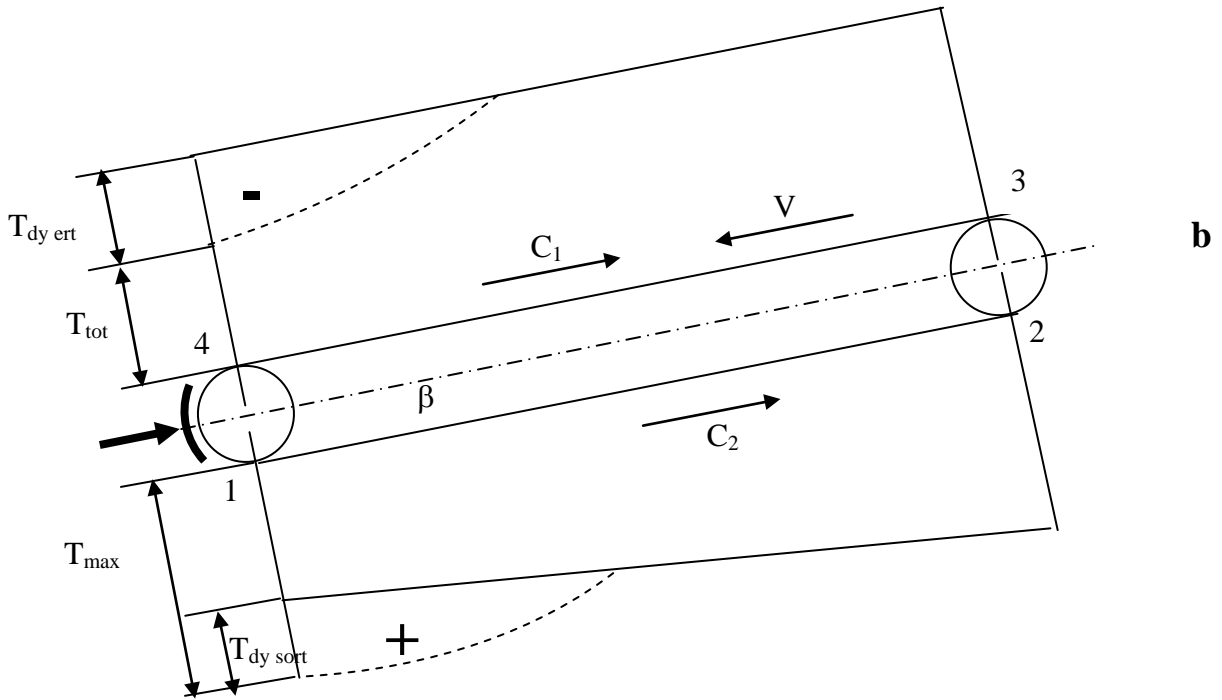
bande doit dépasser celle minimale admissible.

$$T_{adm,min} = 5 \text{ à } 8 (q_{ch} + q_b) l_r \quad (3.27)$$

En réalité, en freinant le tambour moteur, on n'obtient pas l'arrêt de toute la bande. En effet la section de la bande la plus éloignée du tambour freiné se déplace à une vitesse supérieure que celle plus proche. Nous verrons la première section qui s'entasse sur la précédente. De ceci résulte une diminution de la tension sur le brin supérieur, ce qui conduit soit au patinage de la bande, soit à la perte de sa stabilité. En résultat la flèche entre les rouleaux devient inadmissible, et la bande s'ondule, la charge tombe. Pour les grands transporteurs on applique habituellement le frein que lorsqu'une grande partie de l'inertie est consommée après débranchement de l'alimentation du moteur. Mais le calcul du régime de freinage brusque est toujours nécessaire par mesure de sécurité.

L'analyse du régime de freinage ainsi que celui de mise en vitesse doit être faite tenant compte des ondes de déformation élastique le long de la bande. Pour considérer le régime de freinage on dispose d'un convoyeur à tendeur automatique installé sur le brin inférieur, du côté de la tête motrice, (fig. 3.5.a), dans ce cas  $T_{sort} = \text{constante}$ .





Dans n'importe quelle section de la bande, la tension dynamique est proportionnelle à la vitesse de décalage de la section. Pour le point d'entrée elle est égale à la différence entre la vitesse du mouvement stationnaire de la bande et la vitesse linéaire du contour du tambour moteur. Dans ce cas l'équation du mouvement de la masse entraînée réduite à la circonférence du tambour moteur sera :

$$m_r \frac{d(v_{st} - v_{dec})}{dt} + C_{ch} + \rho_{ch} (V_{st} - V_{dec}) = W + F_f \quad (3.28)$$

En admettant comme situation initiale le mouvement stationnaire, on considère le débranchement du moteur comme application de forces supplémentaires qui créent une composante dynamique égale à :

$$T_{dy,ent} = C_{ch} \rho_{ch} (V_{st} - V_{dec}) = (W + F_f) \left( 1 - e^{-\frac{C_{ch} \rho_{ch} t}{m_r}} \right) \quad (3.29)$$

D'où une tension totale au point d'entrée égale à :

$$T_{tot}^{ent} = T_{ent}^{st} - |T_{ent}^{dy}| = T_{ent}^{st} - (W + F_f) \left( 1 - e^{\frac{-2C_{ch}\rho_{ch}t}{m_r}} \right) \quad (3.30)$$

La tension minimale au point d'entrée est définie pour :

$$t = \frac{2L_{ch}}{C_{ch}} \quad (3.31)$$

C'est à dire, quand l'onde élastique se propage jusqu'au tambour d'extrémité et se reflète au point d'entrée nous aurons :

$$T_{ent}^{min} = T_{ent}^{st} - (W + F_f) \left( 1 - e^{\frac{-2C_{ch}\rho_{ch}}{m_r}} \right) \quad (3.32)$$

Pour ce régime le patinage aura lieu lorsque:

$$\frac{T_{sort}}{T_{ent}} \leq e^{f\alpha} \quad (3.33)$$

C'est pourquoi la force de freinage maximale admissible réduite à la circonférence du tambour moteur sera :

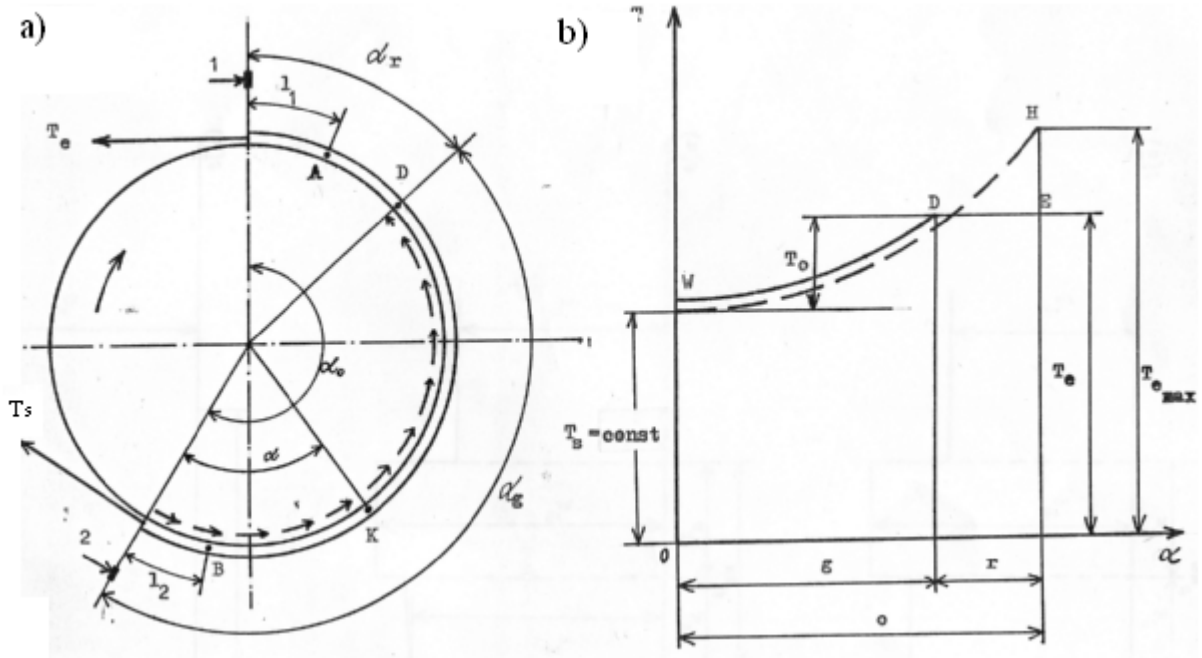
$$F_f = T_{ent}^{st} - \frac{T_{sort}}{e^{f\alpha}} - W \left( 1 - e^{\frac{-2C_{ch}\rho_{ch}t}{m_r}} \right) \quad (3.34)$$

### **III.3.3 Transmission de la charge par deux tambours moteurs :**

L'utilisation des convoyeurs à bande avec deux tambours moteurs est très répandue dans les entreprises minières, mais leur exploitation nécessite beaucoup plus d'attention. Il est donc nécessaire d'étudier la répartition de la charge entre les deux tambours, car une mauvaise répartition de cette dernière est à l'origine de beaucoup de défaillances dans le système de traction

Ce problème doit être pris en considération, compte tenu des propriétés de la bande et de l'entraînement électrique.

Avant tout pour résoudre cette question, nous devons examiner le problème Petrov Joukovski [21] consacré au glissement élastique d'une bande sur un tambour (voir fig. 3.6).



**Fig. 3-6 Interaction de la bande sur le tambour moteur**

Avec la condition que le tambour est supposé sans revêtement, nous allons déterminer la vitesse le long de l'arc d'enroulement lors du régime moteur en l'absence du patinage de la bande.

Soit la tension  $T_{sort}$ , constante, nous augmentons celle d'entrée jusqu'à la perte d'adhérence entre tambour et bande.

Considérons un point K sur la bande situé à  $\alpha$ , la tension d'entrée en ce point d'après la formule d'Euler sera: 
$$T_{sort}^K = T_{sort} e^{f\alpha} \quad (3.35)$$

On suppose maintenant que la bande travaille sans patinage, on choisit arbitrairement sur la bande deux points A et B. On mesure la distance les séparant. Ainsi le point A est situé à une distance  $l_1$  de l'entrée du tambour, le point B à  $l_2$  de

la sortie du tambour. Il se trouve que  $l_2 < l_1$  parce que la bande est élastique, et en passant par la zone des tensions plus basse, elle se rétrécit et en se raccourcissant la bande rampe sur le tambour (glissement élastique).

Donc pour un point K la formule (3.35) est valable. Sur ce, la tension de la bande suit la courbe WDH qui représente la distribution de la tension en fonction de l'angle d'enroulement  $T = f(\alpha)$  (courbe en pointillé).

La tension  $T$  au point D (sur la courbe) est égale à la tension d'entrée admise et ne change pas (segment DE), l'angle correspondant  $\alpha_t$  est dit angle de repos, sur cet arc la force de traction n'est pas transmise, la bande est mobile par rapport au tambour. Pour ce qui est de l'angle de glissement  $\alpha_g$ , la tension dans cet arc change et la bande glisse sur le tambour, ce qui permet la transmission de l'effort le traction.

L'augmentation de l'angle de glissement suit celle de la tension à l'entrée, et si à un moment donné l'angle  $\alpha_g = \alpha_0$  c'est le patinage de la bande qui commence.

L'angle de repos est situé toujours près du point d'entrée pour le régime moteur ainsi que pour celui de freinage.

Les temps de déplacement du segment AB (de la bande), de masse  $m$ , à travers les sections 1-1 et 2-2 seront :

$$t_1 = \frac{l_1}{V_1} \quad ; \quad t_2 = \frac{l_2}{V_2}$$

Les débits massiques dans ces sections :

$$Q_1 = \frac{m}{t_1} \quad ; \quad Q_2 = \frac{m}{t_2} \quad (3.36)$$

Etant donné que la bande est homogène, les débits massiques sont les mêmes:

$$t_1 = t_2 = \frac{l_1}{V_1} = \frac{l_2}{V_2}$$

Tenant compte de l'allongement relatif de la bande on peut poser

$$l_1 = l_0 (1 + \varepsilon_1) \quad ; \quad l_2 = l_0 (1 + \varepsilon_2) \quad (3.37)$$

Où  $l_0$  : La longueur de la bande au repos (m)

$\varepsilon_1$  et  $\varepsilon_2$ : Allongement relatif de la bande dans les sections (1 -1) et (2-2).

Il en résulte que :

$$\frac{V_1}{1 + \varepsilon_1} = \frac{V_2}{1 + \varepsilon_2} \quad (3.38)$$

D'où il convient que plus l'allongement est grand plus la vitesse est grande.

$$\varepsilon = \frac{T}{T_b}$$

Où  $T_b$  : est la rigidité de la bande (daN)

Autrement dit la tension à.  $\varepsilon = 1$ , quand elle est égale au module d'élasticité dynamique (daN)/cm avec  $T$  tension appliquée à la bande (daN)

- Pour les bandes à tissu:  $T_b = 100 B i E \quad (3.39)$

Où  $B$  : La largeur de la bande (m)

$i$  : le nombre de plis de la bande.

$E$  : module d'élasticité relatif à la longueur de la bande

- Pour les bandes à fils d'acier :  $T_b = N_c (\pi d^2) N_f E \quad (3.40)$

Où  $N_c$  : nombre de câbles dans la bande.

$d$  : diamètre du fil d'acier dans un câble (mm)

$N_f$  : nombre de fils d'acier dans un câble.

Pour ce cas on prend  $E = 5,8 \cdot 10^2 \text{ daN/mm}^2$ .

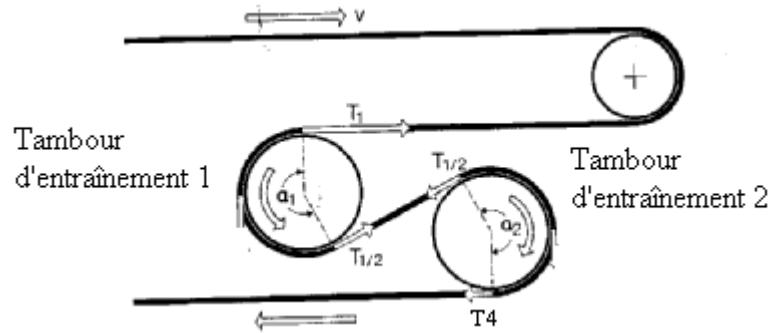
C'est le module d'élasticité par rapport à l'unité de surface de la section (daN/mm<sup>2</sup>) Des formules (3.40 et 3.41) on tire:

$$V_2 = V_1 \left( \frac{1 + \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1} \right) \cong V_1 [ (1 + \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_1) ] = V_1 (1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1) = V_1 [1 - (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)]$$

$$V_2 = V_1 \left( 1 - \frac{T_1 - T_2}{T_b} \right) \quad (3.41)$$

C'est à dire la différence des vitesses dans les sections (1-1) et (2-2) dépend de celle des tensions.

Maintenant on pose le problème de la répartition de la charge entre deux tambours moteurs dans la commande à moteurs indépendants.



**Fig. 3-7 Répartition de la charge entre deux tambours**

On a : 
$$\mathbf{T_t = T_1 - T_4} \quad (3.42)$$

Où  $T_t$  : la force de traction de toute la commande (daN)

Il est à déterminer  $\sigma_1$  et  $\sigma_2$  respectivement les parts, du premier et du deuxième tambour dans la transmission de l'effort total ( $T_t$ ) lors du régime stable, sans patinage

$$\sigma_1 = \frac{T_{t1}}{T_t} \quad \sigma_2 = \frac{T_{t2}}{T_t} \quad (3.43)$$

Où  $T_{t1}$  et  $T_{t2}$  : Les efforts de traction du premier et deuxième tambour (daN)

On transforme la caractéristique mécanique du moteur à celle de traction de l'entraînement. C'est à dire en fonction de la vitesse circulaire et la force de traction transmise.

Nous avons la vitesse de la bande ( $V_s$ ) correspondant à la vitesse de rotation synchrone du moteur ( $n_s$ ).

$$V_s = \frac{\pi r n_s}{30 i} \quad (3.44)$$

Dans ce cas la vitesse nominale de la bande sera:

$$V_{nom} = V_s (1 - S_{nom}) \quad (3.45)$$

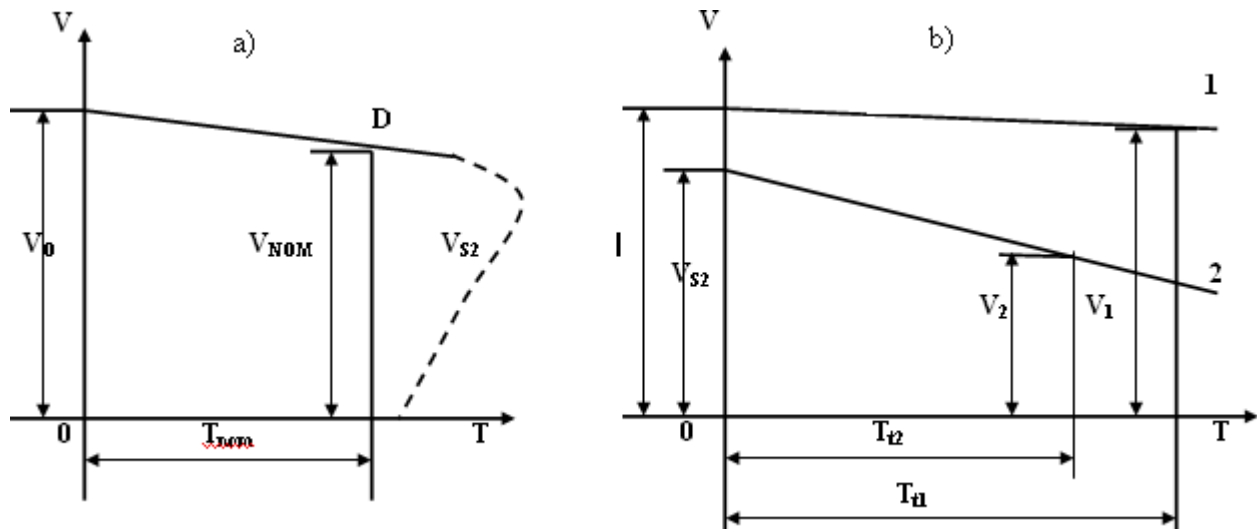
Ainsi la force de traction nominale du tambour sera:

$$T_{nom} = \frac{M_{nom} \cdot i \cdot \eta}{r} \quad (3.46)$$

Où  $\eta$  : le rendement total de la commande.

La vitesse synchrone  $V_s$  définit le point C de la caractéristique mécanique du moteur,  $V_{nom}$  et  $T_{nom}$  définissent le point D de cette dernière. La droite CD obtenue donne la partie de travail de la caractéristique de traction fig. 3.8.a.

Suivant les paramètres des deux tambours on construit leurs caractéristiques de traction (fig. 3.8.a) qui sont généralement différentes ( $V_{s1} \neq V_{s2}$ )



**Fig.3-8 a) Caractéristique électromécanique du moteur**

**b) caractéristiques calculées des moteurs entraînants**

Pour résoudre ce problème, on choisit une valeur quelconque de  $T_t$ . De la caractéristique du premier tambour, on trouve sa vitesse circulaire  $V_1$ , la vitesse de la bande au point 1, égale à celle du tambour  $V_1$  en vertu de l'arc de repos.

