

Visa du Directeur de l'Institut des
Sciences et Technologies

Signature:.....

Date:.....

L'influence de la température sur la performance d'une courroie dentée-Binder magnétique-

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
De Master académique
en «*Installations Energétiques*»

Encadreur: M. Merghache
Sidimohammed, MCB

Signature:

Date:

Réalisé par :

Étudiante : Serrai amel

Signature :

Date :

Membres du jury

M. Medhkour.M

M. Kherrab.M

M. Merghache. S

MAA

MAA

MCB

Président

Examineur

Encadreur

DEDICACE

Je dédie ce mémoire....

Ames très chers parents

Aucun dédicace ne saurait exprimer mon respect .mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être

Je vous remercie pour tous le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours

Puisse dieu, le très haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie et faire en sorte que jamais je ne vous déçoive

A mes très chers frères : Sid Ali, Sid Ahmed, Mohamed, Mokhtar, Abdelnour,
mon petit Iliessa et Larbi

A mes très chères sœurs : Zahia et Fatima

A mes chers grandes mères : Fatma et Barkehom

A ma copine : Sarah

A mes familles serraï et bent elkhokh

A mes chers amis et collègues : Faiza, Khadidja, Sid Ali, Salah Eddin, Tawfik, Djamel, Abdelghani, Rahma, Fatima, Somia, Fatiha.A ,Zoulikha ,Faiha.B , Abdelhak, Aidoud, Bouras, Vall, Guettaf, Dahman ,Darbel

A tous mes enseignants.

REMERCIEMENT

Avant tout nous remercions le grand dieu le plus miséricordieux, sans lui nous ne aurions pas achevé notre travail et grand salut sur notre prophète Mohamed que salut soit sur lui.

Nous tenons à remercier très chaleureusement notre encadreur

Je tiens avant tout à remercier très chaleureusement mon encadreur

Dr. Merghache Sidi Mohamed, pour avoir dirigé cette mémoire, pour son suivi permanent, ses lectures attentives, ses conseils au long de ce travail, et pendant toutes nos années d'étude

J'adresse également mes sincères remerciements à **M. Kherrab. M** et

M. Madhkour.M, pour avoir accepté de faire partie du jury

J'exprimé toute ma sincère et profonde reconnaissance à tout les gens d'institut des sciences et technologies

Mes vifs remerciements aussi à toutes les personnes qui ont contribué de loin ou de près à l'élaboration de ce modeste travail, à tous j'exprime mes reconnaissances

Sommaire

Introduction générale	9
CHAPITRE 01	
ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES COURROIES	
1.1 Introduction.....	12
1.2 Historique.....	13
1.3 Matériaux des courroies synchrones.....	14
1.4 Catégories de courroies	16
1.4.1 Les courroies plates.....	16
1.4.1.1 Courroies plates ordinaires	16
1.4.1.2 Courroies plates minces.....	16
1.4.1.3 Courroies crantées.....	17
1.4.1.4 Les courroies trapézoïdales.....	18
1.4.1.4.1 Courroies trapézoïdales standard.....	19
1.4.1.4.2 Courroies poly trapézoïdales (multiples V).....	19
1.4.1.4.3 Courroies côtelées.....	20
1.4.1.4.4 Courroies à vitesse variable.....	20
1.4.1.4.5 Courroies articulées (à boutonnères).....	20
1.1 Matériaux des courroies.....	21
1.1.1 Cuir.....	21
1.1.2 Tissus caoutchoutés.....	21
1.1.3 Caoutchoutés ou élastomères renforcés	21
1.2 Matériaux employés - Constitution pour les poulies.....	21
1.3 Galets tendeurs.....	22
1.4 Avantage.....	23
1.5 Inconvénients.....	23
1.6 Travail réalisé.....	23
1.7 Conclusion.....	26
CHAPITRE 02	
GEOMETRIE DES COURROIES DENTEES BINDER MAGNETIC	
2.1 Introduction.....	28
2.2 Structure de courroies binder magnetic.....	28
2.3 Catégories de courroies.....	29
2.4 Calcul des courroies binder magnetic.....	30
2.1.1 Exemple de calcul.....	32
2.5.Conclusion.....	35

CHAPITRE 03
MESURE DE LA TEMPERATURE DES COURROIES
« AT 10 ET AT10_REV »

3.1.	Introduction.....	37
3.2.	Description de l'appareil de mesure.....	37
3.3.	Matériels et conditions d'essai.....	40
3.4.	Procédure d'essai et Mesures.....	40
3.5.	Les résultats et discussion.....	41
3.6.	Conclusion.....	44

CHAPITRE 04
SIMULATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE TRANSMISSION
POULIE COURROIE

4.1 .	Introduction.....	46
4.2.	Transmission de chaleur.....	46
	4.2.1. Conduction.....	46
	4.2.2. Rayonnement.....	46
	4.2.3. Convection.....	46
4.3.	Model de transfert de chaleur.....	47
	4.3.1. le flux thermique dans les trois couches de la dent.....	47
	4.3.2. Le flux thermique à travers une mure est donné par la loi de FOURIER.....	48
	4.4. Simulation du comportement thermique d'une courroie dentée.....	49
	4.4.1 Description de l'outil de simulation utilisé.....	49
	4.4.2 Types d'analyse sous SolidWorks Simulation.....	49
	4.4.3 Types de packages SolidWorks Simulation.....	50
	4.4.4 Résultats de simulation.....	50
	4.4.5 Résultat et discussion.....	54
	4.5 Conclusion.....	56
	Conclusion générale.....	57
	Les références bibliographiques.....	58
	Résumé.....	60