La vitesse circulaire au point 2 d'après (3.44) :

$$V_2 = V_1 \left( 1 - \frac{T_{t1}}{T_{t2}} \right) \quad (3.47)$$

Il est évident que  $V_3 = V_2$  et au point d'entrée sur le deuxième tambour, il y'a un arc de repos. La vitesse circulaire de ce dernier est égale à  $V_2$  sachant cette vitesse on trouve la valeur de  $T_{t2}$ .

La condition principale de la commande à deux tambours moteurs indépendants soit que:

$$\mathbf{T}_{t1} + \mathbf{T}_{t2} = \mathbf{T}_t \quad (3.48)$$

Par la voie graphique on trouve  $T_{t1}$  et  $T_{t2}$  qui répondent à cette condition, et le problème est résolu. D'autre coté le problème peut être résolu d'une manière analytique d'après [21]. Ainsi la part du deuxième tambour sera :

$$\sigma_2 = \frac{[(S_{nom1}/T_{nom}) + (1/T_b)] + [(V_{s2} - V_{s1})/(V_{s2}T_t)]}{[(S_{nom1}/T_{nom}) + (1/T_b)] + [(S_{nom}/T_{nom})]} \quad (3.49)$$

Avec :

$$\sigma_1 = 1 - \sigma_2$$

On peut déduire de cette expression que  $\sigma_2$  dépend de la caractéristique mécanique des moteurs ( $S_{nom}$  et  $M_{nom}$ ), de la rigidité de la bande ( $T_b$ ), de la différence des rayons des tambours ou des rapports de réduction des réducteurs et de l'effort de traction total si les vitesses  $V_{s1}$  et  $V_{s2}$  sont différentes. Par contre, elle ne dépend ni des angles d'enroulement, ni des coefficients de frottement, Ce qui est logique parce que la charge du moteur est déterminée par sa caractéristique mécanique sur laquelle n'influe aucun des facteurs déjà cités. Pour mettre en relief toutes ces hypothèses on considère l'exemple suivant :

## **III.4 MODELISATION ET SIMULATION DU PROCESSUS DE DEMARRAGE :**

### **III.4.1 Introduction :**

Dans ce paragraphe, nous exposons une méthode de contrôle adaptative du processus de démarrage des convoyeurs à bande basée sur l'estimation et la

distribution des forces de frottement et par la même la localisation des zones de réserves d'adhérences des convoyeurs à bandes [28].

La distribution de la force de frottement est modélisée par la continuité et la dérivation des fonctions mathématiques.

L'essentiel de ce travail consiste en la comparaison entre la méthode mathématique et la synthèse des résultats expérimentaux réalisés en laboratoire.

La présence des défauts mécaniques dans les convoyeurs à bande et la complexité du mécanisme électromécanique en question rendent difficile le contrôle du système de régulation en boucle fermé.

Le phénomène prédominant dans ce type de mécanisme reste le patinage entre bande et le tambour moteur surtout pendant le processus transitoire ; ce dernier influe négativement sur la transmission de l'effort à l'organe de travail, et participe à l'usure accélérée de ce dernier.

Le glissement dans le convoyeur à bande génère une différence de vitesse [29] entre les éléments en contact (bande- tambour). Pendant le processus transitoire l'évolution de la totalité de la force de frottement varie en fonction de la vitesse [29], le contrôle du glissement permet de réduire l'effet patinage, cette tâche peut être concrétisée soit par des solutions mécaniques ou un contrôle asservi assuré par un système de régulation automatique.

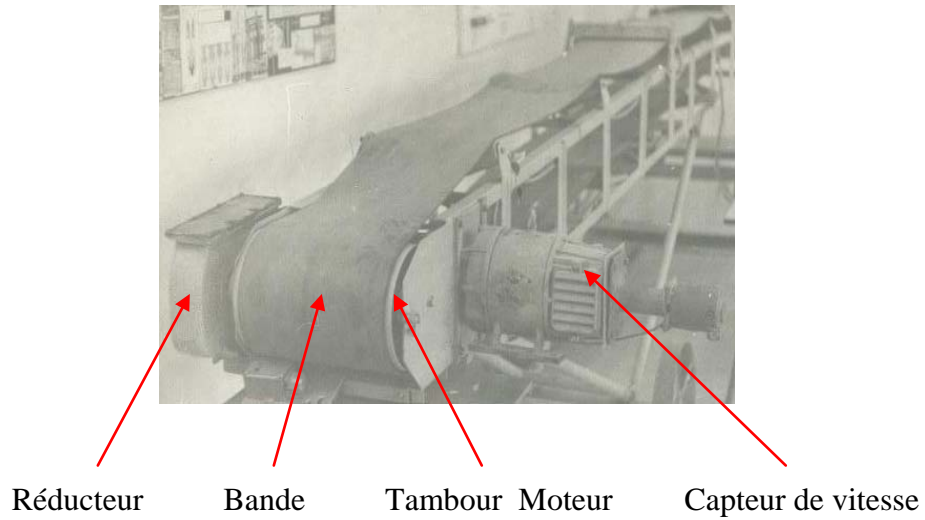
Les solutions mécaniques restent à notre avis trop coûteuses et leurs retombées sont tributaires de plusieurs paramètres liés aux conditions d'exploitations de ce type de mécanismes ; quant à celle du contrôle elle consiste à minimiser l'effet du patinage en utilisant une loi de contrôle qui tient compte de la zone des réserves d'adhérence. Quelques travaux ont été réalisés dans le but d'améliorer les performances de ces installations entre autres [21] qui présente une théorie selon laquelle l'exploitation des convoyeurs à bande est caractérisée par des zones de fonctionnement dépendantes de la topographie du site d'exploitation

et de la mécanique de la transmission de l'effort à la bande, zone à réserves garanties, zone où les capacités de traction sont consommées, et en fin celle où il y a de fortes possibilités de patinage) . (CH II)

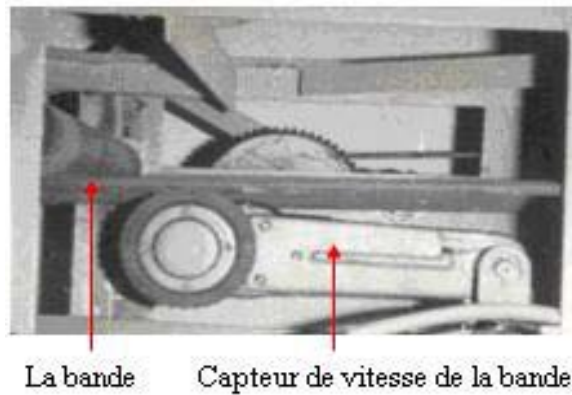
La zone de fonctionnement ainsi obtenue est limitée par l'angle d'inclinaison de l'installation et en plus ceci n'exclut pas le risque de patinage en régime transitoire. Les solutions mécaniques proposées par [18], [22] basées sur l'installation de tendeurs, amélioration de la qualité du garnissage du tambour moteur, amélioration de l'angle d'enroulement de la bande sur les tambours moteurs n'apportent pas toujours des solutions aux processus transitoires. De l'analyse dynamique du mécanisme nous pouvons adopter une stratégie de contrôle pour la réduction de l'effet du patinage afin d'améliorer le coefficient de frottement, les performances de fonctionnement des convoyeurs à bandes pendant les différents régimes. Pour ce faire, nous avons installé un banc d'essai en laboratoire pour mettre en évidence les différents paramètres caractérisant le processus transitoire (Vitesse de la bande, Vitesse du tambour moteur, charge du convoyeur à bande).

### **III.4.2 Description du banc d'essai :**

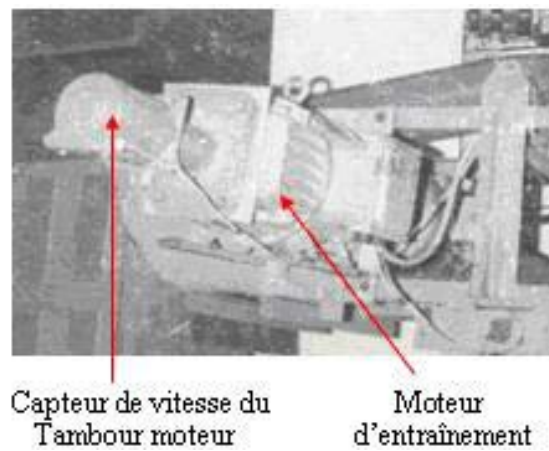
Le convoyeur utilisé pour l'expérience est du type KPL-400 et est destiné au transport des matériaux en horizontal et à inclinaison variable, pour les besoins de l'expérience ; et afin d'augmenter les retombées pratiques à des fins de simulations nous avons équipé la machine de deux moteurs différents [24] [asynchrone et à courant continu] (Voir fig. 3.9 ; 3.10 ; 3.11)



**Fig.3-9- Vue générale du convoyeur à bande**



**Fig.3-10 Dispositif d'enregistrement de la vitesse de la bande**



**Fig.3-11 Dispositif d'enregistrement de la vitesse du tambour moteur**

L'essai à vide de la machine avec le moteur à courant continu nous a permis d'enregistrer simultanément à l'aide de capteurs ; la vitesse de déplacement de la bande, la vitesse de rotation du tambour moteur et le courant consommé par le moteur (charge).

Les courbes ainsi obtenues à accélération variable ( $\delta = \delta_{\min}$ ,  $\delta = \delta_{\text{moy}}$ ,  $\delta = \delta_{\max}$ ) nous ont permis de faire un bilan dynamique du convoyeur à bande dans lequel on détermine la force du frottement en fonction du glissement.

Le traitement et la lecture des résultats des expériences a permis de tracer les courbes  $F = f(G)$ . Dans ce cas l'équation de la force de frottement calculée sera :

$$F = c - f_m w_{\text{tam}} - \delta_{\text{moteur}} J_{\text{moteur}} - \delta_b J_{\text{tam}} + b_{\text{an}} \quad (3.50)$$

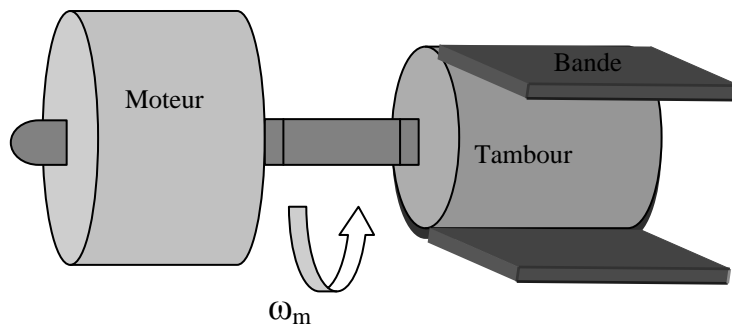
Où  $J_b$ ,  $J_m$ ,  $f_m$  : sont successivement les moments d'inerties et le frottement visqueux du moteur et de la partie bande-tambour.

$\Omega_m$ ,  $\Omega_b$ ,  $\Omega_m$ ,  $\Omega_b$ ,  $\theta_m$ ,  $\theta_b$  : Sont successivement les accélérations, les vitesses angulaires et les positions du moteur et de la bande.

C : c'est le moment de rotation

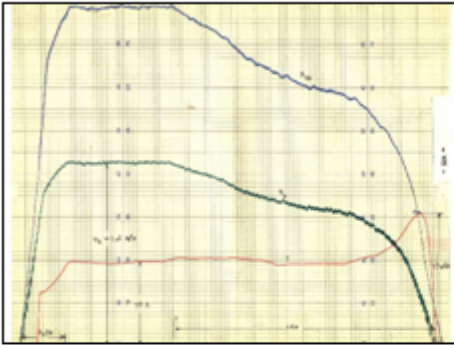
### ➤ Modélisation dynamique

Dans cette section nous présentons un schéma simplifié du système électromécanique en question.



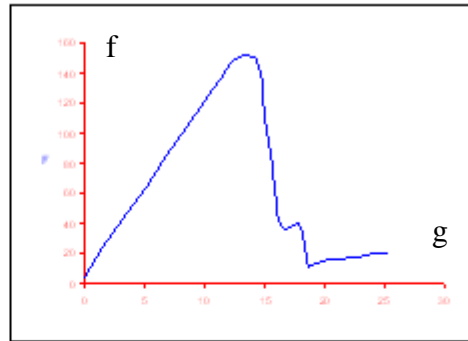
**Fig.3-12 Schéma simplifié de l'ensemble convoyeur**

Pour un démarrage accéléré  
Minimal  $\delta = \delta_{\min}$  (rd.s<sup>-2</sup>)



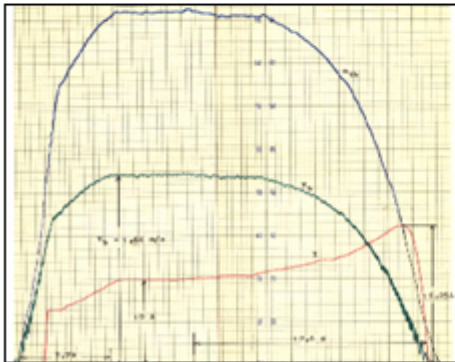
a

Variation de la force du frottement en fonction du glissement



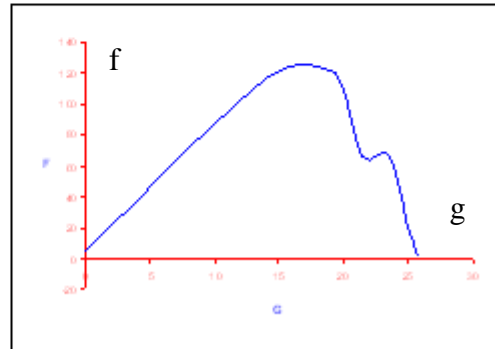
a'

Pour un démarrage accéléré  
Moyenne  $\delta = \delta_{\text{moy}}$  (rd.s<sup>-2</sup>)



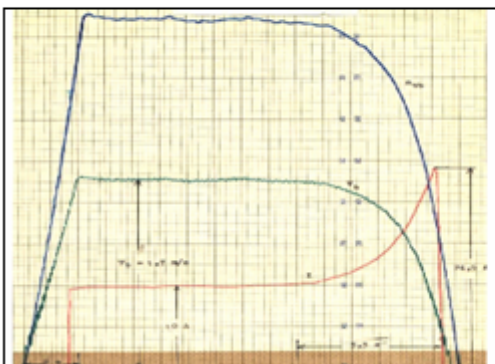
b

Variation de la force du frottement en fonction du glissement



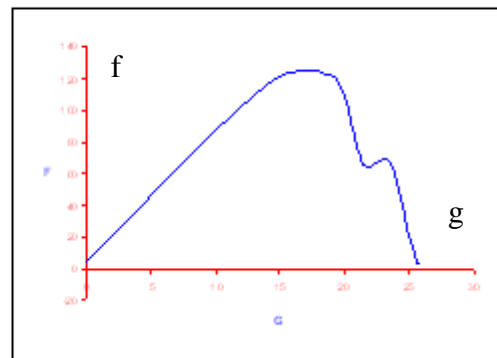
b'

Pour un démarrage accéléré  
Maximal  $\delta = \delta_{\max}$  (rd.s<sup>-2</sup>)



c

Variation de la force du frottement en fonction du glissement



c'

Fig. 3.13. a, b, c -Enregistrement expérimental des paramètres de démarrage  
a', b', c' -Variation des forces de frottement correspondantes

Les parties tournantes sont entraînées par un moteur à courant continu qui délivre un moment de rotation de masse relativement important. Sur la partie du réducteur, la constante de la réduction est d'environ l'unité ; Dans cette étude on considère que le l'arbre du moteur est lié directement au tambour moteur.

C'est à dire, il s'agit essentiellement de l'étude détaillée du modèle de la force de frottement entre la bande en mouvement avec le tambour moteur.

Selon les résultats d'expérience sur le comportement de la force de frottement avec les différentes accélérations ; on constate l'existence de deux zones de fonctionnement :

- Zone à adhérence croissante et zone à glissement important. Il est par conséquent souhaitable, à partir de ce modèle d'arrêter une stratégie de contrôle pour faire la Synthèse d'une régulation adaptée au régime de fonctionnement donné ; Ou l'intérêt principal est la réduction de l'effet du glissement et l'amélioration des performances de la transmission [30].

### ➤ **Modélisation de la force de frottement**

Le modèle mécanique du système [31] est décrit selon la forme suivante.

$$C = \frac{d\Omega_m}{dt} + \Omega_m f_m + k(\theta_m - \theta) \quad (3.51)$$

$$F + J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = k(\theta_m - \theta) \quad (3.52)$$

Ou  $J_b$   $J_m$   $f_m$  : sont successivement les moments d'inerties et le frottement visqueux du moteur et de la partie bande-tambour.

$\Omega_m$   $\Omega_b$   $\Omega_m$   $\Omega_b$   $\theta_m$   $\theta_b$  : Sont successivement les accélérations, les vitesses angulaires et les positions du moteur et de la bande.

$C$  : Le moment de rotation décrit dans (3.51)

F : La force du frottement total du model mécanique.

Maintenant l'équation (3.51) pourrait être exprimée par l'expression suivante

$$C = F + \frac{d\Omega_b}{dt} + \Omega_m f_m + J_b \frac{d\Omega}{dt} \quad (3.53)$$

Laissez nous mettre

$$\zeta_s = \Omega_{bd} - \Omega_b$$

$$\zeta_e = \Omega_{md} - \Omega_m$$

$$C_r = k (\theta_m - N\theta_b)$$

Où  $\Omega_{bd}$  et  $\Omega_{md}$  sont successivement la vitesse de la bande, du moteur désiré et N représente la constante de réduction

### Simulation numérique

#### ➤ Calcul de La vitesse du moteur

$$C - C_r = \frac{d\Omega_m}{dt} + \Omega_m f_m$$

$$C(P) - C_r = J_m P \Omega_m(P) + \Omega_m(P) f_m$$

$$C(P) - C_r = \Omega_m(P) [J_m P + f_m]$$

$$\Omega_m(P) = \frac{C(P) - C_r(P)}{[J_m P + f_m]}$$

$$\Omega_m(P) = \frac{1}{P} \theta_m(P)$$

$$\theta_m(P) = P \Omega_m(P)$$

#### ➤ Calcul du couple résistant

$$C_r = k (\theta_m - \theta_b)$$

$$C_r(P) = k (\theta_m - \theta_b)$$

#### ➤ Calcul de La vitesse de la bande

$$F + J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = C_r$$

$$J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = C_r - F$$

$$J_b P \Omega_b(P) = C_r(P) - F(P)$$

$$\Omega_m(P) = \frac{C_r(P) - F(P)}{J P}$$

$$\Omega_b(P) = \frac{1}{P} \theta_b(P) \quad \theta_b(P) = P \Omega_b(P)$$

- **Calcul de la vitesse moyenne désiré du moteur**

$$\Omega_{md} = k_p (\Omega_{bd} - \Omega_b) + k_d (\Omega_{bd} - \Omega_b) + k_I \int (\Omega_{bd} - \Omega_b)$$

- **La force de frottement totale**

$$F + J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = C_r$$

$$F = C_r - J_b \frac{d\Omega_b}{dt}$$

$$F(P) = C_r(P) - J_b P \Omega_b(P)$$

- **Calcul du couple du moteur**

$$C = k_p (\Omega_{md} - \Omega_m) + k_d (\Omega_{md} - \Omega_m) + k_I \int (\Omega_{md} - \Omega_m)$$

- **Caractéristiques du model de simulation**

Paramètres du contrôle		Paramètres du système	
K <sub>P1</sub>	1	J <sub>b</sub>	75,48
K <sub>P2</sub>	10	J <sub>m</sub>	0,055
K <sub>D1</sub>	0,01	J <sub>t</sub>	0.48
K <sub>D2</sub>	10	f <sub>m</sub>	0,024
K <sub>I1</sub>	0,01	K	1
K <sub>I2</sub>	0,5	N	1

- **Diagramme du control du système électromécanique**

Le diagramme de contrôle du système électromécanique est représenté dans la figure 3.14. Il est représenté par 2 boucles, la première est basée sur un régulateur de type PID, lequel déduit la vitesse d'entrée désirée. La seconde boucle étant basée sur un autre régulateur PID, est utilisé pour l'estimation du couple et ainsi pour déduire le signal de contrôle.

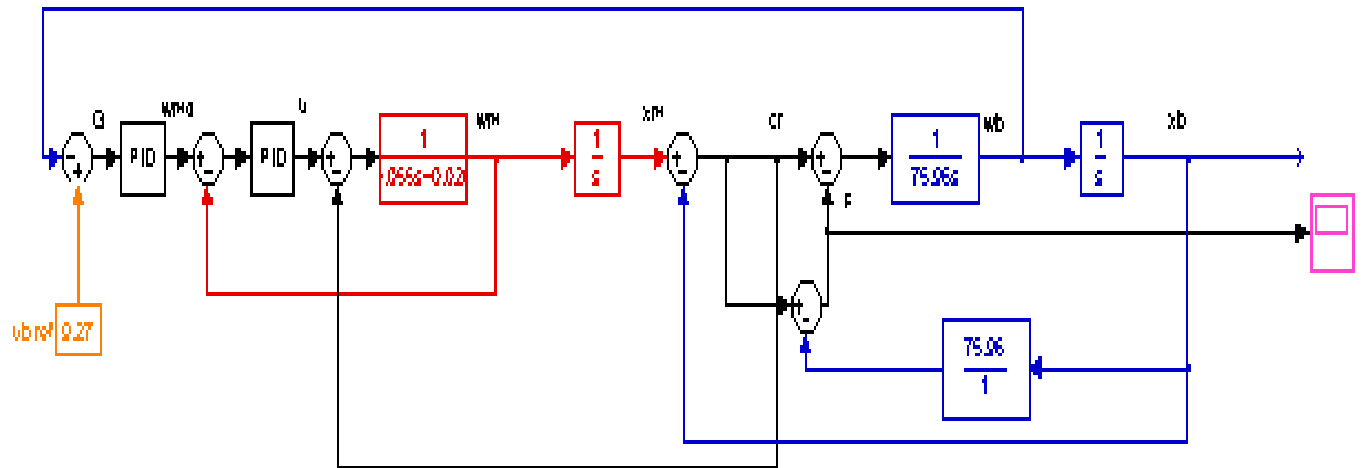


Fig.3.14 Schéma bloc de simulation

Résultats de la simulation :

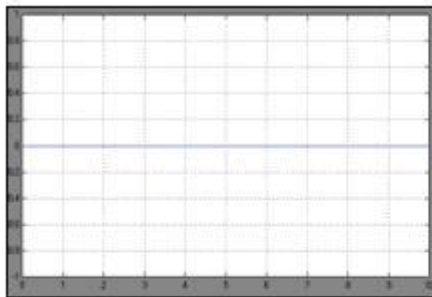


Fig.1. Variation de la force de frottement pour :  $V_{bande} = 0rd/s$

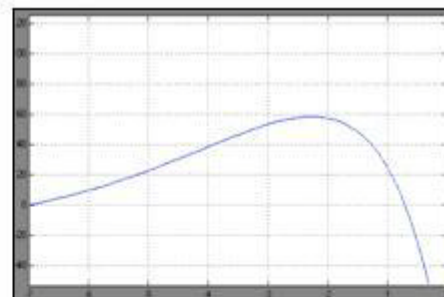


Fig. 3. Variation de la force de frottement pour :  $V_{bande} = 9,56rd/s$

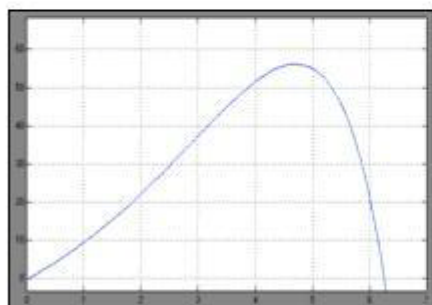


Fig. 2 Variation de la force de frottement pour :  $V_{bande} = 9,27 rd/s$

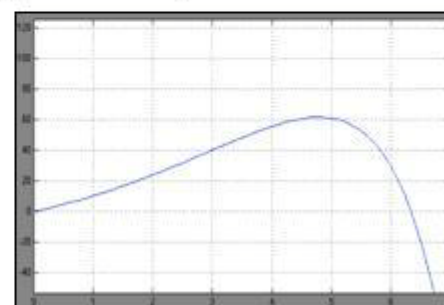


Fig.4. Variation de la force de frottement pour :  $V_{bande} = 9,85 rd/s$

Fig.3.15 Simulation de la force de frottement

### **III.5 Conclusions :**

Ce chapitre étudie particulièrement le problème de l'action des forces dynamiques sur les processus non stationnaires des convoyeurs à bande (mise en vitesse et freinage).

Pour les transporteurs de grandes distances ; le processus dynamique, lors des régimes transitoires est d'une importance capitale. Il agit directement sur le facteur de traction réel par l'intermédiaire de la tension à l'entrée du convoyeur.

Malgré la limitation des forces dynamiques au démarrage, le risque de patinage n'est pas écarté, c'est dans ce sens que nous avons abordé le calcul de l'effort de tension qui dépend à son tour des propriétés élastiques de la bande.

De l'équation générale qui considère les caractéristiques de l'organe de traction (élasticité, densité) nous avons déterminé les vitesses de décalage et les forces dynamiques à l'entrée, et à la sortie de la bande pour les régimes transitoires, dans lesquels on introduit l'influence du type de tendeur, qui limite à son tour le temps de propagation de l'onde élastique, et par conséquent nous avons la limitation des forces dynamiques.

A partir de la théorie Petrov Joukovski consacrée au glissement d'une bande élastique sur un tambour (issue de celle de l'académicien Euler) nous avons obtenu la liaison entre les vitesses de la bande à l'entrée et à la sortie en fonction des tensions correspondantes . Ce qui nous a permis de déterminer les parts de la transmission de l'effort total pour chaque tambour, lorsqu'il s'agit de l'entraînement à deux tambours moteurs.

Les expériences réalisées en laboratoire nous ont permis de faire un enregistrement simultané des grandeurs essentielles (vitesse de la bande, vitesse de rotation du tambour moteur et la charge) ; à l'étude dynamique du convoyeur à

bande ce qui possible l'analyse du comportement de la force de frottement pendant les différentes accélérations.

L'allure de la force de frottement en fonction du glissement reste la même et présente deux zones de fonctionnement distincts (zone d'adhérence et zone de glissement). A partir de l'installation expérimentale nous avons modélisé d'où nous retiendrons une continuité dans la variation de la force de frottement.

En imposant une valeur de consigne de la vitesse de la bande et avec les caractéristiques du modèle de simulation (voir tableau) ; nous observons une suite du signal de l'évolution de la force de frottement en fonction de la valeur relative du glissement.

Au cours du processus transitoire l'évolution de la totalité de la force de frottement varie avec la vitesse sauf dans le cas du frottement sec

A basse vitesse les équipements mécaniques (tambour - bande) possède une variation linéaire du frottement visqueux dont l'adhérence passe par un maximum pour des glissements faibles ; ensuite décroît à nouveau pour atteindre l'adhérence effective disponible au niveau du contact .Dans la première partie de la courbe l'adhérence ou les réserves de traction sont garanties ; par contre dans la deuxième partie appelée zone de glissement il existe une possibilité accrue de développer un patinage.

Alors nous proposons un contrôle adapté qui permet de réduire le glissement et améliorer les performances du fonctionnement du système.

# CHAPITRE 4

**APPROCHE DE LA  
MAINTENANCE DU  
CONVOYEUR A BANDE**

## **IV.1 Introduction**

Les entreprises sont de plus en plus sensibilisées à l'importance des coûts induits par les défaillances accidentelles des systèmes de production. Alors que la maintenance, jusqu'à très récemment, était considérée comme un centre de coûts, nous sommes de plus en plus conscients qu'elle peut contribuer d'une manière significative à la performance globale de l'entreprise. La complexité des mécanismes, la dégradation des équipements a fait en sorte que la durée de vie de ces derniers a toujours été traitée comme une variable aléatoire. Cet état de fait a incité plusieurs entreprises à adopter des approches plutôt réactives, n'étant pas en mesure de justifier économiquement les avantages que peut procurer la mise en place d'une maintenance préventive.

L'absence de données fiables et d'outils efficaces de traitement de ces données a réduit la fonction maintenance à des tâches de dépannage, et par le fait même, à une fonction dont les coûts ne cessent d'augmenter et dont la contribution à la performance de l'entreprise n'est pas évidente. Les responsables des services de maintenance dans les entreprises ne sont pas toujours en mesure de défendre rigoureusement leur budget et encore moins leur contribution à l'efficacité des moyens de production. En plus de ces lacunes, les petites et moyennes entreprises manquent souvent de ressources pour mettre en place des systèmes efficaces de gestion de la maintenance. Dans ce chapitre, nous rappellerons certains concepts de fiabilité et de maintenance, non seulement pour introduire certaines définitions, mais également pour mettre en évidence l'ampleur de l'effort nécessaire pour mettre en place un système de maintenance adéquat des bandes transporteuses.

Nous introduirons les concepts de durée de vie, de défaillance, de taux de panne et de durée de vie moyenne. Nous proposerons également une démarche qui, à partir de données disponibles, génère la loi de dégradation des convoyeurs à

bande. Ce travail vise essentiellement à démontrer que la durée de vie de la bande est une variable aléatoire et que ses caractéristiques se dégradent avec l'usage.

Seules les actions de maintenance peuvent la maintenir ou la rétablir dans des conditions normales d'exploitation. Enfin nous introduisons les concepts de maintenabilité et les différents types de maintenance. Ces définitions sont particulièrement importantes pour uniformiser le discours. Elles sont empruntées essentiellement de la norme [32], [33] et enrichies par [34], [35], [36], [37], [38].

Pour mieux saisir l'ampleur du projet de mise en place d'un système de maintenance, nous passerons en revue les principales fonctions qui doivent être assurées par un service de maintenance et les interactions entre la fonction maintenance et les autres fonctions de l'entreprise.

L'utilisation des nouvelles approches contemporaines dans l'organisation de la maintenance est indispensable à la formation des directives nécessaires pour parfaire l'exploitation des convoyeurs à bandes et augmenter leur durée de vie. Ces objectifs concernent en général la fiabilité des transporteurs à bandes. Plus que l'assurance et le bon fonctionnement de l'outil de production, le service maintenance comporte une structure parfaitement organisée qui permet d'optimiser au maximum la production et donc d'en réduire les coûts.

## **IV.2 Notion de fiabilité :**

Un système peut être défini comme un ensemble de composants interdépendants, conçus pour réaliser une fonction donnée, dans des conditions données et dans un intervalle de temps donné. Pour chaque système, il importe de définir clairement les éléments qui le caractérisent, à savoir : la fonction, la structure, les conditions de fonctionnement, les conditions d'exploitation et l'environnement dans lequel il est appelé à opérer.

La fiabilité d'un système s'exprime par la probabilité que ce dispositif

accomplisse une fonction requise dans des conditions d'utilisation et pour une période de temps déterminée [33]. C'est donc une grandeur comprise entre 0 et 1.

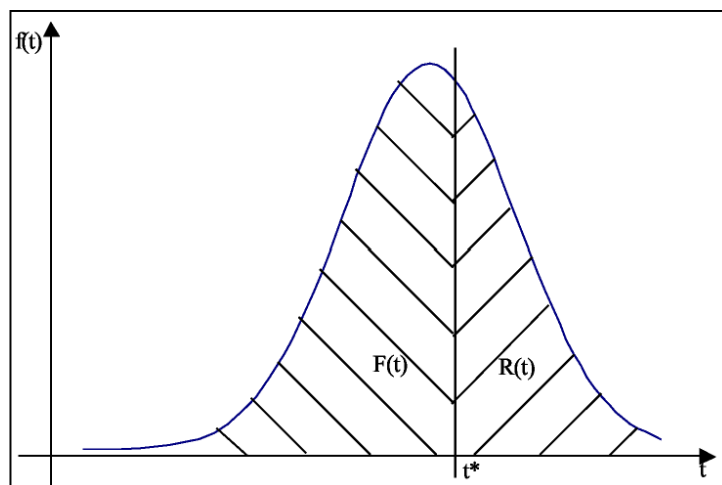
Nous la désignons, dans ce qui suit par  $R(t)$  où  $t$  désigne la durée de la mission.

$$R(t) = P\{ \text{durée de vie du système} > t \} \quad (4.1)$$

Rappelons que la durée de vie d'un système est une mesure de la quantité de service rendu. Selon le système étudié, elle s'exprime en termes de temps, de kilomètres, d'heures de fonctionnement ou autre.

Le fait que la défaillance d'un système puisse survenir à n'importe quel moment ceci amène à considérer cette grandeur comme une variable aléatoire à laquelle nous pouvons associer une fonction de densité  $f(t)$ . Il importe de rappeler que  $f(t).dt$  est la probabilité que la durée de vie d'un système soit comprise entre  $t$  et  $t + dt$ , ou encore la probabilité qu'il tombe en panne entre  $t$  et  $t + dt$ .

$$f(t).dt = P\{ t < \text{durée de vie du système} < t + dt \} \quad (4.2)$$



**Fig. 4-1 La fonction densité de durée de vie.**

$$\int_0^{+\infty} f(t)dt = 1 \quad (4.3)$$

Il est souvent difficile de caractériser la défaillance d'un système. Nous convenons dans ce qui suit qu'un système est considéré défaillant ou hors d'usage s'il n'est pas en mesure de réaliser la fonction pour laquelle il a été conçu. Pour certains systèmes, nous parlons de défaillance lorsque les grandeurs caractéristiques évoluent en dehors de certaines limites de fonctionnement établies auparavant. Cette seconde définition sera exploitée lorsque nous introduisons les concepts de maintenance conditionnelle. Nous désignons par  $F(t)$ , la fonction de répartition ou la fonction de distribution associée aux durées de vie.  $F(t)$  peut s'interpréter comme la probabilité que la durée de vie du composant soit supérieure ou égale à  $t$ .

$$F(t) = P\{ \text{durée de vie du système} \leq t \} \quad (4.4)$$

Nous supposons qu'en tout temps, le système est soit «en opération» ou «hors d'usage», il s'ensuit que :

$$\forall t > 0 \quad R(t) + F(t) = 1 \quad (4.5)$$

De par la définition de la fonction densité  $f(t)$  et en se basant sur les concepts de base de probabilité, nous avons :

$$R(t) = \int_t^{+\infty} f(x) dx \quad (4.6) \qquad F(t) = \int_0^t f(x) dx \quad (4.7)$$

De même :

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} \quad (4.8) \quad \text{Ou bien} \quad f(t) = \frac{dR(t)}{dt} \quad (4.9)$$

La défaillance d'un équipement peut être caractérisée par un taux appelé taux de panne. Ce taux est aussi appelé taux de défaillance, taux de hasard ou taux de mortalité. Il est défini comme étant la probabilité conditionnelle que l'équipement tombe en panne entre l'instant  $t$  et  $(t + \Delta t)$  sachant qu'il a survécu jusqu'à l'instant  $t$ . Il peut aussi être défini comme la proportion de composants ayant survécu

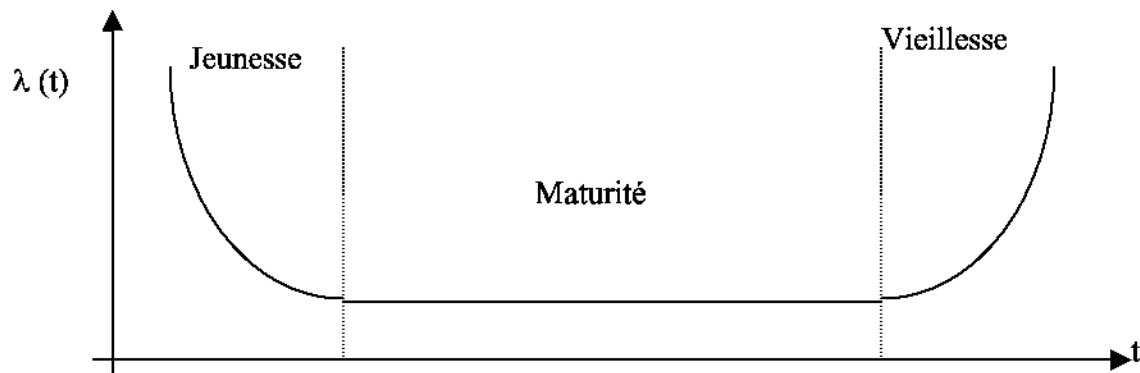
jusqu'à l'instant  $t$ . Il représente également la vitesse d'arrivée de la panne [108].

$$\lambda(t) = \frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{N(t)\Delta t} \quad (4.10)$$

$N(t)$  : Nombre de composants ayant survécu jusqu'à l'instant  $t$

$(t + \Delta t)$ : Nombre de composants ayant survécu jusqu'à l'instant  $(t + \Delta t)$

Si nous représentons le taux de panne en fonction du temps, nous obtenons une courbe appelée « en baignoire » qui est divisée en 3 parties (fig. 4.2) : la première est appelée période de mortalité infantile ou le taux de panne est en décroissance ce qui correspond aussi au rodage; la deuxième partie n'est autre que la durée de vie utile :



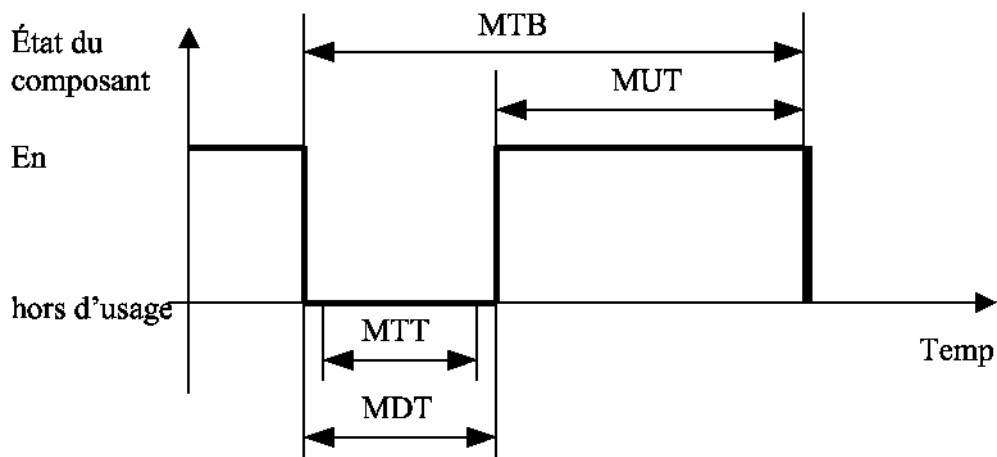
**Fig. 4-2 Courbe en baignoire**

c'est la zone où le taux de panne est constant; la dernière partie est appelée le vieillissement ou l'usure : en atteignant cet âge, le composant commence à vieillir et le taux de panne augmente en fonction du temps. Il importe de rappeler que la fiabilité est une fonction décroissante de l'usage fait de l'équipement. Elle est liée au taux de panne  $\lambda(t)$  par la relation suivante :

$$R(t) = \exp\left(-\int_0^t \lambda(x)dx\right) \quad (4.11)$$

Où  $t$  est la durée de la mission considérée. La vie utile d'un composant comporte des cycles de fonctionnement. Au cours d'un cycle, l'état du composant passe de l'état en fonction à l'état hors d'usage fig. 2.3. Après analyse du cycle, on remarque qu'il est composé de la moyenne du temps de bon fonctionnement (MTBF).