Liste des figures

Fig.1.1-	Transmission par courroie dentée.....	13
Fig.1.2-	Constitution des courroies de transmission (synchrones, poly-v) a : Constitution d'un câble.....	15
Fig. 1.3-	Courroie plate ordinaires.....	16
Fig. 1.4-	Courroie plate mince.....	17
Fig. 1.5-	Transmission par courroie crantée.....	17
Fig. 1.6-	Les différentes géométries d'une denture de courroie, a -profil trapézoïdal, b- profil H.T.D, c-courroie BINDER.....	18
Fig. 1.7-	Transmission par courroie crantée.....	18
Fig. 1.8-	Construction de diverses courroies trapézoïdales, a – type monocorde, b - type multicorde, c - type torche.....	19
Fig. 1.9-	Courroie poly trapézoïdale.....	19
Fig. 1.10-	Courroie côtelée.....	20
Fig. 1.11-	Courroie articulée (à boutonnières).....	20
Fig. 1.12-	Différents types des galets et tendeurs.....	22
Fig. 2.1-	Transmission par courroie Binder Magnetic.....	28
Fig. 2.2-	Courbe de traction des courroies.....	29
Fig. 2.3-	Courroie-poulie crantée - AT10.....	29
Fig. 2.4-	Courroie –poulie crantée - SFAT10.....	30
Fig. 2.5-	Courroie –poulie crantée - BAT10.....	30
Fig. 2.6-	Transmission avec courroie binder(AT10, BAT10 et SFAT10).....	31
Fig. 3.1-	Banc d'essai des courroies.....	37
Fig.3.2-	Vue générale des circuits hydraulique.....	38
Fig. 3.3-	Schéma cinématique de banc d'essai.....	39
Fig. 3.4 -	Vue du thermocouple dans la dent de la poulie motrice.....	39
Fig. 3.5-	Les types de courroie et leurs poulies d'essai.....	40
Fig. 3.6 -	Variation de la température de la courroie AT10 / à la tension de pose.....	42
Fig. 3.7-	Variation de la température de la poulie motrice / à la tension de pose.....	42
Fig. 3.8-	Variation de la température de la courroie AT10-REV / à la tension de pose.....	43
Fig. 3.9-	Variation de la température de la poulie motrice / à la tension de pose.....	43
Fig. 4.1	Vue d'une dent traversée par un flux de conduction.....	47
Fig. 4.2-	Types d'analyses sous SolidWorks Simulation.....	50
Fig. 4.3-	La distribution des températures en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 400 N.....	51
Fig. 4.4-	La distribution des flux en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 400 N.....	51
Fig. 4.5-	La distribution des températures en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500 N.....	52
Fig. 4.6-	La distribution des flux en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500 N.....	52
Fig. 4.7-	La distribution des températures en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500N.....	53
Fig. 4.8-	La distribution des flux en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500N.....	53
Fig. 4.9-	les valeurs de flux calculé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 400.....	54
Fig. 4.10-	les valeurs de flux simulé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 400.....	54
Fig. 4.11-	les valeurs de flux calculé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500.....	54
Fig. 4.12-	Les valeurs du flux simulé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension	

	de pose 500.....	54
Fig. 4.13-	les valeurs de flux calculé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 600.....	55
Fig. 4.14-	les valeurs de flux simulé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 600.....	55

Liste des tableaux

Tableau.2 .2-	les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=500$ tr/mn.....	32
Tableau.2 .3-	les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=1000$ tr/mn.....	33
Tableau.2 .4-	les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=1500$ tr/mn.....	33
Tableau.2 .5-	les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=2000$ tr/mn.....	33
Tableau.2 .6-	les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=2500$ tr/mn.....	34
Tableau.2 .7-	les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=3000$ tr/mn.....	34
Tableau.2.8-	les valeurs de la fréquence de résonance en fonction de la tension de pose.....	34
Tableau 3.1-	La variation des températures des courroies par rapport à la vitesse angulaire.....	44
Tableau.3.2-	La variation des températures par rapport à au couple des courroies.....	44
Tableau.3.3	La variation des températures de la poulie motrice par rapport à la vitesse angulaire.....	44
Tableau 3.4-	La variation des températures de la poulie motrice par rapport à au couple.....	44

Nomenclature

a	Entraxe	[mm]
b	Largeur de la courroie	[mm]
d_{k1}	Diamètre extérieur de la petite poulie	[mm]
d_{01}	Diamètre primitif (coïncide avec l'axe du câble).	[mm]
F_{tN}	force tangentielle nominale transmissible par l'armature	[N]
F_{pT}	Tension de pose	[N]
$F_{t/z}$	effort maximale	[N]
s	Coefficient de sécurité	
L	Longueur de la courroie	[mm]
M	moment de torsion	[Nm]
N_1	vitesse de rotation de la petite poulie dentée	[tr/mn]
P	Puissance	[Kw]
t	Pas	[mm]
V	vitesse linéaire	[m/s]
Z_1	nombre de dents de la poulie	[dent]
Z_2	nombre de dents de la courroie	[dent]
Z_e	Nombre de dents en prise sur la petite poulie	[dent]
K	constants pour mesure de pré tension (sans dimension).	
T	Température	[c°]
R_a	Rugosité	[μ m]
$f_{(hz)}$	fréquence de résonance	[Hz]
q	quantité de chaleur	[Joul]
e	Epaisseur	[m]
S	section	[m ²]
r_e	Rayon extérieure	[m]
r_i	Rayon intérieur	[m]
T_c	Température chaud	[k]
T_f	Température froid	[k]
p	Périmètre	[m]
WOS	windows operating system	
SWS	SolidWorks Simulation	
CAO	conception assistée par ordinateur	
DAO	dessin Assistés par ordinateur	
AEF	analyse par éléments finis	
SRAC	Structural Recherche and Analysis Corporation	
DS	Dassault Systems	
CAD	Computer Aided Design	
RMA	l'association des manufacturiers du caoutchouc	
ISO	organisation international de normalisation	
NF	norme française	