Cette moyenne est définie comme la durée moyenne de bon fonctionnement du composant (fig. 4.3). L'expression du MTBF est donnée par l'équation 4.12. La moyenne de temps de bon fonctionnement comporte la MUT (Mean Up Time) qui est la moyenne de temps de fonctionnement et la MDT (Mean Down Time) qui est la moyenne de temps de panne. Cette dernière est composée de la moyenne de temps technique de réparation (MTTR) qui est la durée moyenne de réparation du composant sur un horizon de temps T (figure 4.3) et une fraction de temps nécessaire à la détection de la panne et à la remise en route du composant.



**Fig.4-3 Cycles de fonctionnement**

La durée moyenne entre deux défaillances (MTBF) correspond à l'espérance mathématique de la variable aléatoire T. Son expression est donnée par l'équation

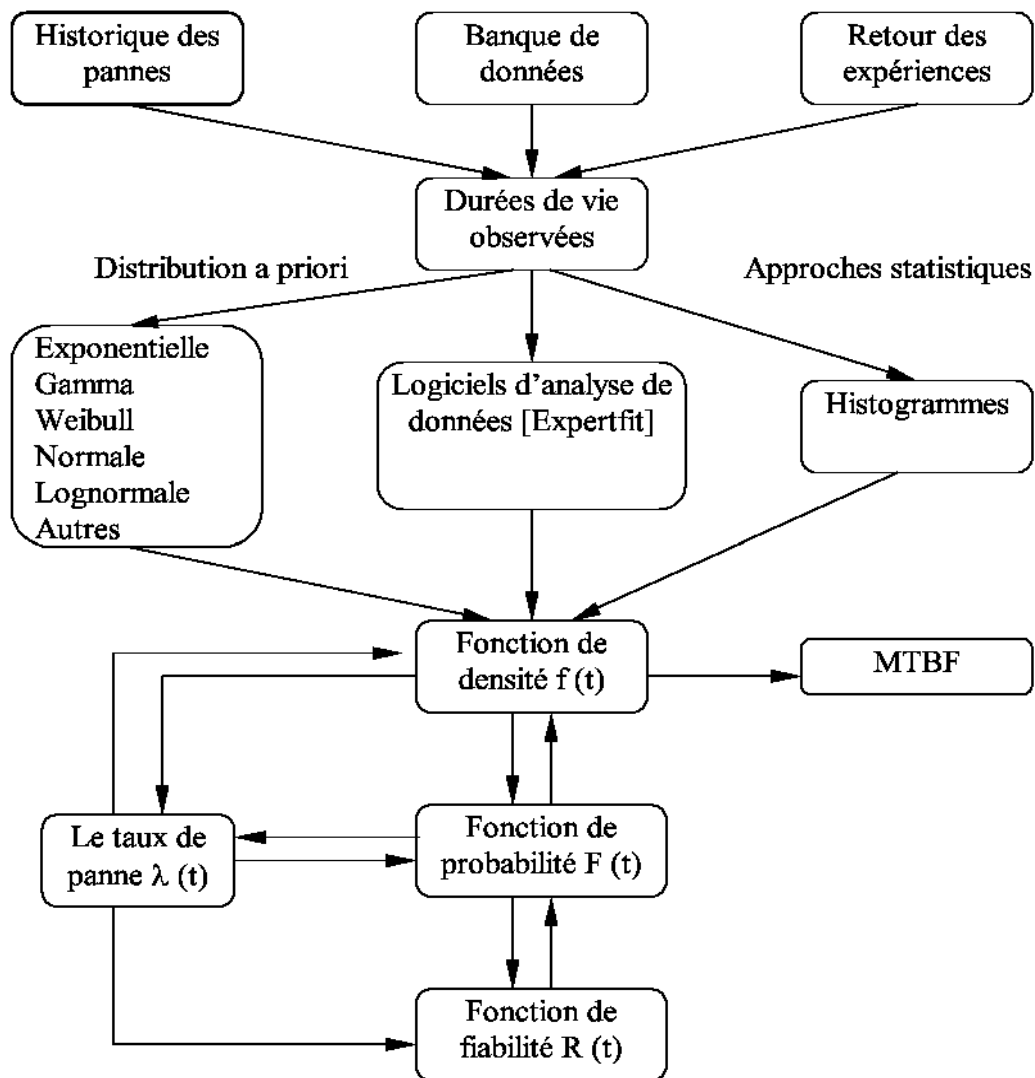
$$MTBF = \int_0^{+\infty} R(t)dt \quad (4.12)$$

Il résulte de ces définitions que la grandeur qui caractérise au même titre la fiabilité est la disponibilité. Elle est définie comme la probabilité de bon fonctionnement d'un dispositif à l'instant t.

Augmenter la disponibilité d'un matériel consiste à diminuer le nombre de ses arrêts et à réduire le temps nécessaire pour résoudre les causes de ceux-ci. Ainsi, la disponibilité, notée D, est donnée par l'équation 2.13 [39].

$$D = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \quad (4.13)$$

D'un point de vue pratique, la figure 4.4 présente un schéma global de détermination des caractéristiques de la fiabilité opérationnelle d'un composant à partir d'une banque de données, de l'historique des pannes ou du retour des expériences. Ces données nous permettent de déterminer la durée de vie observée et de déduire les différentes caractéristiques telles que le taux de panne, la fiabilité, la défaillance, etc.



**Fig.4-4 Schéma global de la détermination expérimentale de la fiabilité**

Pour mettre en place une politique de maintenance adéquate, il est important de comprendre les phénomènes de défaillance et de dégradation des composants. Il existe deux types de défaillances : la défaillance catalectique complète et soudaine et la défaillance par dérive. Cette dernière est due à un phénomène d'usure [40] que nous proposons de l'appliquer aux bandes transporteuses.

La norme [32] définit la défaillance comme une altération ou une cessation d'un bien à accomplir une fonction requise.

L'analyse de la défaillance est faite non seulement dans le but de réparer ou de dépanner, mais également de chercher à éviter réapparition du défaut.

Une expertise doit permettre, à l'issue d'une défaillance d'un équipement, de déterminer les causes qui peuvent être soit un processus intrinsèque ou une imputation externe (accident ou mauvaise utilisation) [40]). Elle doit aussi permettre d'identifier la nature de la défaillance, de la détecter, d'en déduire les conséquences, d'en déterminer l'amplitude et finalement, de comprendre le processus de manifestation qui est caractérisé par la vitesse de propagation ou le caractère. Les principaux modes de défaillances sont :

- Présence de défauts pré-existants dans les pièces en service. Il apparaît suite à un défaut soit lors de l'élaboration de la matière, soit lors de l'élaboration de la pièce finie, ou lors du montage;
- Apparition de défaillances mécaniques pendant le fonctionnement. Elles apparaissent suite à un choc, à une surcharge, à une fatigue mécanique ou thermique, à un fluage, à l'usure, à l'abrasion, à l'érosion ou à la corrosion;
- Les défaillances d'origine électriques : Elles apparaissent suite à la rupture d'une liaison électrique, au collage, à l'usure de contact ou au claquage d'un composant.

Pour remédier à ces défaillances, les concepts de maintenance et de maintenabilité ont vu le jour. Comme le mentionne [40].

## **IV.3 La maintenabilité et la maintenance**

### **IV.3.1 Les critères de maintenabilité.**

Les normes NF X 60-300 et X 60-301 spécifient cinq types de critères de maintenabilité.

Le premier critère est relatif à la surveillance de la maintenance préventive. Il est important de connaître à ce niveau l'accessibilité de la composante, sa démontabilité et son interchangeabilité.

Le deuxième est relatif à la maintenance corrective, plus particulièrement, le temps de recherche de panne ou de défaillance et le temps de diagnostic.

Le troisième critère est relatif à l'organisation de la maintenance, pris en compte par la périodicité du préventif, le regroupement à des périodes identiques, l'homogénéité de la fiabilité des composants, la présence d'indicateurs et de compteurs et la complexité des interventions.

La qualité de la documentation technique. Celui-ci comporte, la disponibilité de la documentation, le mode de transmission et les principes généraux de rédaction et de présentation de la documentation technique.

Le suivi du bien par le fabricant, la qualité du service après-vente et l'obtention des pièces de rechange.

### **IV.3.2 Définition de la maintenance.**

Les normes NF X 60-0 10 et 60 011 définissent la maintenance comme l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.

D'après. [41] , la fonction maintenance comme un ensemble d'activités regroupées en deux sous-ensembles : les activités à dominante technique et les activités à dominante gestion (fig. 4. 5).

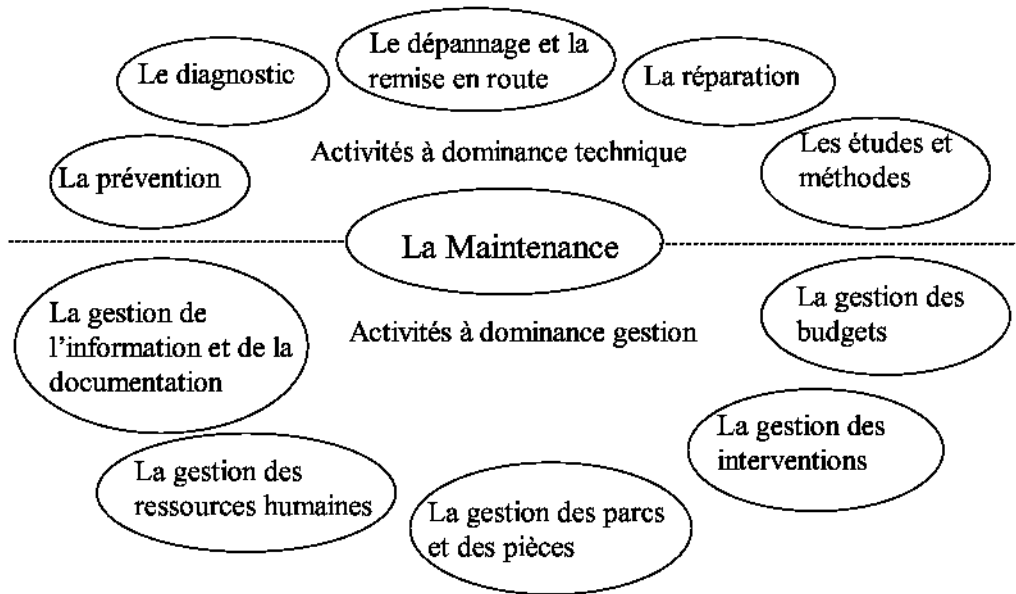


Fig. 4-5 Le contenu de la fonction maintenance. [127]

Dans la définition de la maintenance, nous trouvons deux mots-clés : maintenir et rétablir. Le premier fait référence à une action préventive. Le deuxième fait référence à l'aspect correctif (voir figure 4.6).

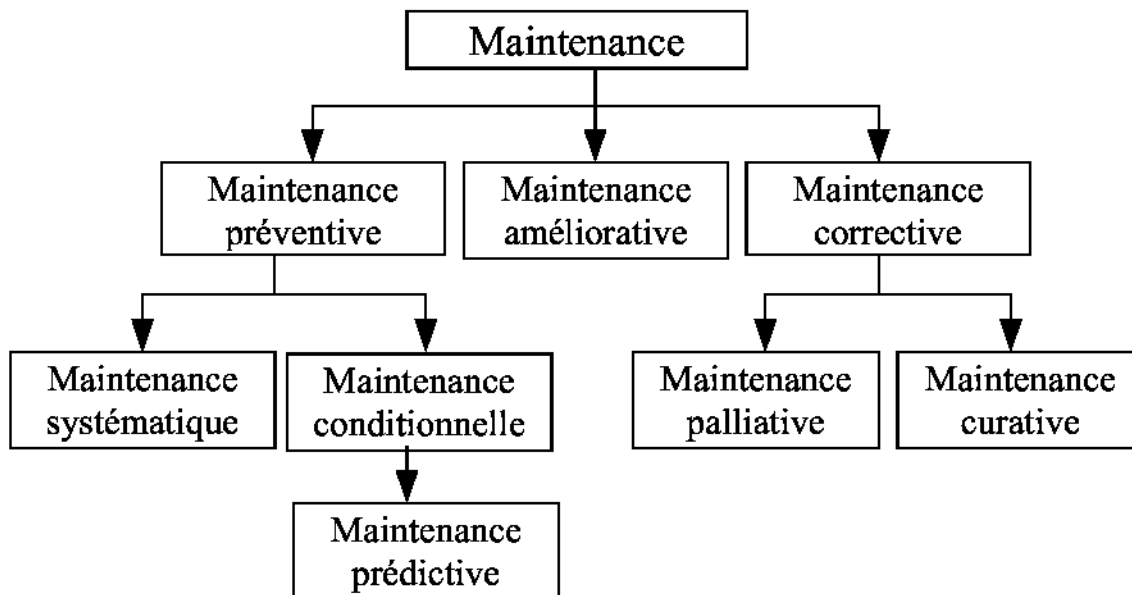


Fig. 4-6 Les différents types de maintenance.

La maintenance corrective est définie comme une maintenance effectuée après défaillance [33]. Elle est caractérisée par son aspect aléatoire et requiert des ressources humaines compétentes et matérielles (pièces de rechange et outillage) disponibles sur place ; elle débouche sur deux types d'intervention : à caractère provisoire qui caractérise la maintenance palliative, et à caractère définitif ce qui caractérise la maintenance curative.

La maintenance préventive est définie quant à elle comme une maintenance effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou d'un service rendu. Les activités correspondantes sont déclenchées selon un échéancier établi à partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage (maintenance systématique) ou de critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation du bien ou du service (maintenance conditionnelle).

La maintenance préventive systématique est une maintenance effectuée selon un échéancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage [32]. La périodicité des remplacements est déterminée selon deux méthodes : la première est de type bloc et la seconde, de type âge. La politique de remplacement de type âge suggère de remplacer l'équipement à la panne ou après  $T$ , temps de bon fonctionnement. La politique de type bloc suggère de remplacer l'équipement après une période prédéterminée de temps  $T$ ,  $2T$ , etc. indépendamment de l'âge et de l'état du composant.

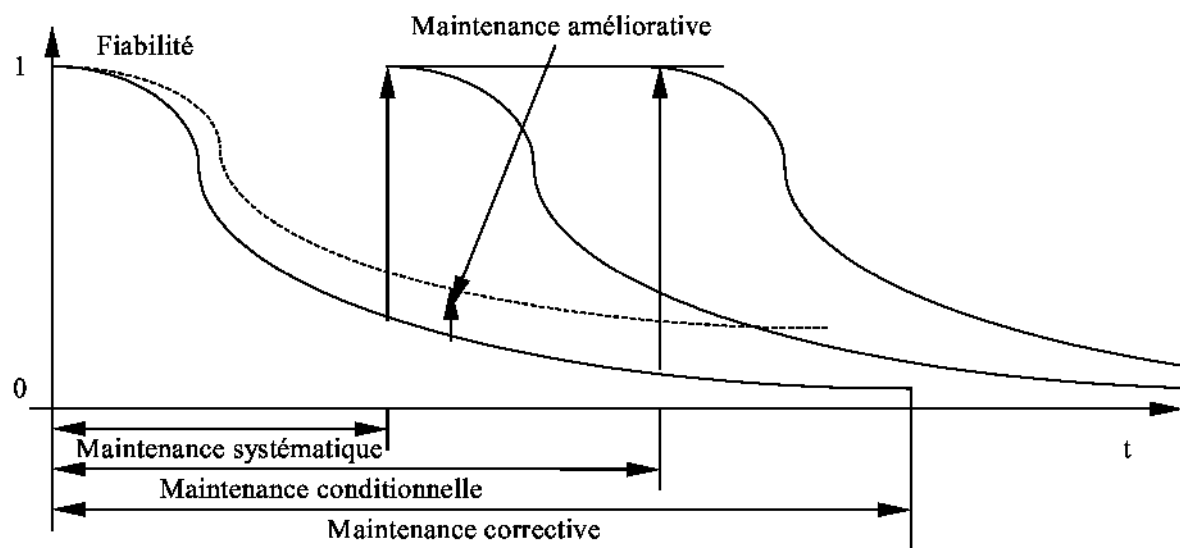
La maintenance préventive conditionnelle est une maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé [32]. Divers outils comme l'analyse de la vibration et l'analyse d'huile, permettent de détecter les signes d'usure ou de dégradation de l'équipement. Ceci s'effectue en mesurant, à chaque inspection, la valeur d'un paramètre de contrôle tel que l'amplitude de déplacement, de vitesse ou d'accélération des vibrations, le degré d'acidité, ou la teneur de particule solide

dans l'huile. L'action ne se déclenche que lorsque le paramètre de contrôle dépasse un seuil déterminé empiriquement, fixé par le constructeur ou par les normes de santé et de sécurité au travail.

La maintenance prédictive (ou prévisionnelle) est une maintenance préventive subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillée de paramètres significatifs de la dégradation du bien, permettant de retarder et de planifier les interventions.

### **IV.3.3 Relation entre la maintenance et la fiabilité**

La contribution des différents types de maintenance en ce qui concerne la fonction de fiabilité  $R(t)$  et la durée de vie utile de l'équipement s'explique par la fig. 4.7.

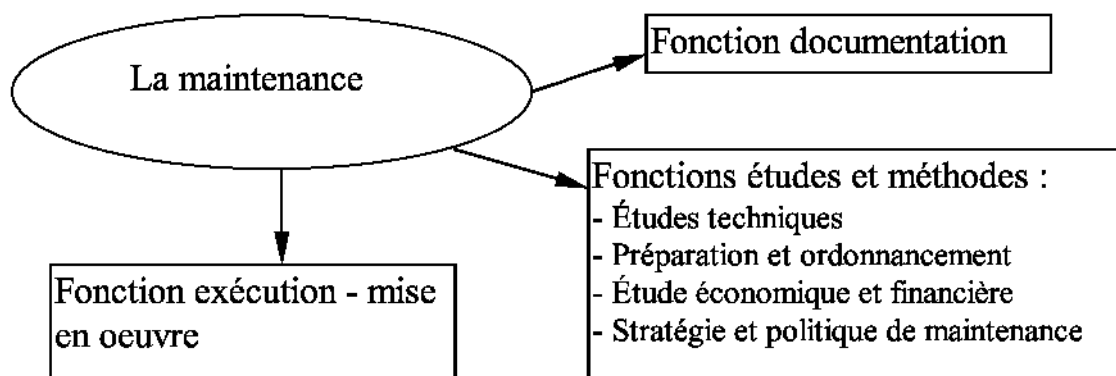


**Fig. 4-7 Impact de la maintenance sur la fiabilité des équipements**

Il est certain que la réduction du taux de panne  $\lambda(t)$  entraîne une amélioration de la fonction de fiabilité  $R(t)$ . C'est dans ce sens que la maintenance améliorative a été instaurée. La maintenance préventive, avec toutes ses variantes, tente de ramener le taux de panne à son niveau le plus bas en remplaçant la composante usée sans changer les caractéristiques intrinsèques de l'équipement.

#### **IV.3.4 Les tâches associées à la maintenance**

Après avoir présenté quelques définitions de la maintenance et de ses différents types, nous situons dans ce qui suit la maintenance par rapport au processus de production. Ainsi, nous présentons les fonctions et les tâches associées à la maintenance. Nous identifions trois fonctions associées à la gestion de la maintenance. Ces tâches associées à chacune de ces fonctions, bien que différentes dans leurs descriptions, sont complémentaires dans leurs finalités.



**Fig. 4-8 Les fonctions et les tâches associées à la maintenance**

La première fonction consiste à optimiser toutes les tâches en fonction des critères retenus dans le cadre de la formulation de la politique de maintenance. Les principales tâches sont :

- Tâches relatives à l'étude technique qui consistent en la :
  1. Recherche de mécanismes dans le système de production susceptibles d'apporter la valeur ajoutée recherchée.
  2. Concevoir des travaux neufs tout en tenant compte de l'aspect maintenance de l'appareil de production.
  3. Faire une analyse des accidents de travail pour essayer d'y remédier en donnant des consignes de sécurité d'une part, et agir sur la maintenance corrective et préventive d'autre part.

- Tâches relatives à la préparation et l'ordonnancement consistent à :
  1. L'établissement des fiches d'instructions nécessaires pour effectuer les interventions.
  2. La constitution d'archives des interventions.
  3. L'établissement de plannings d'interventions préventives et l'approvisionnement en pièces de rechange.
- Tâches relatives à l'étude économique et financière :
  1. Gestion des approvisionnements pour optimiser la gestion des matières premières nécessaires au processus de production.
  2. Evaluer les coûts de la maintenance, de défaillance et de fonctionnement, ceci aura un impact direct sur la politique de maintenance choisie par l'entreprise.
  3. Tenir compte de du degré de maintenabilité et de fiabilité des systèmes à commander lors de la confection des cahiers de charges.
  4. Faire le suivi lors de la réalisation des travaux pour faire l'historique du dossier technique des machines.

En se basant sur l'étude économique et financière on doit :

- Choisir des procédures de maintenance corrective, préventive conditionnelle et préventive systématique.
- Déterminer les domaines d'actions préventives prioritaires.
- Planifier l'action préventive.
- Faire le choix et l'élaboration des procédures de contrôle.
- Faire l'essai lors de la réception de nouveaux équipements pour s'assurer de l'existence des différents éléments nécessaires à la maintenance.
- Assurer la sécurité dans l'organisation du pour faire régner un climat de confiance.

Pour répondre aux fonctions études et méthodes avec toutes leurs composantes, le personnel doit avoir à sa disposition les dossiers techniques des machines et l'historique des interventions effectuées sur machines.

#### **IV.4 Les conditions de réussite d'un programme de gestion de la maintenance**

Un programme de gestion de la maintenance ne peut atteindre les résultats escomptés sans avoir préparé les conditions humaines et matérielles nécessaires à sa réussite ; il faut également ajouter d'autres conditions pour la réussite de son implantation [35], [36], [37], [38], [42], [43] pour cela il faut :

- Définir un objectif fixe car il va permettre de tracer les lignes directrices de la politique de maintenance. Il dépend énormément de la mission de l'entreprise.
- Avoir une direction et un personnel motivés pour l'instauration de la maintenance.
- Instauration des procédures rigoureuses de collecte, de traitement, et d'archivage des données pertinentes. assurer la communication entre les différents membres de l'équipe.
- Se doter de procédures de suivi, d'évaluation de la performance et d'affichage des indicateurs de performance. Nous citons dans ce qui suit quelques objectifs que doivent se fixer les entreprises. Ces derniers sont étroitement liés à la mission de cette dernière. [34], [44], [45], [47] [48] et sont :
  - o la limitation du nombre d'interruptions de service et la réduction des durées de pannes accidentelles.
  - o Le maintien des équipements en bon état pour opérer en toute sécurité.

- Optimisation de l'efficacité de l'équipement.
- Minimiser les coûts des opérations.
- Le maintien d'un niveau de qualité élevé du travail effectué par le service de maintenance tel afin d'améliorer la qualité des produits et allonger la durée de vie des équipements.

L'objectif visé est de réduire la consommation de pièces de rechange, d'accroître la capacité de production, et augmenter le rendement de l'entreprise.

#### **IV.4.1 Les niveaux de maintenance**

Une autre condition pour réussir un système de maintenance serait de spécifier les niveaux de maintenance dans l'entreprise d'après [40], [49], [50] nous avons cinq niveaux qui font référence à la complexité des tâches à accomplir et aux ressources humaines et matérielles nécessaires à la réalisation de chacune de ces tâches.

**Tableau : Ressources nécessaires pour chaque niveau de maintenance.**

Niv	Personnel d'intervention	Moyens
1 <sup>er</sup>	Exploitant sur place	Outillage léger défini dans les instructions d'utilisation.
2 <sup>eme</sup>	Technicien habilité sur place ou au service maintenance.	Outillage léger défini dans les instructions d'utilisation + PDR disponible.
3 <sup>eme</sup>	Technicien spécialisé sur lace.	Outillage prévu + appareils de mesure + banc d'essai + contrôle + etc.
4 <sup>eme</sup>	Équipe encadrée par un technicien spécialisé, en atelier central	Outillage général plus spécialisé, matériel d'essai, de contrôle, etc.
5 <sup>eme</sup>	Équipe complète polyvalente en atelier central	Moyens proches de la fabrication par le constructeur.

#### **IV.4.2 Le système de gestion de la maintenance**

La pertinence d'un système de gestion de la maintenance a été démontrée dans plusieurs ouvrages [34] [40], [49], [50], [51], [52], [53], [54], [55], et [56].

En effet, un système de gestion de la maintenance bien adapté aux besoins d'une entreprise peut l'aider à rester compétitive.

Un système de gestion de la maintenance implanté adéquatement a un impact non seulement sur les infrastructures mais aussi sur le personnel, la gestion de la PDR, l'inventaire, et la sécurité.

Plus que l'assurance de le bon fonctionnement de l'outil de production, le service maintenance comporte une structure parfaitement organisée qui permet d'optimiser au maximum la production et donc d'en réduire les coûts.

Le service central de maintenance est un organe fonctionnel sa mission est d'animer le retour d'expérience et d'en coordonner les effets sur les structures décentralisées, il assure une veille technologique permanente sur les équipements critiques de l'entreprise et dans la mesure du possible, sur ceux généralement utilisés dans les industries, il collecte toute information, références, ratios, etc...., internes et externes susceptibles d'affiner les objectifs de sûreté de fonctionnement et de coûts d'exploitation (coût direct et indirect), il s'attache aux objectifs de moyen et long termes de la direction générale et propose des solutions de progrès visant à l'amélioration de l'organisation et des performances des équipements, des hommes, des méthodes et des outils.

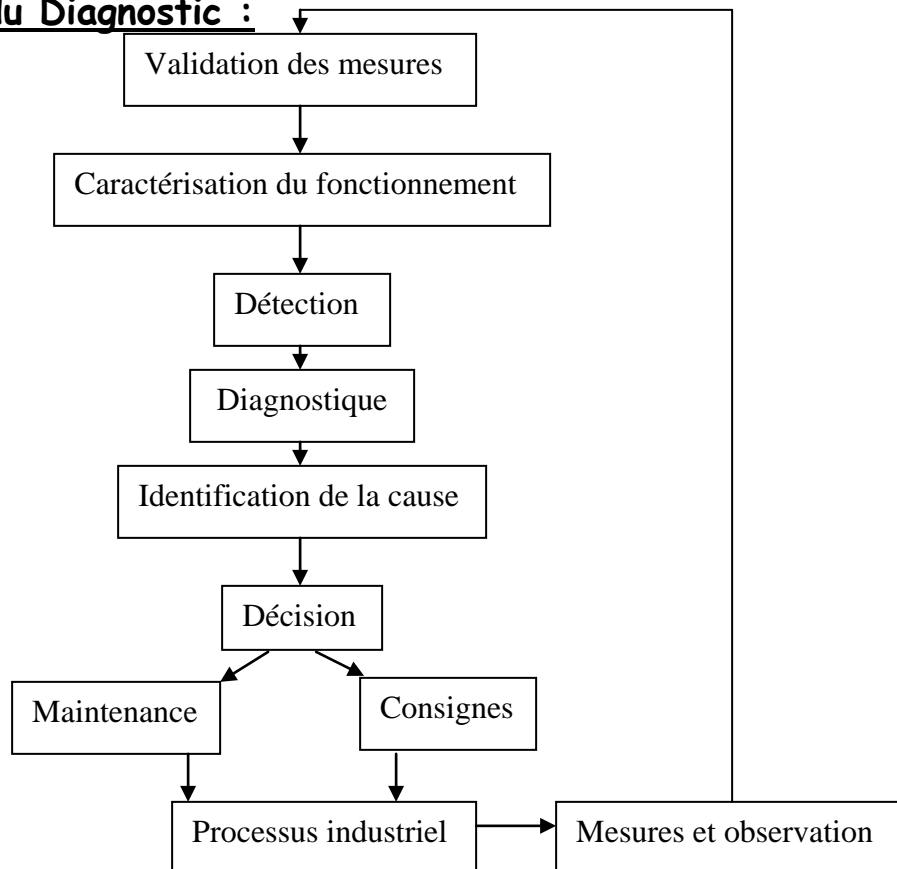
Le service de maintenance attache aux établissements sont opérationnels chacune des fonctions élémentaires (management de la maintenance, méthode, préparation, ordonnancement, qualité, gestion, sécurité, intervention, coordination, supervision).

L'organisation de la maintenance doit viser des objectifs qui apparaissent parfois contradictoires :

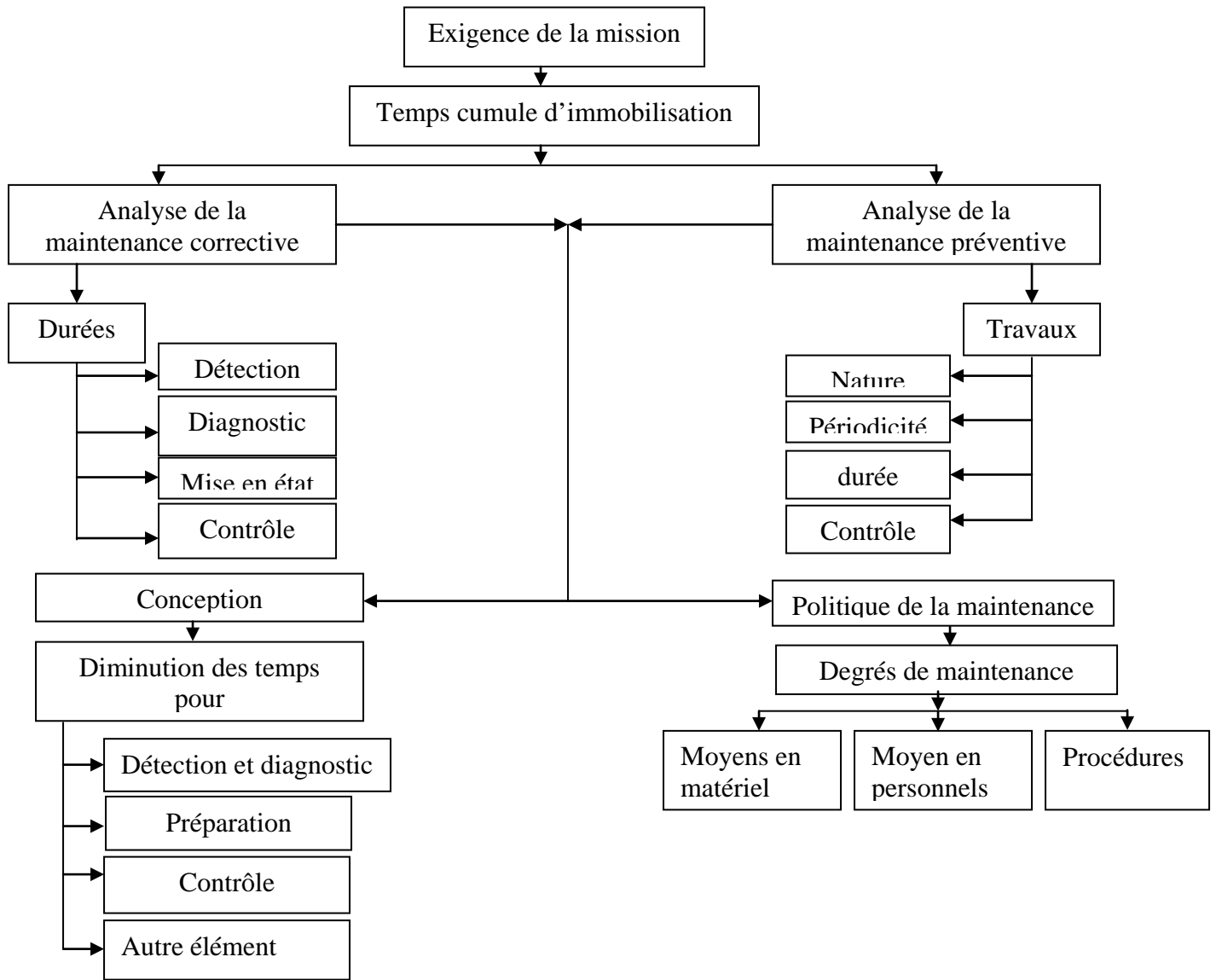
- Garantir une fiabilité satisfaisante des systèmes et des composants pour que les fonctions de sûreté soient assurées, et pour que l'installation de production ait la disponibilité requise par le réseau.
- Limiter les interventions au strict nécessaire pour éviter le gaspillage des ressources, tant sur le plan financier que dosimétrie, et pour réduire les risques associés aux non-qualités de maintenance ;
- Faire en sorte que la mise en œuvre des programmes de maintenance « pèse » le moins possible sur la durée des arrêts de tranche, en particulier en minimisant le risque de prolongation de ces arrêts par une anticipation intelligente des aléas possibles.

Assurer une durée de vie des composants cohérents avec la politique de maintien du patrimoine que constituent les installations de production.

**Les Etapes du Diagnostic :**



**Synoptique des actions possibles de l'ingénieur en maintenance :**

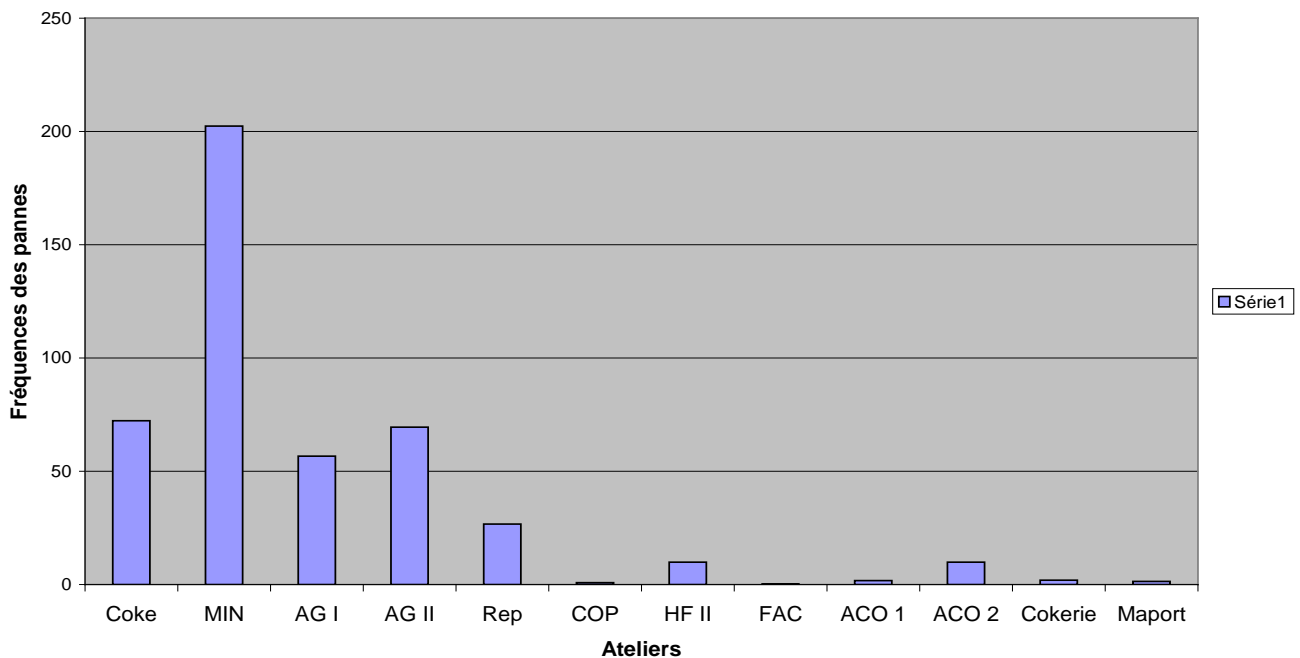


### IV.4.3 Organisation de la maintenance du convoyeur à

#### **Bande :**

Pour analyser les pannes sur convoyeur nous avons recensé les défaillances au niveau de MITTAL STEEL Annaba au cours des années 2005 / 2006 (Tab annexe) ceci a permis de dresser un état des lieux concernant la gestion des pannes sur convoyeurs (voir Tableau xy), le traitement de ces données met en évidence la vulnérabilité de l'atelier MIN, du point de vue pannes sur les convoyeurs de cet atelier, ce dernier représente la zone de traitement de l'aggloméré, matière stratégique pour la préparation de l'acier de l'usine sidérurgique de Annaba Fig X.

**Histogramme des fréquences de pannes (pour 19 mois)**



#### **a) Loi ABC :**

Dans un service d'entretien, les tâches sont nombreuses et les équipes parfois réduites, les technologies les plus évoluées en matière de maintenance coûtent cher et ne doivent pas être appliquées sans discernement. Il convient, par conséquent, de s'organiser de façon efficace et rationnelle.

L'analyse ABC ou « Pareto » permet d'y répondre à ces exigences ; ainsi un classement des temps par rapport aux types de panne donne des priorités sur les interventions. Par cette méthode nous pouvons mettre en évidence les éléments les plus importants d'un problème afin d'orienter nos actions. L'analyse ABC permet de définir les priorités d'actions : c'est un outil d'aide à la décision.

### **1) Exemple de répartition appliquée à la maintenance.**

20 % des systèmes représentent 80 % des pannes.

20 % des interventions représentent 80 % des coûts de maintenance.

20 % des composants représentent 80 % de la valeur des stocks.

### **2) Mise en application de la loi.**

L'exploitation de cette loi permet de déterminer les éléments les plus pénalisants afin d'en diminuer leurs effets :

- ✓ Diminution des coûts de la maintenance.
- ✓ Amélioration de la fiabilité des systèmes.
- ✓ Justifier la mise en place d'une politique de maintenance.

Pour un secteur ou un système donné l'application de la loi de Pareto impose plusieurs étapes :

#### **✓ Définition de l'objectif de l'étude et de ses limites.**

Ces éléments peuvent être :

- ✓ Des matériels.
- ✓ Des causes de pannes.
- ✓ Des natures de pannes...