Mots grec

α	Angle	[rad]
ω	vitesse de rotation, pulsation	[rad/s]
φ	Flux de chaleur transmis par conduction	[w]
Φ	densité de flux	[w/m ² ou kcal/h.m ²]
Λ	Conductivité thermique du matériau	[w/m ² .k]

Introduction générale

Une transmission par courroie dentée ou très souvent appelée transmission synchrone sert à transmettre une puissance. Il s'agit de permettre une transmission de mouvement sans déphasage : par exemple comme les chaînes et les engrenages. Les courroies synchrones sont dentées et il y a la présence de dents actives sur la courroie qui s'engrènent avec les dents des poulies.

La courroie est une pièce construite d'un matériau souple. Elle est utilisée avec des poulies, et parfois avec un galet tendeur. Les courroies dentées sont largement utilisées, que ce soit dans la micromécanique et les biens de consommation (appareils photo, imprimante, tondeuse à gazon...), dans les transports (distribution moteur, moto...) et dans beaucoup de secteurs industriels avec des convoyeurs (mécanique, agroalimentaire...). Seulement chaque courroie doit être spécifique à son utilisation, cependant la nature du fonctionnement reste inchangée.

On observe deux grandes catégories de courroies dentées :

- Portée de la courroie sur la poulie en fond de dent de courroie (sommet de dent de poulie) pour les transmissions en moyenne et grande vitesse avec des puissances moyennes.
- Portée de la courroie sur la poulie en tête de dent de courroie (creux de dent de poulie) pour les transmissions à basse et moyenne vitesse avec de fortes puissances.

L'entraînement par courroie dentée est basé sur l'engrènement de dents « souples » disposées sur une âme de courroie déformable, avec des dents de poulie supposées rigides.

Le sujet des travaux que nous présentons ici est l'influence de la température sur la performance de courroie dentée. Parce que les courroies ont l'avantage de

- Peut atténuer les à-coups de fonctionnement,
- Rendement élevé (jusqu'à 98%),
- Grands rapports de transmission.
- Niveau sonore réduit.

Nous avons structuré ce mémoire de la façon suivante :

Le premier chapitre est consacré à l'état de l'art des courroies dentées et présente les différents matériaux et catégories de courroie, ainsi que les différentes composantes de la courroie, et à la fin de ce chapitre nous présentons les travaux typiques qui traitent notre sujet

Le deuxième chapitre nous permettra de faire une vue sur la société et les courroies à bande magnétique avec un exemple de calcul concernant les forces tangentielle et les puissances à transmettre et les fréquences de résonance

Le troisième chapitre est consacré à la partie expérimentale avec un objet de rassembler les informations sur le comportement des courroies qui diffèrent principalement en leurs formes de dent transversal le long de la largeur. Comme la température des différents éléments (courroie, poulie et les arbres).

Le quatrième chapitre présente une introduction sur le transmission thermique et un model de transfert de chaleur ,et aussi la simulation du comportement thermique de courroie par logiciel solidworks, ainsi que les résultats atteints et les discussions qui montrant l'influence des vitesse de rotation et les tension de pose sur le flux thermique .

Nous terminons avec une conclusion générale sur l'état de nos réflexions.

CHAPITRE 01

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES

COURROIES

CHAPITRE 01

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES COURROIES

1.5 Introduction

Les courroies sont des organes de transmission, au même titre que les engrenages ou les chaînes à rouleaux. Leur rôle est de transmettre la puissance d'un organe tournant à un autre, c'est-à-dire le produit d'un effort par une vitesse ou un couple. Le principe de fonctionnement des courroies repose sur deux éléments principaux :

- Une surface de contact, dont l'importance est fonction de son coefficient de frottement, permettant de prélever le couple de la poulie motrice, de le transmettre à l'armature de traction et, ensuite, de le restituer aux poulies réceptrices de la transmission ;
- Une armature, capable de transformer l'effort tangentiel prélevé sur la poulie motrice en un effort longitudinal de traction entre les poulies.

La combinaison de ces deux éléments caractérise l'effort transmissible, celui-ci étant directement lié à l'absence de glissement du premier et à la résistance à la traction du second. C'est pourquoi, actuellement, ces éléments sont le plus souvent constitués, d'une part, d'un élastomère et, d'autre part, de fibres synthétiques.

Bien qu'organe mécanique, la courroie permet, en raison de sa souplesse, une certaine imprécision de réalisation qui évite d'avoir recours à des solutions très sophistiquées donc beaucoup plus coûteuses. Mais si la courroie est la solution la moins chère pour une transmission (absence de lubrification), elle est aussi une application quasi universelle grâce à la combinaison de ses différentes possibilités :

- Multiplication ou réduction du mouvement selon le diamètre des poulies,
- Variation de vitesse avec des poulies à flasques mobiles,
- Inversion du sens de rotation par croisement des brins,
- Transmission à axes non parallèles avec des galets de renvoi,
- Débrayage avec un galet tendeur escamotable.