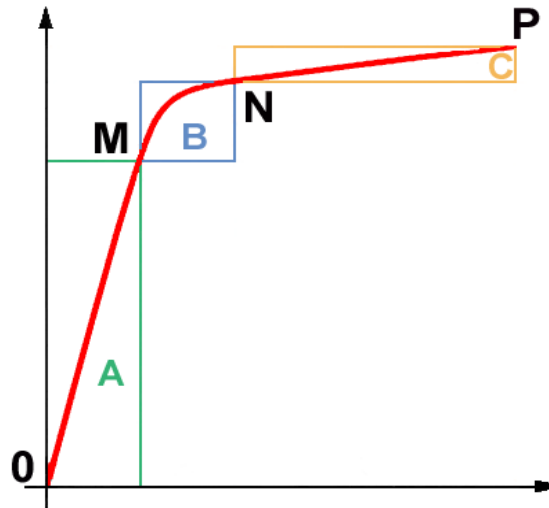
#### **✓ Choisir le critère de classement.**

Organiser le classement selon les critères de valeurs retenus (les coûts, les temps, les rebuts...).

✓ **Construire un graphique.**

Ce graphe fera apparaître les constituants sur la situation à étudier.

✓ **Déterminer les zones ABC.**



Il s'agit de délimiter sur la courbe obtenue des zones à partir de l'allure de la courbe. En général la courbe possède deux cassures, ce qui permet de définir trois zones :

La partie droite de la courbe OM détermine la zone A.(20 % représente 80%)

La partie courbe MN détermine la zone B.(30% représente 15%)

La partie assimilée à une droite NP détermine la zone C

✓ **Interprétation de la courbe.**

L'étude porte dans un premier temps sur les éléments constituant la zone A en priorité. Si les décisions et modifications apportées aux éléments de la zone A ne donnent pas satisfaction, on continuera l'étude sur les premiers éléments de la zone B jusqu'à satisfaction. Les éléments appartenant à la zone C peuvent être négligés, car ils ont peu d'influence sur le critère étudié.

## **b) L'analyse ABC:**

Pour les besoins d'application de la loi, nous avons procédé au classement ci-après, des renseignements relatifs aux pannes, enregistrées durant l'année 2005 et 2006 ainsi que le nombre d'heures d'arrêts enregistrées.(Tab-4.1)

L'innovation de cette étude consiste en l'apport d'une méthodologie scientifique, moderne qui nous permet de déterminer les tensions causant la rupture de la bande relativement aux exigences d'exploitation.

La disponibilité maximale exige des opérations de maintenance basées sur des fait observés, des mesures pour des diagnostics, une organisation, une gestion. On à choisi parmi les unités posant ce problème, l'unité AG II et notre étude se porte sur le convoyeur TRO 215 qui transporte l'aggloméré.

Le traitement se fait en trois étapes :

1. Recensement complet, comportant les pannes, les causes, les nombres d'heures d'arrêt, le taux cumulé.
2. Traitement et analyse des informations, détermination du taux de défaillance.
3. Calcul du choix de la bande du convoyeur.

## **c) Méthodologie de travail:**

Nous procédons à une évaluation des éléments du convoyeur à bande destiné au transport de l'aggloméré..

L'essentiel consiste au recensement des conditions d'utilisation des paramètres technico-économiques, concernant le transporteur à bande afin de connaître avec précision les différentes causes des arrêts fréquents et définir une prestation de maintenance. Pour arriver à ces objectifs, on s'est permis d'effectuer une analyse dans l'entreprise citée ci-dessus et déterminer :

- ❖ Les causes d'arrêts et fixer les points à améliorer.

- ❖ Etudier et définir les adaptations nécessaires des principes, méthodes et des moyens pour remédier à ces problèmes.

**Statistique:** On représente les causes d'arrêts du convoyeur au niveau du MIN

**Tableau N°4.1**

<b>Date</b>	<b>cause</b>	<b>Durée des pannes (h)</b>
27-01-2005	Changement de la bande	37
06-02-2005	Réparation de jonction	04
19-03-2005	Changement des 3 rouleaux	02
02-04-2005	Changement des 2 rouleaux	02
06-06-2005	Réparation de jonction	07
26-07-2005	Changement bavette racleur	16
03-08-2005	Changement de la bande	38
22-10-2005	Changement des 2 rouleaux	01
16-11-2005	Réparation de jonction	04
20-11-2005	Déblocage des rouleaux	02
28-11-2005	Changement bavette racleur	12
04-12-2005	Changement de la bande	40
16-01-2006	Jonction de la bande	08
19-02-2006	Déblocage des rouleaux	01
27-02-2006	Déblocage des rouleaux	01
20-03-2006	Réparation de jonction avec agrafage	14
25-04-2006	Elimination agrafage par jonction	12
05-05-2006	Changement bavette racleur	13
25-05-2006	Déblocage des rouleaux	01
16-06-2006	Centrage de la bande	01
08-07-2006	Changement de la bande	40

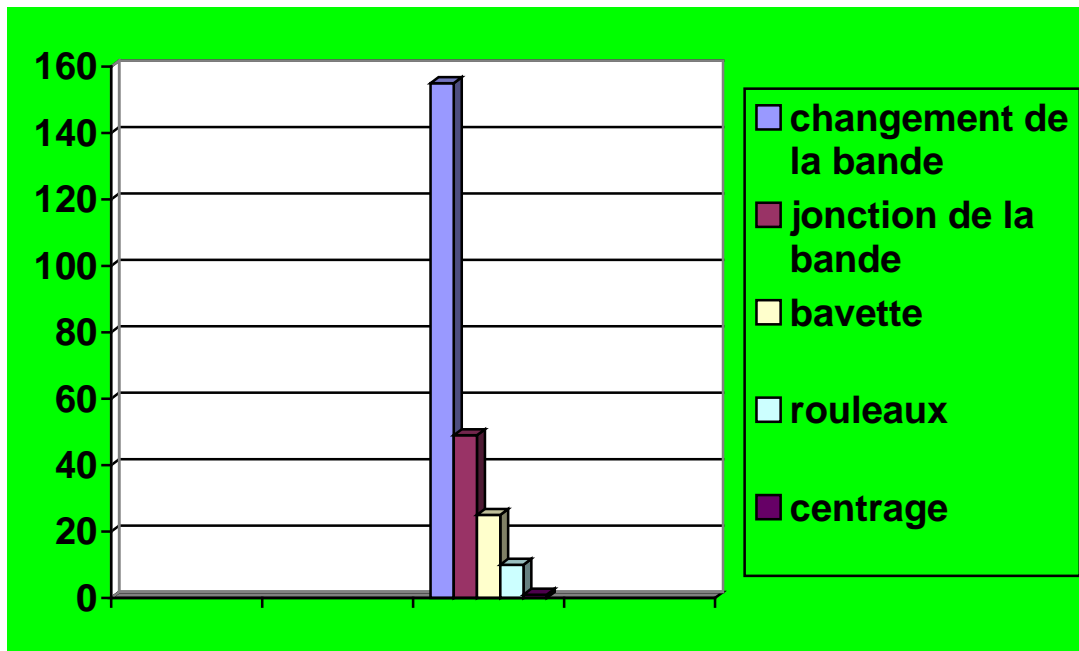
Pour construire l'histogramme, il est intéressant de connaître le taux d'arrêt de chaque élément. Le tableau suivant représente le nombre d'heures d'arrêts de l'élément, et son taux d'arrêt.

**Tableau N°4.2:**

Niveau de la panne	Nombre d'heure d'arrêt (h)	Taux d'arrêt (%)
bavette	28	10,40
Déchirure de bande	155	64,6
rouleaux	10	4,5
Jonction de la bande	49	20,4
Centrage de la bande	1	0,1

D'après ce tableau on peut construire l'histogramme pour connaître le pourcentage de défaillance de chaque élément.

**Analyse des résultats des pannes du convoyeur à bande MIN:**



On remarque que le changement de la bande est la panne qui possède un taux d'arrêt considérable par rapport aux autres pannes, c'est pourquoi elle nécessite une surveillance spécifique.

En plus de l'histogramme on utilise la méthode ABC pour classer les organes selon l'importance de chacune dans les différentes zones.

Pour la maintenance du convoyeur à bande, la méthode ABC est un outil essentiel qui permet de classer les éléments du convoyeur selon leurs défaillances en trois catégories : les éléments appartenant à la zone A seront prépondérants, ceux de la zone B devront faire l'objet d'études moins approfondies, alors que ceux de la zone C feront principalement l'objet d'une politique de maintenance corrective.

#### **d) Application de la loi ABC pour le convoyeur à bande :**

Elle consiste à classer les pannes par ordre décroissant des coûts, chaque panne se rapportant à une machine.

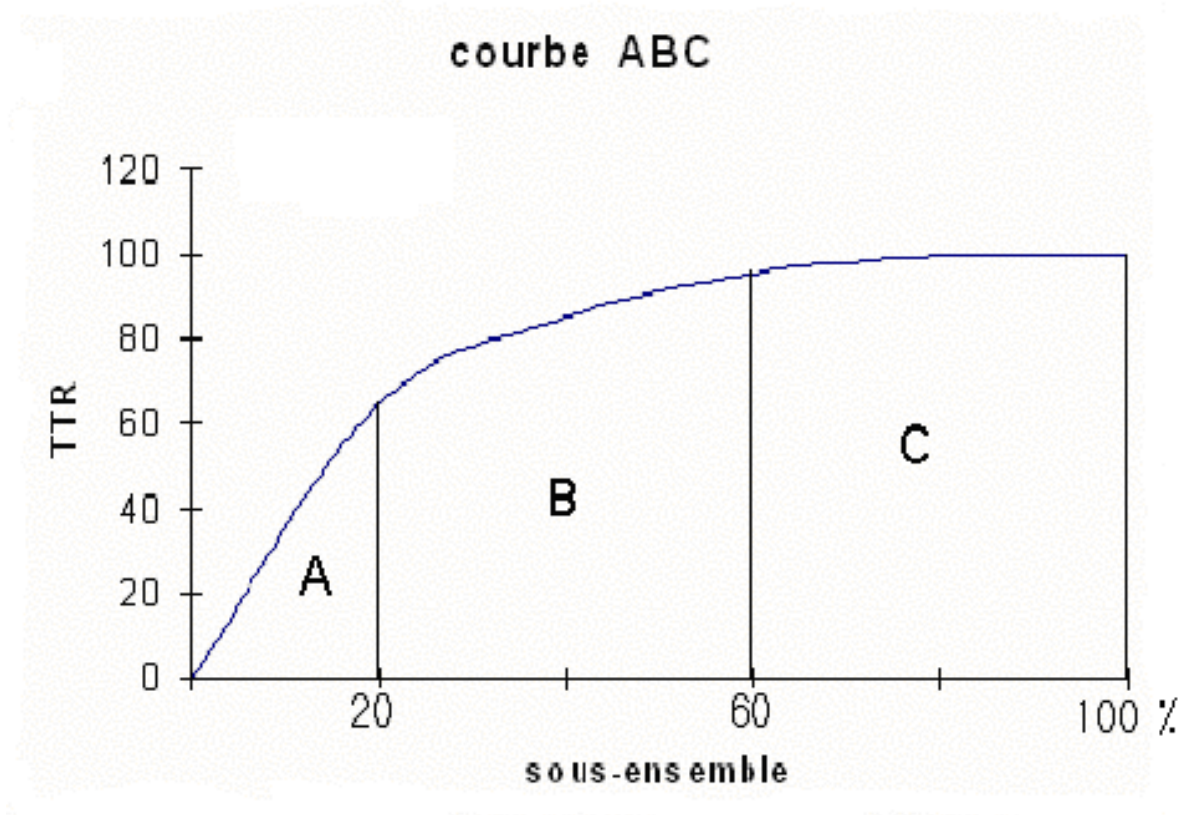
Puis à établir un graphique faisant correspondre les pourcentages de coûts cumulés aux pourcentages de types de pannes cumulées.

- ❖ **Zone A:** dans la majorité des cas, on constate qu'environ 20% des pannes représente 80% des coûts, ceci constitue la zone A, zone de priorités.
- ❖ **Zone B:** dans cette tranche, les 30% des pannes suivantes ne coûtent que 15% supplémentaires.
- ❖ **Zone C:** enfin dans cette tranche, les 50% des pannes restantes ne reviennent qu'à 5% des coûts.

Pour construire la courbe ABC pour le cas du convoyeur TRO 215, de l'atelier MIN on utilise les (tab. 4.2 et 4.3).

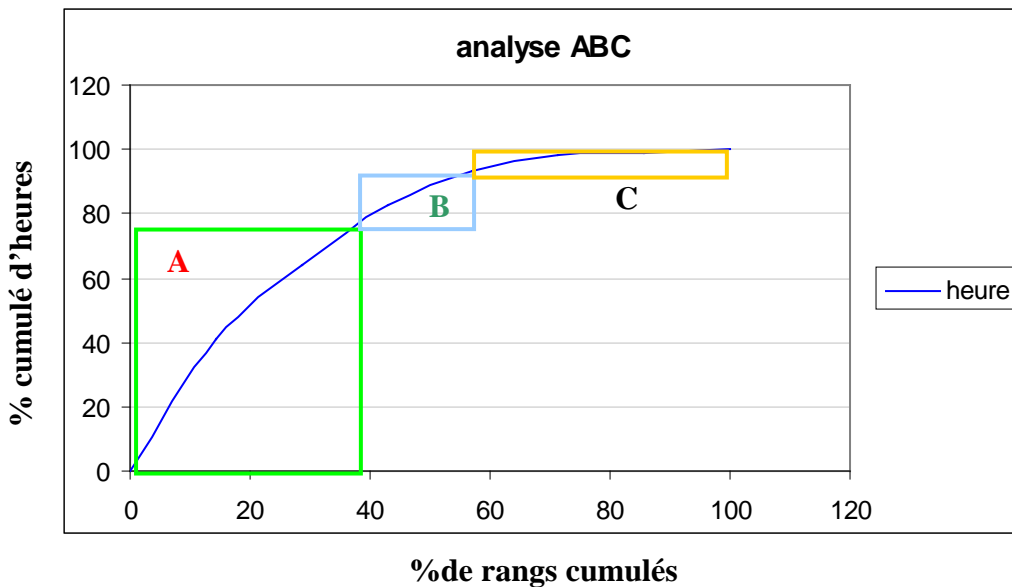
**Tableau N°4.3 Classement détaillé en cumul des arrêts du TRO 215**

S/ensemble	Classement nombre d'heures d'arrêt	Cumul des nbres d'heure d'arrêt	% de nombres d'heures d'arrêt	Nombre de pannes	Cumul des nombres de pannes	% des pannes cumulées
D	155	155	64,6	04	04	19,50
C	49	204	85	06	10	47,62
A	25	229	95,42	03	13	61,90
B	10	239	99,58	07	20	95,24
E	01	240	100	01	21	100

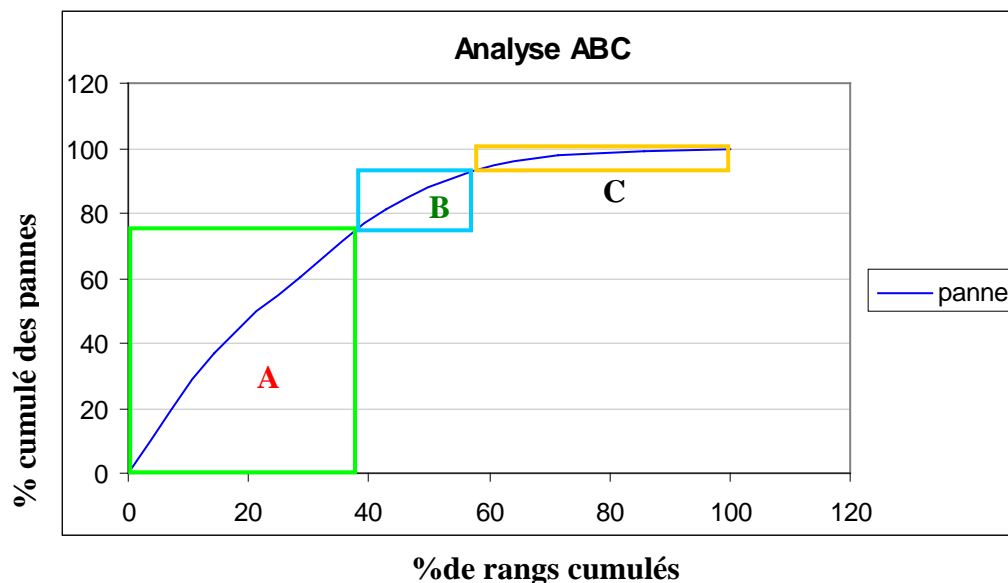


Les arrêts cumulés de la bande provoquent 64,6% des heures d'arrêts, par voie de conséquence on organisera une politique de maintenance préventive systématique ou préventive conditionnelle avec une surveillance permanente, pour la zone B, on sera moins exigeant sur les méthodes de prévention, enfin ceux de la catégorie C n'exigeront pas de maintenance préventif.

- **Analyse suivant le nombre d'heures d'arrêts :**



- **Analyse suivant le nombre de pannes :**



**d) Interprétation des courbes :**

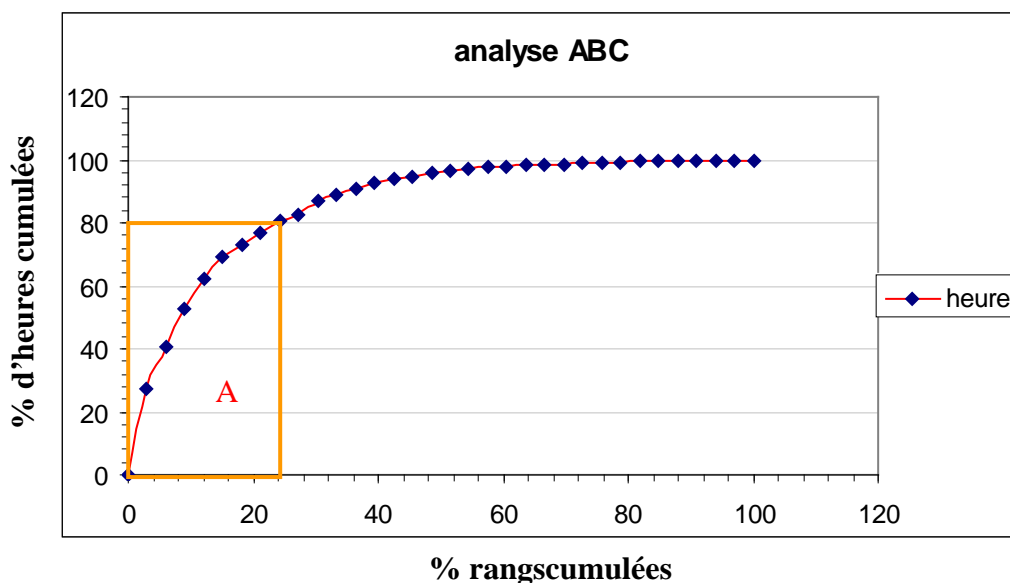
D'après les deux modes d'analyse (pannes et heures d'arrêt ), on constate que les deux premières composantes les plus défailtantes.

**Zone A :** 37,5 % des rangs représentent 78 % des pannes (ou heures d'arrêts). C'est dans cette zone qu'il faut agir en priorité. Pour l'élément testé (bande) il serait bon d'intensifier la maintenance préventive, et voir éventuellement pour une maintenance améliorative.

**Zone B :** 25 % des rangs représentent 16 % des pannes, il faut relever le niveau de la maintenance préventive.

**Zone C :** 37,5 % représentent 6% des pannes. On peut considérer que ces composantes sont fiables et que la maintenance adoptée pour ces systèmes est correcte.

❖ Dans le cas de la zone « A » qui comporte le même composant, à savoir la bande, elle représente l'élément le plus vulnérable parmi les éléments du convoyeur à bande. Il faut donc faire une autre analyse seule pour voir la pièce défailtance.