Par ailleurs, le principe de fonctionnement autorisant un glissement en cas de surcharge, la courroie amortit les vibrations et absorbe les à-coups, tout en servant de "fusible" en cas de blocage d'un élément de la transmission. Phénomène souvent oublié lorsque le fusible a sauté, on a tendance à lui attribuer pour cause un défaut de fabrication alors qu'une destruction prématurée peut aussi traduire un défaut de conception de la transmission. Comme en électricité, il ne suffit pas

de mettre un fusible plus résistant pour supprimer l'anomalie de fonctionnement. L'illustration privilégiée de ces caractéristiques est le machinisme agricole où pratiquement tous les mouvements sont assurés par des courroies. Les courroies figure 1.1 se sont considérablement améliorées depuis leur origine. Il y eut d'abord la courroie plate, toujours appréciée pour les vitesses linéaires élevées et les faibles diamètres d'enroulement. Puis la recherche constante d'amélioration des performances et de l'encombrement des transmissions a conduit à la création de la courroie trapézoïdale en 1900, mais il fallut attendre la production industrielle des matériaux synthétiques, fibres et élastomères, pour assister à la percée technologique de cette solution dans les années cinquante.

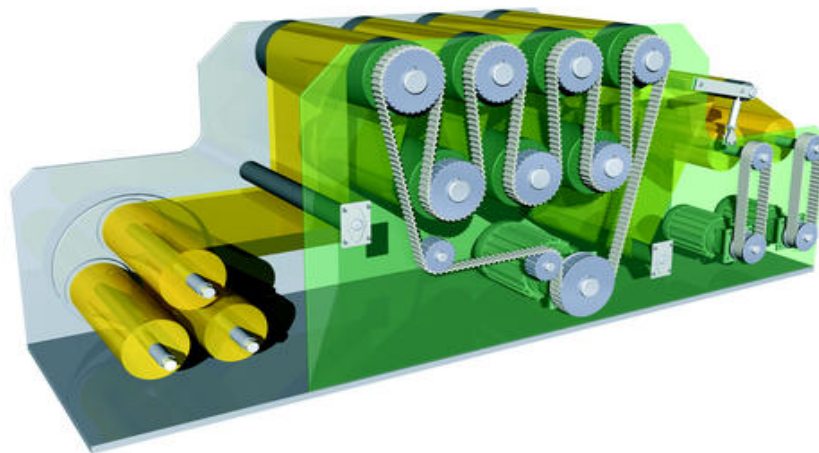


Fig. 1.1-Transmission par courroie dentée.[1]

Actuellement, on peut dire qu'aucun domaine n'échappe à la courroie : de l'électroménager aux plus gros variateurs industriels, où une seule courroie de 100 mm de largeur supporte jusqu'à 100 kW. Et le plus remarquable est que la fiabilité a évolué dans le même sens que la capacité de transmission de puissance.

Lorsqu'une courroie est correctement déterminée et utilisée, son rendement est de l'ordre de 98 à 99%. Mais si les conditions de fonctionnement diffèrent des conditions optimales, cette valeur peut descendre jusqu'à 80%. On conçoit donc l'intérêt de calculer correctement une transmission par courroies.

1.6 Historique

D'après Gates Rubber Company [2]. La transmission de puissance par courroie est utilisée depuis plus de deux cents ans. Le premier type de courroie apparu est la courroie plate s'enroulent sur des poulies à jante lisse.

Plus tard. Le coton ou les cordes en chanvre rond furent utilisés avec des poulies à rainures trapézoïdales dans le but de réduire la tension dans la courroie. Ceci a conduit au développement de la vulcanisation du caoutchouc pour produire la première courroie trapézoïdale en 1917.

Plus tard. Dans l'idée de transmettre un mouvement avec synchronisme dans les machines à coudre. la compagnie L. H. Gilmer [3] lance sa première courroie synchrone dans les années 1940. Le progrès fût ralenti par la deuxième guerre mondiale mais fût poursuivi juste après pour que l'association des manufacturiers du caoutchouc (RMA) lance son premier catalogue de standardisation des courroies-V et synchrones en 1949. Ce n'est qu'en 1960 que les courroies synchrones remplacent les chaînes pour trouver leur application dans la distribution des véhicules afin de synchroniser le mouvement entre l'arbre à cames, les soupapes et le vilebrequin.

1.7 Matériaux des courroies synchrones

Les courroies synchrones utilisent le principe d'engrènement. Elles ressemblent aux courroies plates avec des dents espacées régulièrement sur la face inférieure. Les courroies synchrones sont extrêmement utiles dans les applications où l'on se doit de respecter le positionnement et la constance de rapport de vitesse.

Le rendement mécanique de la transmission par courroies Synchrones peut aller jusqu'à 98 %. Cela est dû à la caractéristique de non glissement et à la faible contrainte de flexion (section mince).

Dans les courroies synchrones. La tension statique est plus faible que celle des courroies-v ce qui allège les charges statiques dans les paliers. Cette tension initiale réduit alors la charge et le couple de démarrage. Dans les applications où la charge est fluctuante. La tension dans les courroies-V est plus élevée que celle des courroies synchrones puis que ces dernières sont caractérisées par une tension auto-générée.

Il y a quatre couches qui caractérisent la courroie synchrone reproduites à la (fig. 1.2). Tous ses constituants sont intégralement moulés et adhèrent parfaitement entre eux :

1.7.1 La denture est faite en élastomère ou matériau thermoplastique.

Elle a la capacité de résister à la chaleur et aux conditions du milieu ambiant ainsi qu'aux agents extérieurs telles que les huiles minérales de lubrification.

1.7.2 Le dos de la courroie est fait également en élastomère ou matériau thermoplastique.

Il assure la protection de la courroie contre les saletés. Les huiles et l'humidité. En outre. Il protège la courroie contre l'usure due au frottement de contact avec le galet tendeur. Ce qui confère à la courroie une bonne résistance à l'abrasion et au cisaillement ainsi qu'une faible déformation de la dent.

Les deux principaux matériaux employés sont le polyuréthane et un caoutchouc à base de polychloroprène

1.7.3 La face de la denture (le tissu) est faite généralement en polyamide ou nylon.

Il protégeant les dents lorsque celles-ci sont à base de polychloroprène. Nylon possède une haute résistance à l'usure. Un faible coefficient de frottement et une excellente résistance à l'abrasion.

1.7.4 La fibre est le muscle de la courroie.

Les fibres de verre formant des fils torsadés dans les deux sens. Les câbles de torsions inverses permettent d'équilibrer la courroie et évitent ainsi son déplacement latéral lors du fonctionnement de la transmission. Un câble sur deux est toronné de sens Z, l'autre étant de sens S. La fibre de verre est la plus utilisée vu son haut module d'élasticité et son faible allongement et présente une plus grande flexibilité. L'aramide. L'acier et le polyester ont une résistance ultime légèrement plus élevée que la fibre de verre.

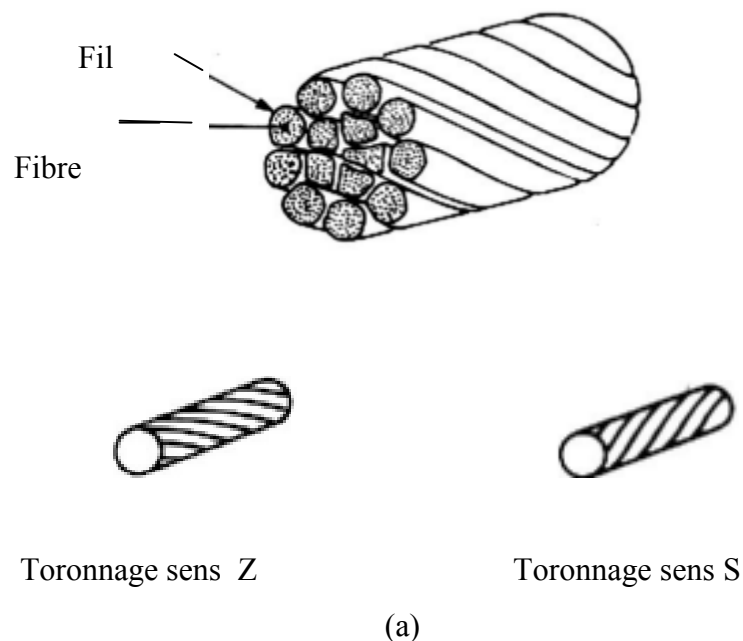
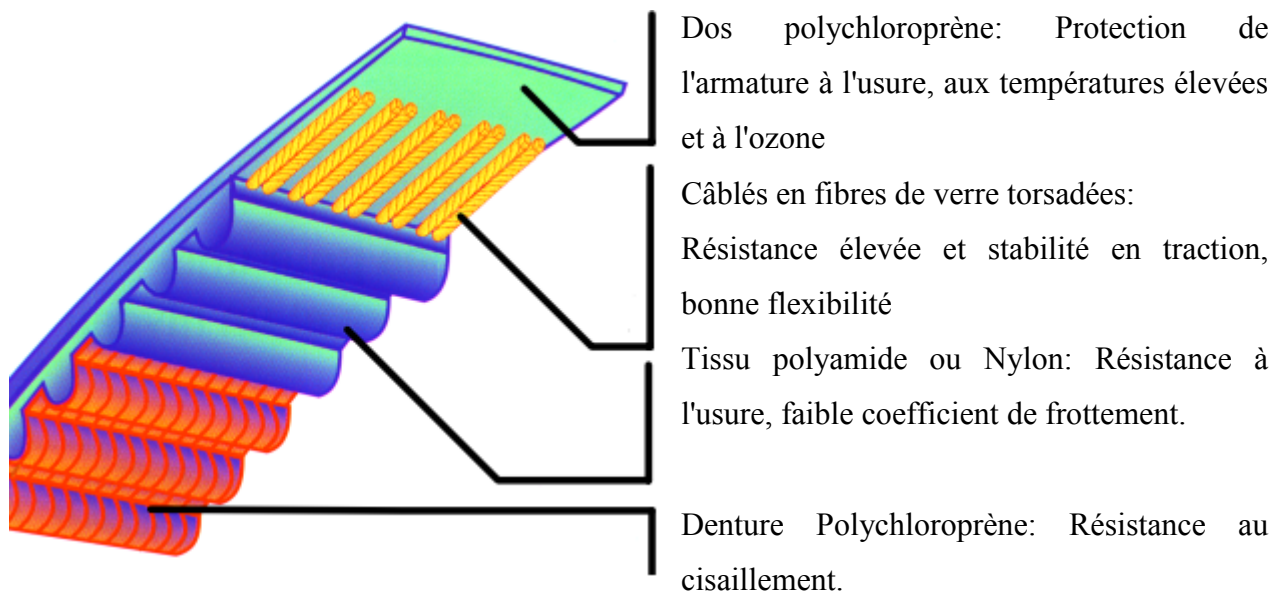


Fig. 1.2-Constitution des courroies de transmission (synchrones, poly-v)[4]

(a) : Constitution d'un câble [5]

1.8 Catégories de courroies

Il existe deux grandes catégories de courroies, définies selon la forme de leur section :

- les courroies plates;
- les courroies trapézoïdales (dites aussi courroies en V).