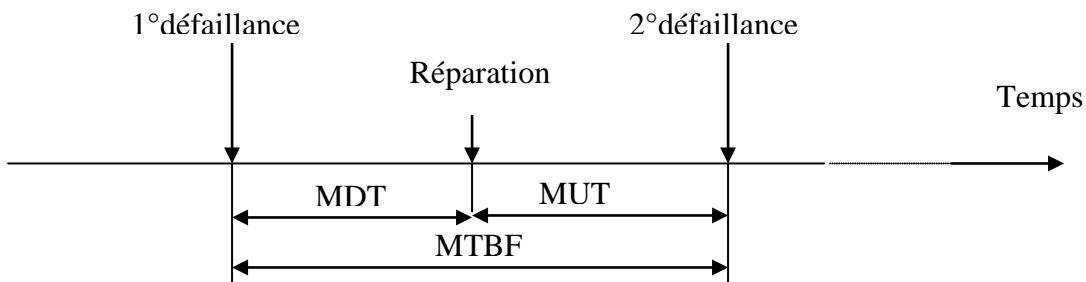
Courbe cumulative construite à partir des temps de réparation, on constate que les premiers temps représentent environ 80% de la contribution globale.

#### IV.5 Calcul de la fiabilité du convoyeur à bande :

##### a) Les moyens de temps de bon fonctionnement :

le MTBF est souvent traduit comme étant la moyenne des temps de bon fonctionnement mais représente la moyenne des temps entre deux défaillances :

$$MTBF = \frac{\sum TBF}{N} \quad N: \text{nombre des pannes.}$$



- Le MDT ( Temps Moyen de Disponibilité) : durée de bon fonctionnement après réparation.
- Le MUT ( Mean Up Time ) : La durée moyenne de fonctionnement après réparation et avant la défaillance suivante.
- La durée moyenne entre défaillance notée MTBF la durée moyenne entre deux défaillances consécutives de l'entité.en général on a la relation :

$$MTBF = MUT + MDT$$

##### b) la durée moyenne d'attente de la réparation du système

##### (MTTR) :

MTTR Opérationnel : correspond au temps moyen d'une action de maintenance corrective.

$$MTTR = \frac{\sum TTR}{N}$$

**Indicateur (Activité du service maintenance) :**

→ **Indicateur de fiabilisation :**

MTBF = (la somme des temps de bon fonctionnement) / nombre des pannes.

→ **Indicateur de compétence :**

MTTR = (la somme des temps techniques de réparation) / nombre des pannes.

**c) Fonction du taux de défaillance :**

est noté généralement «  $\lambda(t)$  » et représentée la probabilité de défaillance à  $(t + \Delta t)$ .  $\lambda(t)$  est une densité de probabilité conditionnelle car elle considère que la probabilité de défaillance du matériel encore en fonctionnement.

$$\lambda = \frac{1}{MTBF}$$

**d) Fonction du taux de réparation :**

On appelle taux de réparation  $\mu(t)$  d'un système réparable au temps  $t$  la probabilité que l'entité soit réparée entre  $t$  et  $dt$  sachant qu'elle n'était réparée sur l'intervalle  $[0, t]$ . Elle se note :  $\mu(t) = P(\text{entité réparée sur } [t, t+dt] \text{ sachant qu'elle n'était pas réparé sur } [0, t])$ .

$$\mu = \frac{1}{MTTR}$$

**e) Fiabilité :**

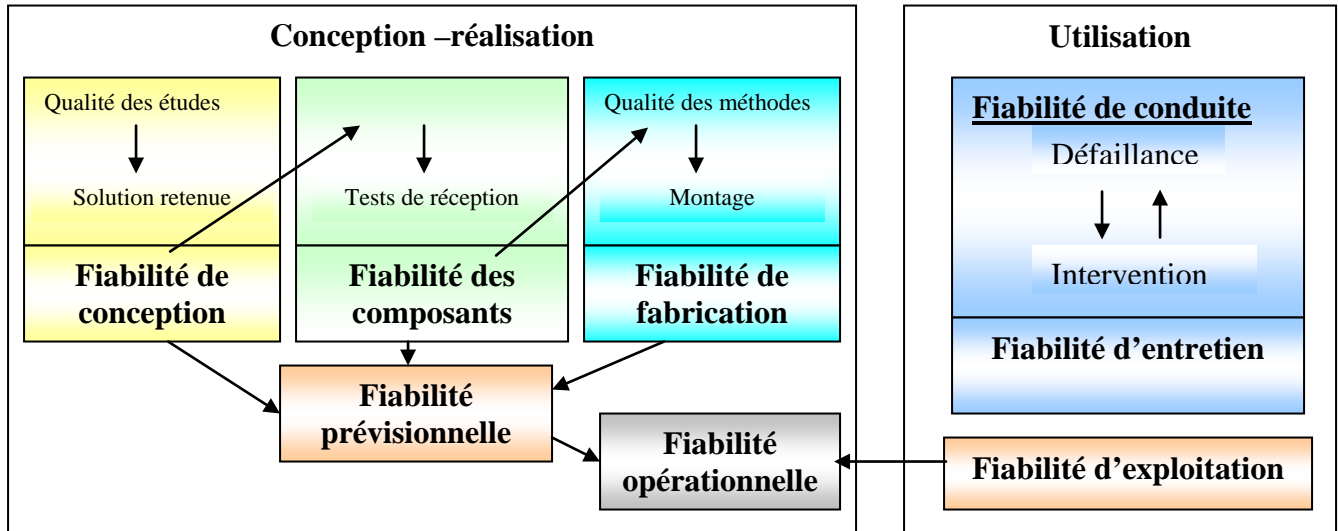
Norme NF X60-500. « Aptitude d'une entité à accomplir une fonction requise, dans des conditions données, pendant un intervalle de temps donnés ».

L'entité (E) désigne un composant, sous-système ou système et la fonction requise est la ou les fonctions que doit accomplir le dispositif pour pleinement remplir la tâche qui lui est assignée.

Par extension, on appelle également fiabilité la probabilité associée  $R(t)$  à cette notion alors qu'elle n'en est qu'une mesure, elle est définie par :

$$R(t) = P(E \text{ non défaillance sur la durée } [0,t] ).$$

La fiabilité d'un équipement dépend de nombreux facteurs :



### Paramètres nécessaires à la mesure de fiabilité

- La Fonction de fiabilité :  $R(t)=1-F(t)$
- La densité de probabilité  $f(t)$  :  $f(t)=R(t).\lambda(t)$ .  
(  $f(t)$  : probabilité d'avarie au temps  $t$ ).
- Fonction de réparation :  $F(t)=\int_0^t f(t)dt$   
(  $F(t)$  : probabilité d'avarie cumulée au temps 0 à  $t$ ).
- Le moyen des temps de bon fonctionnement : MTBF.
- Fonction du taux de défaillance :  $\lambda(t)$  .

### f) Application sur le convoyeur :

On utilise le modèle de Weibull, pour l'étude statistique des défaillances, lorsqu'il dépend de trois paramètres  $\beta;\eta;\gamma$ . Ce qui le rend souple et précis ; Les différentes formes utilisées de weibull sont :

- La densité de probabilité :  $f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left( \frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} e^{-\left( \frac{t-\gamma}{\eta} \right)^\beta}$ .

$f(t)$  : probabilité d'avarie au temps  $t$

- La fonction de réparation :  $F(t) = 1 - e^{-\left( \frac{t-\gamma}{\eta} \right)^\beta}$ .

$F(t)$  = Probabilité d'avarie cumule au temps 0 a  $t$ .

- La fonction de fiabilité  $R(t) = 1 - F(t) = e^{-\left( \frac{t-\gamma}{\eta} \right)^\beta}$ .

$R(t)$  : probabilité de survie cumule au de la du temps.

- Le taux défaillance :  $\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} \left( \frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} = \frac{f(t)}{R(t)}$ .

$\lambda(t)$  : probabilité d'avarie au temps  $t + \Delta t$ .

### Signification des paramètres : $\beta, \eta, \gamma$ .

#### Paramètre de forme $\beta$ :

$\beta$  : est un nombre sans dimension, il définit l'allure de la distribution de weibull.

#### Paramètres d'échelle $\eta$ :

Caractérisant le choix d'une échelle il s'exprime dans la même unité de temps. ( heur ou cycle )

#### Paramètre de localisation : $\gamma$ :

également nommé paramètre de décalage au de position il s'exprime en unité de temps. IL indique la date de l'apparition du mode défaillance caractérisé par  $\beta$

- ❖ si  $\gamma > 0$  il y a survie totale entre  $t=0$  et  $t=\gamma$ .
- ❖ si  $\gamma = 0$  les défaillances débutent à l'origine des temps.
- ❖ si  $\gamma < 0$  les défaillances ont débuté avant l'origine de temps relevés.

**Démarche à suivre :**

pour calculer le MTBF et les différents paramètres  $\beta, \eta, \gamma$  par le modèle de weibull :

- Cumuler les avaries ( $n_i$ ).
- Cumuler les fréquences relatives cumulées, cependant il y a deux méthodes selon la taille de l'échantillon :

Si  $n \leq 20$  méthode des rangs médiane : 
$$F(t_i) = \frac{\sum n_i - 0.3}{N + 0.4}$$

Si  $20 < n < 50$  méthodes des rangs moyens : 
$$F(t_i) = \frac{\sum n_i}{N + 1}$$

Si  $n > 50$  soit  $n$  le nombre échantillons TBFi : 
$$F(t_i) = \frac{i}{N + 1}$$

- Reporter les valeurs sur le papier graphique de weibull et le **tableau 01**.

A partir de cette théorie nous avons relevé les données essentielles nécessaire à l'application de cette loi au niveau des entreprises algériennes (ERCE, Mine de Boukhadra), la collecte des données situe la défaillance sur le convoyeur à bande en première ligne par rapport aux autres pannes (voir Histogramme)

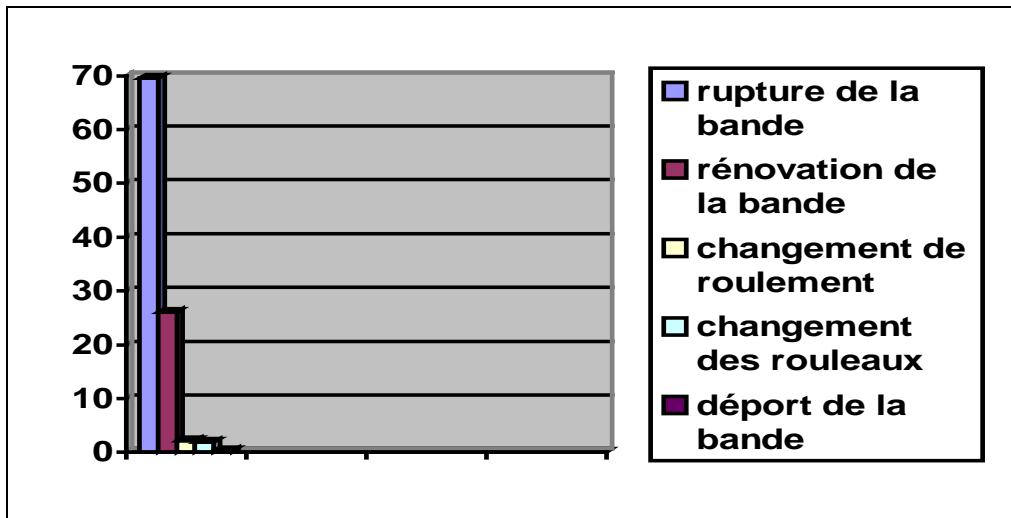


Fig. 4-1 : Analyse des défaillances d'un convoyeur dans une mine

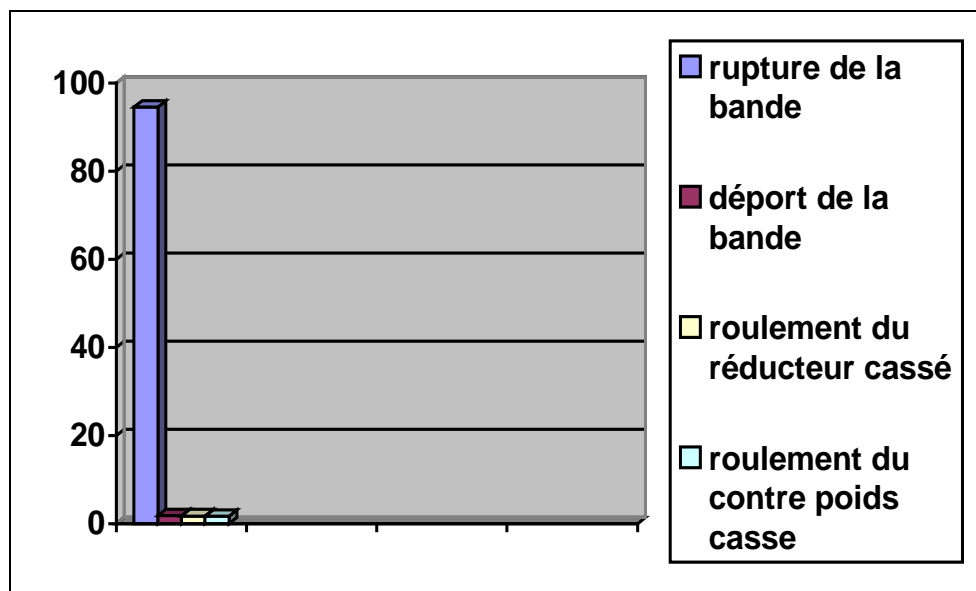


Fig. 4-2 : Analyse des défaillances d'un convoyeur dans une entreprise

### Application de la fiabilité :

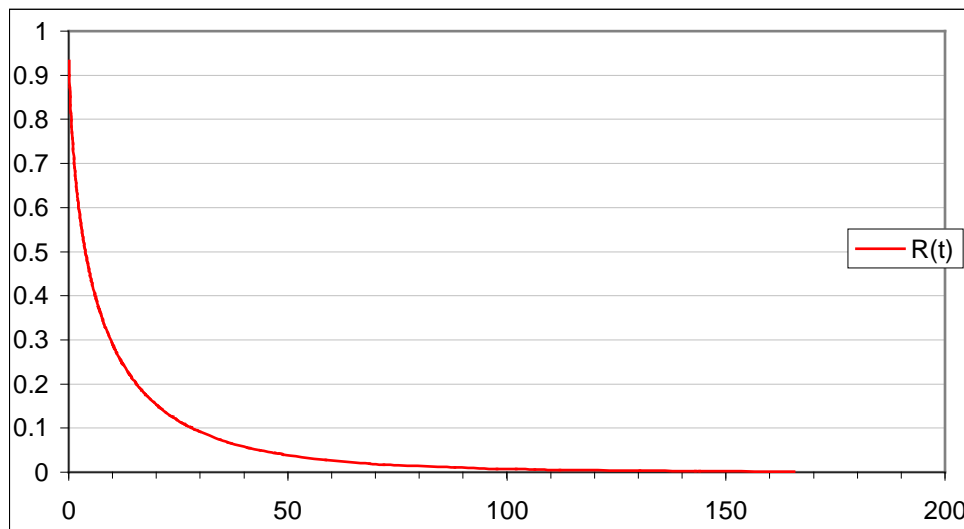
A partir du papier graphique de WEIBULL, on déduit :

Les paramètres :  $\gamma = 0$ ,  $\eta = 7$ , à l'échelle normale ;  $\beta = 0.6$ .

Ce qui nous permet de calculer les fonctions :  $f(t)$ ,  $F(t)$ ,  $R(t)$ ,  $\lambda(t)$  : tableaux 02

**Courbe fiabilité R(t) de finisseuse et f(t) F(t) , λ(t) :**

01-10- 2004 au 01- 03- 2005       $t_i = TBF_i$  , TBF .



**Fig. 4-3 Courbe fiabilité R(t)**

Selon la courbe, la finisseuse mauvaise fiabilité,  $R(t)=0$  correspondent le temps égale ( $t=$  h) et  $t= 5h$  la fiabilité de finisseuses égale ( $R(t)=0.5$ ) donc la La courbe R (t) permet d’associer la fiabilité à tout instant de fonctionnement d’un équipement, réciproquement, il peut être intéressant de savoir à quel instant la fiabilité atteindra un seuil prédétermine, en particulière pour les roulements à billes, la durée de vie nominale est définie comme la durée atteinte par 90% d’un lot de roulements, on la nomme  $t_{sys}$  , durée de vie associée à un seuil de fiabilité de 0.90.

A chaque  $t_{sys} =$  h, nous intervenant sur la bande pour garder une fiabilité de 90% pour cela il faudra appliquer une gamme d’entretien préventif systématique qui améliorer la fiabilité ;  $R(t_{sys}) =90\%$ . Un équipement est fiable s’il subit peu d’arrêts pour pannes. La notion de fiabilité s’applique à :

- Du matériel réparable (équipements industriels ou domestiques).
- Du matériel non réparable (composants).