1.8.1 Les courroies plates

Ces courroies ont des sections rectangulaires dont la largeur est beaucoup plus grande que l'épaisseur, ce qui permet d'obtenir une grande surface de contact entre les courroies et les poulies et une grande flexibilité des courroies. Dans cette catégorie de courroies, on trouve :

- les courroies plates ordinaires;
- les courroies plates minces;
- les courroies crantées.

1.8.1.1 Courroies plates ordinaires

Ces courroies sont fabriquées en cuir multicouches ou en matériaux synthétiques renforcés ou non. Pour les courroies fournies en rouleaux, il faut relier entre elles les extrémités du morceau couplé en les cousant ou en utilisant des agrafes ou de la colle. Dans tous les cas, cette jonction diminue la capacité de charge de la courroie et augmente le niveau sonore du fonctionnement. Pour pallier ces inconvénients.



Fig. 1.3-Courroie plate ordinaires [1]

1.8.1.2 Courroies plates minces

Ces courroies sont en général fabriquées en matériaux synthétiques de faible épaisseur (0.125 à 0.4mm). Elles sont conçues pour des utilisations sous faible charge et spécialisées : instruments, électronique, domaine médical, etc.



Fig. 1.4-Courroie plate mince.[6]

1.8.1.3 Courroies crantées

Ce sont des courroies plates dont la face interne est pourvue de dents transversales qui s'engrènent avec les crans d'une poulie crantée (fig. 1.5). On utilise ces courroies lorsqu'on veut éliminer le glissement entre les courroies et les poulies pour obtenir une transmission synchronisée, c'est-à-dire pour que le rapport de vitesse demeure constant et précis.

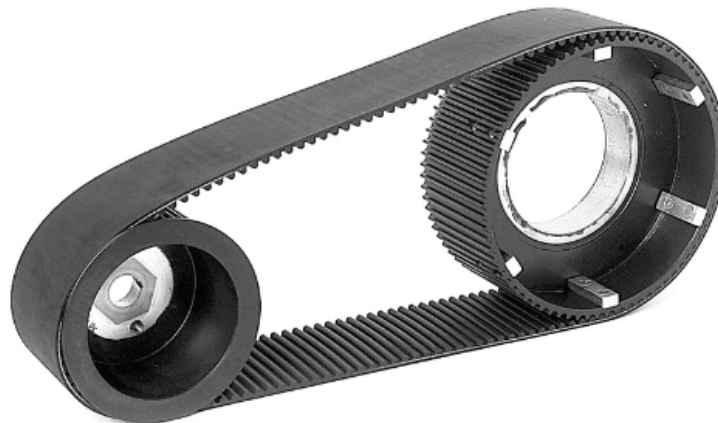


Fig. 1.5-Transmission par courroie crantée.[7]

Les courroies synchrones sont des éléments de machines qui servent essentiellement à transmettre des efforts, des mouvements de rotation et qui présentent de nombreux avantages parmi lesquels :

- Une transmission des forces sans glissement avec une bonne précision angulaire (transmission dite synchrone).
- Un fonctionnement à vitesses élevées pouvant dépasser 50m/s et une transmission entre arbres éloignés jusqu'à plusieurs mètres.
- un bon rapport poids-puissance

Cependant ; elles présentent quelques inconvénients, particulièrement une manque de robustesse (durée de vie très limitée) et un problème de fiabilité de fonctionnement. Mais, compte tenu de leurs avantages mécaniques les courroies synchrones constituent un élément de transmission très utile dans l'industrie. Fabriquées en caoutchouc ou en matériaux polymérique (Nylon ou Néoprène) et renforcées de fibres de verre, ou même de fils d'acier.

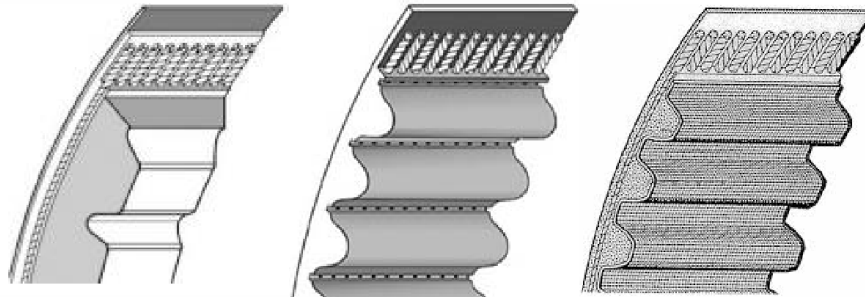


Fig. 1.6-Les différentes géométries d'une denture de courroie
a -profil trapézoïdal, b-profil H.T.D, c-courroie BINDER.[8]

1.8.1.4 Les courroies trapézoïdales

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées dans l'industrie. Elles furent d'abord mises au point pour répondre aux besoins de l'industrie automobile, certains mécanismes d'une automobiles exigeant en effet des courroies de faible encombrement très résistantes à la traction et pouvant fonctionner dans des conditions d'utilisation difficiles avec une grande fiabilité. Ces courroies sans fin sont fabriquées en caoutchouc moulé autour d'un noyau de traction situé à l'axe neutre et recouvert d'un tissu résistant imprégné de caoutchouc (fig. 1.7).



Fig. 1.7-Transmission par courroie crantée.[9]

Le noyau de traction peut être composé d'une simple rangée de fils (fig. 1.8) ou de fibres torsadées qui forment des câbles sans fin. Les courroies trapézoïdales sont caractérisées par :

- Une grande résistance à la traction due à leur mode de construction.

- Une résistance au fluage élastique due aux propriétés des fibres de renfort (notamment, leur faible rigidité).
- Un rendement élevé (pouvant atteindre 95%) lorsque le système de transmission est bien conçu et entretenu.
- Une durée de vie raisonnable (bonnes résistance à la fatigue et à l'usure).

En outre, on peut augmenter la puissance transmise en multipliant le nombre de courroies ou en utilisant des courroies poly trapézoïdales (fig. 1.9). Dans cette catégorie de courroies, on trouve les courroies trapézoïdales standards, les courroies poly trapézoïdales, les courroies côtelées, les courroies à vitesse variable et les courroies articulées.

1.8.1.4.1 Courroies trapézoïdales standard

La courroie trapézoïdale standard est une courroie de section trapézoïdale. La forme trapézoïdale de la courroie lui donne un bon contact sans glissement, avec les poulies, par principe mécanique de coincement (elles ne doivent pas être trop tendues sous peine d'usure rapide anormale).

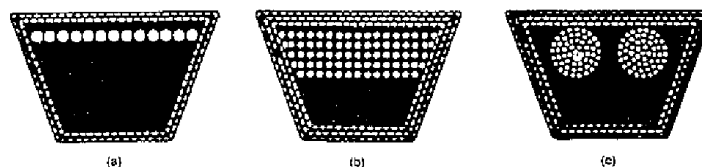


Fig. 1.8-Construction de diverses courroies trapézoïdales

a – type monocorde, b - type multi corde, c - type torche.[10]

1.8.1.4.2 Courroies poly trapézoïdales (multiples V)

Elles sont constituées de deux à cinq courroies classiques ou étroites au cours de la fabrication (fig. 1.9). Elles permettent de réduire les vibrations latérales et un fonctionnement stable.



Fig. 1.9-Courroie poly trapézoïdale.[11]

1.8.1.4.3 Courroies côtelées

Ces courroies (fig. 1.10) allient les meilleures caractéristiques des courroies plates à celles des courroies trapézoïdales. Grâce à l'augmentation de la surface de contact, la traction induite est plus faible qu'avec les courroies plates, leur rendement est supérieur à celui des courroies trapézoïdales, car ce type de construction permet d'éliminer le coincement des courroies dans les rainures des poulies



Fig. 1.10-Courroie côtelée.[11]

1.8.1.4.4 Courroies à vitesse variable

Ces courroies trapézoïdales larges sont spécialement conçues pour assurer la transmission de puissance avec une variation progressive du rapport de vitesse. Les poulies sont, dans ce cas, composées d'un disque fixe et d'un disque mobile. Ce dernier, en se déplaçant, fait varier la largeur de la gorge de la poulie, permettre ainsi le déplacement radial de la courroie.

1.8.1.4.5 Courroies articulées (à boutonnères)

Ces courroies sont utilisées lorsque la distance entre les centres de la poulie est fixe. Elles sont constituées de maillons boutonnés entre, ce qui permet de faire varier leur longueur en fonction de l'installation et de corriger l'allongement causé par leur utilisation (fig. 1.11).



Fig. 1.11-Courroie articulée (à boutonnères).[12]

1.9 Matériaux des courroies

Les premières courroies étaient faites de matériaux naturels (cuir, tissu fort, caoutchouc), alors qu'aujourd'hui on rencontre presque exclusivement des courroies faites de matériaux composites synthétiques. Les principaux matériaux utilisés pour la fabrication des courroies sont donc : le cuir, les tissus caoutchoutés et les caoutchoucs ou élastomères renforcés.

1.9.1 Cuir

Matériau classique des premières courroies, le cuir n'est pratiquement plus utilisé aujourd'hui à cause de son prix élevé et de sa vulnérabilité aux conditions atmosphériques. Toutes fois, pour remplacer le cuir naturel, on utilise des composites cuir-perlon, cuir-nylon ou cuir-reslan, caractérisés par leur grande durabilité. L'utilisation du cuir est en fait limitée aux petites et moyennes vitesses.

1.9.2 Tissus caoutchoutés

Ce sont des textiles en fibres de coton, de Nylon ou autre, imprégnés de caoutchouc, ce qui augmente leur coefficient de frottement. Les courroies faites de tissus caoutchoutés n'étant disponibles qu'en rouleaux, il faut relier par un joint les extrémités du morceau coupé

1.9.3 Caoutchoutés ou élastomères renforcés

Ces composites sont utilisés pour fabriquer des courroies sans fin et des courroies en rouleaux, avec lesquelles on fabrique des courroies plates avec joints vulcanisés ou encollés. Pour augmenter leur résistance à la traction, on renforce ces composites avec les fils de Nylon, des fibres de verres, d'acier ou de carbone. Ces composites peuvent transmettre une puissance pouvant atteindre 30 kw par cm de largeur de courroies à des vitesses allant jusqu'à 20m/s.