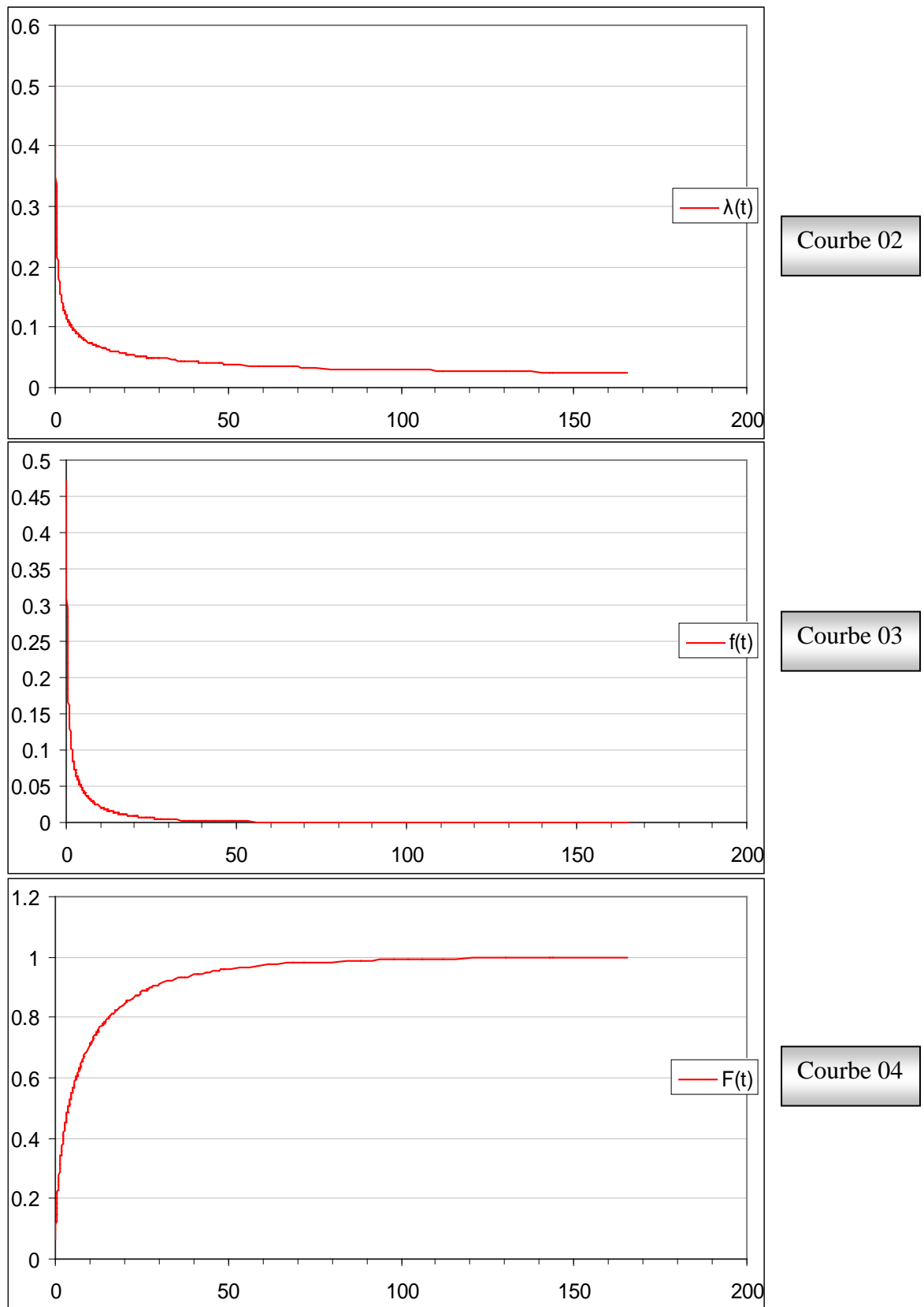
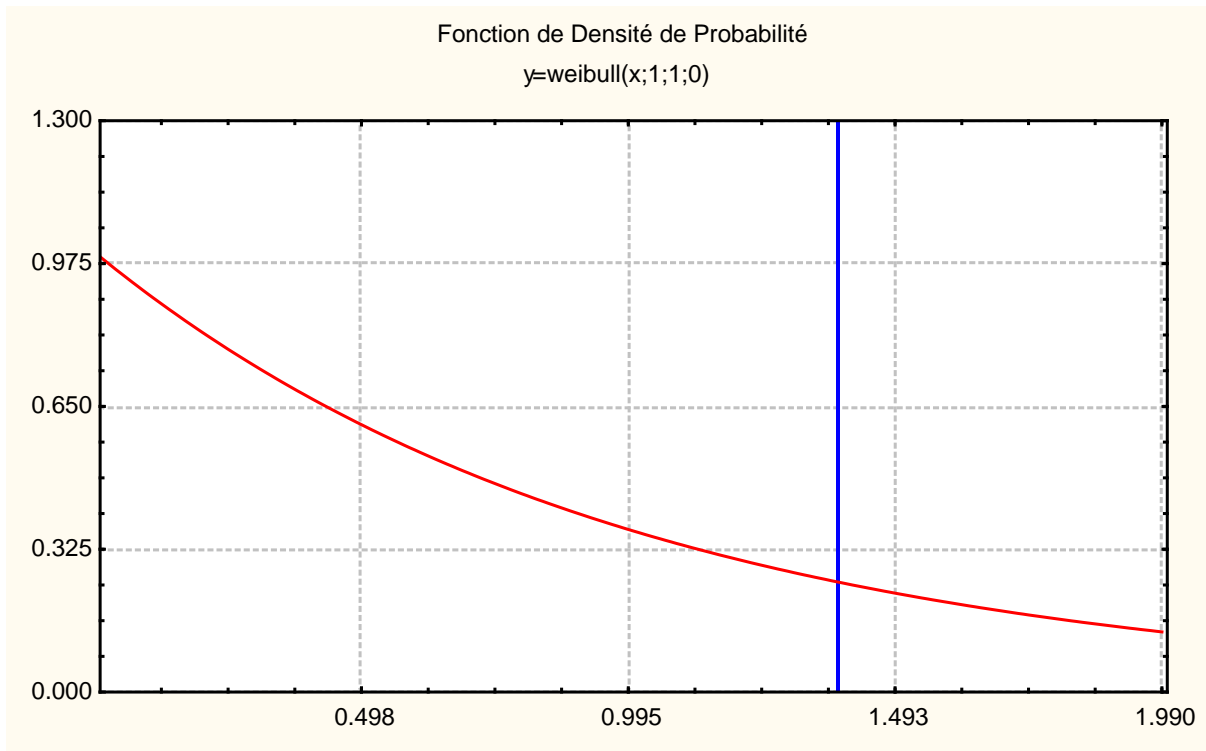


Fig. 4-4 Courbes  $f(t)$   $F(t)$  ,  $\lambda(t)$  :



**Figure 4-5 : Modèle de WEIBULL**

**Calcul du temps souhaitable pour une intervention systématique.**

Nous fixons une fiabilité à 75% et nous déduisons le temps systématique.

$$R(t) = 75\% \Rightarrow t ?$$

$$R(t) = e^{-(t/\eta)^\beta} \quad \ln R(t) = -(t/\eta)^\beta = \ln 0,75$$

$$0,3566 = (t/517,53)^\beta \Rightarrow t = \sqrt[\beta]{0,3566} (517,53)$$

$$\mathbf{tsys = 459,3 \text{ heures}}$$

A chaque  $T_{sys} = 459,3h$ , nous intervenons sur le convoyeur pour garder une fiabilité de 75%, il faudra appliquer une gamme d'entretien préventif systématique.

- Courbe 02 : selon la courbe aux **défaillances de jeunesse** par une loi de weibull avec  $\beta < 1$ .
- Courbe 03 : la probabilité d'avarie ( $f(t) = 0$ ) correspondant le temps ( $t = 40h$ ).
- Courbe 04 : le  $n \downarrow \Rightarrow TBF \uparrow \Rightarrow MTBF \uparrow \Rightarrow F(t) \downarrow$ .

## **IV.6 Conclusion :**

Dans ce chapitre nous avons défini la fiabilité et la défaillance d'un système. Il est important de connaître les grandeurs et les mécanismes qui en résultent pour pouvoir implanter un système de maintenance efficace et rentable. Puis, nous avons défini le système de gestion de la maintenance avec ses différents aspects préventifs et correctifs. Nous avons dressé la typologie de ce dernier et nous l'avons positionné par rapport aux installations de transport (convoyeurs à bande).

D'autre part, nous avons pu cibler le convoyeur le plus défaillant d'abord à travers les statistiques des pannes de tout le complexe sidérurgique (MITTAL STEEL Annaba) d'où nous avons déduis l'unité la plus vulnérable, puis le convoyeur dont la fréquence de panne est la plus élevée à l'aide de la méthode ABC, ce qui a permis de confirmer que la bande est l'élément le plus fragile du transporteur.

Une approche de recherche probabiliste basée sur les modèles des lois de fiabilité (Wei bull) nous a permis de déduire la périodicité d'intervention afin d'avoir une fiabilité allant jusqu'à 75%. Elle nous a permis une détermination du temps systématique des interventions afin d'améliorer la fiabilité précoce d'usure survenant sur le bande. Il est en effet impératif d'utiliser des procédures draconiennes pour s'assurer de la propreté des systèmes de prélèvement et d'analyse et d'intervenir sur la bande même si celle-ci ne présente aucun défaut car la déchirure est brusque et brutale .

# **Conclusion Générale**

## **Conclusion :**

Le convoyeur à bande est une installation complexe dont l'organe essentiel est l'élément le plus vulnérable vu sa constitution caoutchoutée par rapport à la structure métallique.

Le calcul des tensions dépend de la topographie des terrains sur lequel est installée la machine, comme il dépend aussi de la disposition de la tête motrice.

Dans la littérature actuelle le calcul de la force tangentielle au démarrage ne tient pas compte du surplus d'effort généré par l'inertie des masses en mouvement ce qui rend le calcul approximatif, ceci nous a motivé à éclaircir cette zone d'ombre en procédant à une expérimentation en laboratoire qui nous a permis de visualiser le processus de mise en vitesse dans différentes conditions d'exploitation (démarrage vide, en charge, freinage brusque, freinage lent,...)

L'obtention du facteur possible pour la réalisation dans les conditions concrètes, a permis de mettre en évidence les réserves des forces d'adhérence.

Néanmoins nous avons analysé les paramètres concrets des convoyeurs qui entrent en action dans la réalisation du facteur de traction à savoir la tension au point de sortie, l'angle d'enroulement, l'état de surface du tambour moteur et la disposition du transporteur ce qui reste à notre avis insuffisant car on intègre pas les conditions d'exploitation telle que l'humidité de la charge à transporter et la température ambiante.

L'étude du problème de l'action des forces dynamiques sur les processus non stationnaires des convoyeurs à bande (mise en vitesse et freinage) surtout

pour les transporteurs de grandes distances est d'une importance capitale car il agit directement sur le facteur de traction réel par l'intermédiaire de la tension à l'entrée du convoyeur.

Malgré la limitation des forces dynamiques au démarrage, le risque de patinage n'est pas écarté, le calcul de l'effort de tension est nécessaire surtout si on introduit les propriétés élastiques de la bande.

De l'équation générale qui considère les caractéristiques de l'organe de traction (élasticité, densité) nous avons déterminé les vitesses de décalage et les forces dynamiques à l'entrée, et à la sortie de la bande pour les régimes transitoires, dans lesquels on introduit l'influence du type de tendeur, qui limite à son tour le temps de propagation de l'onde élastique, et par conséquent nous avons la limitation des forces dynamiques.

A partir de la théorie Petrov Joukovski consacrée au glissement d'une bande élastique sur un tambour (issue de celle de l'académicien Euler) nous avons obtenu la liaison entre les vitesses de la bande à l'entrée et à la sortie en fonction des tensions correspondantes. Ce qui nous a permis de déterminer les parts de la transmission de l'effort total pour chaque tambour, lorsqu'il s'agit de l'entraînement à deux tambours moteurs.

Les expériences réalisées en laboratoire nous ont permis de faire un enregistrement simultané des grandeurs essentielles (vitesse de la bande, vitesse de rotation du tambour moteur et la charge) ; à l'étude dynamique du convoyeur à bande ce qui laisse possible l'analyse du comportement de la force de frottement pendant les différentes accélérations.

L'allure de la force de frottement en fonction du glissement reste la même et présente deux zones de fonctionnement distincts (zone d'adhérence et zone de glissement).

A partir de des résultats d'expérience nous avons mis en œuvre un modèle mathématique pour la modélisation du processus transitoire ce qui nous à permis de retenir le caractère continu de la force de frottement.

En imposant une valeur de consigne de la vitesse de la bande et avec les caractéristiques du modèle de simulation; nous observons une suite du signale de l'évolution de la force de frottement en fonction de la valeur relative du glissement.

Au cours du processus transitoire l'évolution de la totalité de la force de frottement varie avec la vitesse sauf dans le cas du frottement sec

A basse vitesse les équipements mécaniques (tambour - bande) possède une variation linéaire du frottement visqueux dont l'adhérence passe par un maximum pour des glissements faibles ; ensuite décroît à nouveau pour atteindre l'adhérence effective disponible au niveau du contact.

Dans la première partie de la courbe l'adhérence ou les réserves de traction sont garanties ; par contre dans la deuxième partie appelée zone de glissement il existe une possibilité accrue de développer un patinage et le contrôle adaptatif permet de réduire le glissement et l'amélioration des performance du système de transmission de l'effort.

La définition de la fiabilité et la défaillance d'un système permet de connaître les grandeurs et les mécanismes qui en résultent pour pouvoir implanter un système de maintenance efficace et rentable.

De la connaissance du système de gestion de la maintenance avec ses différents aspects préventifs et correctifs, et sa typologie nous l'avons positionné par rapport aux installations de transport (convoyeurs à bande).

D'autre part, nous avons pu cibler le convoyeur le plus défaillant d'abord a travers les statistiques des pannes de tout le complexe sidérurgique (MITTAL STEEL Annaba) d'ou nous avons déduis l'unité la plus vulnérable, puis le convoyeur dont la fréquence de panne est la plus élevée à l'aide de la méthode ABC, ce qui a permis de confirmer que la bande est l'élément le plus fragile du transporteur.

Une approche de recherche probabiliste basée sur les modèles des lois de fiabilité (Wei bull) nous a permis de déduire la périodicité d'intervention afin d'avoir une fiabilité allant jusqu'à 75%. Elle nous a permis une détermination du temps systématique des interventions afin d'améliorer la fiabilité précoce d'usure survenant sur le bande. Il est en effet impératif d'utiliser des procédures draconiennes pour s'assurer de la propreté des systèmes de

prélèvement et d'analyse et d'intervenir sur la bande même si celle-ci ne présente aucun défaut car la déchirure est brusque et brutale.

.D'une manière générale on peut retenir que le transporteur à bande et une installation complexe et les facteurs qui agissent sur la qualité de son fonctionnement à moindre pannes et cout sont multiples ce dernier exige une surveillance continue et un entretien des plus rigoureux.

**Annexe**

**TRANSPORTEURS DE GRAND FRANCHISSEMENT**  
**Tableau 1.1**

<b>Pays</b>	<b>Longueur (m)</b>	<b>Dénivelée (m)</b>	<b>Puissance (ch)</b>	<b>Produit</b>	<b>Débit (t/h)</b>	<b>Largeur (m)</b>	<b>Vitesse (m/s)</b>
Grande Bretagne	15000	+1000	14000	Charbon	3200	1,300	8,4
France	13172	-27	2250	Mi-Nickel	800	0,800	4,0
Sahara Occidental	11600	-10	2000	Phosphate	2000	1,200	2,5
Nouvelle Calédonie	11120	-557	1100	Mi-Nickel	600	0,800	3,6
USA	8590	-	4000	Charbon	2500	1,220	4,8
Japon	7732	-	1300	Calcaire	2200	-	-
Grèce	7500	-360	1400	Mi-Nickel	1500	1,000	4,0
Indonésie	6850	+12	1100	Concassé	1100	0,800	4,0
Italie	5785	-72	400	Calcaire	1000	0,800	3,0
Australie	5860	+10	1600	Bauxite	1220	-	4,6
	1905	+521	1900	Charbon	600	0,940	3,2
Chili	5600	-	700	Mi-Cuivre	900	-	2,4
Maroc	5355	-	650	Phosphate	600	0,800	3,0
Pérou	5015	-73	1200	Mi-fer	2000	-	-
RFA	5000	-	8000	Découverte	15000	3000	7,2
URSS	2200	-	680	Charbon	1500	1,200	3,15

**CONVOYEURS A BANDE INSTALLEES DANS LES MINES ET CARRIERES D'ALGERIE**  
**Tableau1.2**

Lieu D'installation	Longueur (m)	Dénivelée (m)	Puissance (KW)	Produit	Débit (t/h)	Largeur (m)	Vitesse (m/s)
Mittal Steel	60000	Variable	Variable	Mi-fer	variable	Variable	Variable
Ouenza	2385	+12	293	Mi-fer	1000	1,000	2,5
	385	+5	38	Mi-fer	1000	1,000	2,0
	316	+5	85	Mi-fer	1000	1,000	-
	300	-	80	Mi-fer	1000	1,000	2,5
	213	+5	48	Mi-fer	1000	1,000	2,0
Boukhadra	980	45,5	75	Mi-fer	1000	1,000	
	621	67,5	140	Mi-fer	1000250	1,000	2,0
El Abed	132	-	11	Mi- Cu et Zn	250	1,000	1,6
	127	-	32	Mi- Cu et Zn	250	1,000	1,6
Hadjar Soud	2285	-	140	Calcaire	900	1,000	1,5
	2173	-	160	Calcaire	900	1,000	1,5
Meftah	490	-90	75	Calcaire	450	0,800	2,7
Hamma Bouziane	2500	-	110	Calcaire	1300	1,200	-
	1100	-	75	Calcaire	1300	1,200	-
Ain El Kebira	1108	-	110	Calcaire	290	1,200	-
	1110	-	-	Marne	290	0,650	-
Oued Sly	2368	-	250	Calcaire	1500	1,400	2,03

### Application Pratique du calcul de la transmission à deux tambours moteurs

Soient  $T_t = 9000$  daN,  $r_1 = r_2 = 0,4$ m, une bande à câbles d'acier pour laquelle on peut admettre  $T_b = S_{nom1} = S_{nom2} = 0,015$ , des moteurs asynchrones à cage avec  $M_{nom1} = M_{nom2} = 50$ daN.m,  $n_{s1} = n_{s2} = 1500$ tr/mn,  $i_1 = i_2 = 40$  et  $\eta_1 = \eta_2 = 0,9$  Pour ce cas on trouve  $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,5$  avec une légère variation du rayon de l'un des deux tambours, soit  $r = 0,404$  m les part de la transmission de chaque tambour deviennent  $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,29$ . Maintenant on garde les mêmes rayons ( $r_1 = 0,404$  et  $r_2 = 0,4$ m.) et on change la rigidité de la caractéristique en introduisant dans la commande des manchons hydrauliques à glissement nominaux  $0,05$  qui s'additionnent, les moteurs ( $S_{nom1} = S_{nom2} = 0,015 + 0,05 = 0,065$  on trouve  $\sigma_1 = 0,55$  et  $\sigma_2 = 0,45$

En résumé on retient que les caractéristiques douces donnent une répartition stable de la charge même pour une éventuelle différence des rayons. Si les tambours sont animés par des moteurs asynchrones à cage, la transmission devient imperfectionnée parce que les facteurs de perturbation mènent à une répartition anormale de la charge. Se rapportent à ces facteurs : le changement, des rayons des tambours (par usure, salissement...), des épaisseurs des revêtements de la bande (supérieure et inférieure), de l'élasticité de la bande, et de la force de traction totale. Dans ce cas l'emploi d'entraînements spéciaux est nécessaire.

## Tableau récapitulatif des arrêts des convoyeurs à bandes

2005

Ateliers Mois	Coke	MIN	AGI	AGII	Reprise	COPROSID	HFII	Four à chaud	ACO1	ACO2	Cokerie	MA Port	Total
Janvier	91h	182h	49h15	72h	124h45	/	/	/	/	6h	/	/	525h30
Février	149h45	365h30	55h15	/	/	/	15h	/	/	/	/	/	585h30
Mars	64h30	244h	/	106h25	10h	/	/	/	/	/	/	18h	443h05
Avril	47h30	286h56	16h	14h15	24h	/	14h	/	/	/	/	/	428h41
Mai	63h55	187h45	/	/	32h30	/	08h	/	16h30	153h	/	/	460h45
Juin	55h15	246h15	/	58h15	26h45	/	04h	/	/	/	/	/	390h30
Juillet	103h20	111h15	56h15	48h40	20h30	/	15h	/	/	15h	2h30	/	372h30
Août	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
Septembre	24h	188h30	15h	180h	62h30	/	21h	/	/	/	/	/	494h
Octobre	72h	132h15	35h	162h30	16h30	/	/	/	/	/	/	/	417h45
Novembre	81h30	214h20	31h	81h10	21h	/	/	/	/	/	/	/	429h
Décembre	48h	83h	83h	46h25	/	/	04h	/	/	/	/	/	281h25
													4828h40

**Tableau récapitulatif des arrêts des convoyeurs à bandes  
2006**

Ateliers Mois	Coke	MIN	AGI	AGII	Reprise	COPRO	HFII	Four à chaud	ACO1	ACO2	Cokerie	MA Port	Total
Janvier	150h30	127h	37h50	79h25	20h	11h30	08	/	/	6h	/	/	434h55
Février	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
Mars	63h15	121h	07h15	90h10	02h30	03h30	04h	03h	03h30	04h	/	/	302h10
Avril	58h50	89h45	04h30	130h30	/	/	24h30	/	/	/	06h	/	314h5
Mai	88h15	155h30	09h30	52h	/	02h	54h30	/	/	/	/	/	360h15
Juin	48h	109h45	36h	75h	/	/	12h	/	06h30	/	11h	/	336h45
Juillet	24h30	69h	18h	59h	/	/	04h	/	06h45	03h	16h10	08h	1953h35