1.10 Matériaux employés - Constitution pour les poulies

Le matériau utilisé est principalement la fonte, bien que l'acier puisse être utilisé pour des tailles plus petites ou quand une solidité plus grande ou une masse plus faible sont nécessaires. Un alliage d'aluminium peut être également utilisé ; toutefois, l'emploi de l'alliage est limité à des transmissions légères, l'usure étant en général élevée. Les poulies en matières plastiques ont une limitation similaire. Les poulies peuvent être monoblocs, assemblées ou en deux parties. Cette dernière solution présente l'avantage d'un démontage et d'un remontage faciles en séparant les deux parties boulonnées ensemble. Il existe également des poulies dites « à moyeu amovible », qui diffèrent par le fait que ce sont des poulies monoblocs et que seul le moyeu est démontable et fixé par des vis. Cela sert à rendre la poulie solidaire de son arbre. Les poulies peuvent être fixées sur leur arbre par frettage à chaud ou emmanchement à la presse, par clavetage, par vis de pression, ou

bien par une combinaison de ces méthodes. Le montage par moyeu amovible est très largement répandu pour les nombreux avantages qu'il procure, en particulier pour la facilité de montage et de démontage ainsi que pour la réduction des usinages.

Il existe une normalisation de l'état de surface des poulies. Les valeurs de rugosité R_a maximale (définie par la norme ISO 468) sont données par la norme NF T 47-142 :

- Jante de poulie plate : $R_a \leq 6,3 \mu\text{m}$;
- Flanc de gorge de poulie pour courroies trapézoïdales : $R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$.

1.11 Galets tendeurs

Un "galet tendeur", tel qu'il est utilisé dans les transmissions à courroies trapézoïdales, est en fait une poulie qui ne transmet aucune puissance. Ce peut être une poulie à gorges ou une poulie plate. Les galets tendeurs sont utilisés pour différentes raisons :

- Pour effectuer le rattrapage sur les transmissions à entraxes ;
- Pour contourner des obstacles ;
- Pour les transmissions quartes de tour (dans le cas de transmissions multi plans) ;
- Pour diminuer les longueurs de brin lors de vibrations ;
- Pour maintenir la tension ;
- Pour agir comme un embrayage.

Les galets imposent toujours des efforts de flexions supplémentaires aux courroies. Par conséquent, il est préférable d'utiliser un autre moyen lorsqu'ils ne sont indispensables. Si leur emploi est nécessaire, leurs dimensions et positions doivent être choisies de manière à maintenir au mieux les performances de la courroie.



Fig. 1.12-Différents types des galets et tendeurs [11]

1.12 Avantages

- Possibilité d'une variation d'entraxe et de position relative entre moteur et récepteur
- relative souplesse dans la transmission : élasticité de la courroie (amortisseur)
- possibilité de glissement de la courroie / poulie en cas de surcharge (patinage) fonction de limiteur de couple à glissement.
- pas de lubrification (carter = élément de protection)
- entretien limité à la tension de pose, et réglage périodique
- grande durée de vie.
- coût d'achat et d'installation faible
- bon rendement (jamais < 95%)

1.13 Inconvénients

- Encombrements des paliers (efforts radiaux importants dus à la tension des courroies)
- Le non garanti d'une transmission parfaitement homocinétiq ue pour les courroies asynchrone (élasticité des courroies, glissement systématique 2 à 3%)

1.14 Travail réalisé

Dans ce qui suit nous présentons quelques travaux :

E. Baron, P. Pescarou [13]: ils soulignent que, les boîtes automatiques à convertisseur et les boîtes à variation continue. Les boîtes automatiques à convertisseur font l'objet de progrès continus dictés par des niveaux de prestations toujours plus élevés. Les concepts de boîtes à variation continue sont nombreux. La présente étude se limite à la description de deux d'entre eux faisant ou ayant fait l'objet d'une fabrication en série : le variateur à courroie et le variateur toroïdal. Quelques éléments de comparaison des performances des principaux types de transmissions (boîte de vitesses manuelle, boîte de vitesses automatisée, boîte à double embrayage, boîte automatique à convertisseur et boîte à variation continue) sont également donnés, en focalisant sur le rendement et la consommation.

S. Merghache[14] présente une étude expérimentale des performances de courroies dentées, une étude pour la détermination de la raideur longitudinale est présentée. Il s'agit de qualifier la méthode de mesure par le biais de l'expérimentation. Une méthode spécifique de mesure et de validation de la raideur de dent est développée pour cela, l'auteure a utilisé deux méthodes de mesures de la raideur longitudinal d'une courroie, l'une en traction statique et l'autre en dynamique, l'étude a confirmée que la géométrie des courroies joue un rôle important dans leur comportement en service. En effet, la raideur longitudinale de la courroie augment lorsque la

largeur de celle-ci augmente. Par ailleurs, la rigidité des dents influe sur la répartition des charges sur la poulie,

D. Play[15] a présenté un article sur entraînement par courroies-Calculs avec effets dynamiques, Une transmission par courroie dentée comprend une courroie qui entraîne des éléments mécaniques en rotation. La poulie motrice impose souvent des variations de vitesse autour de la vitesse moyenne et les couples résistants sont généralement variables au cours du temps. Ainsi la réponse dynamique de la transmission entraîne l'apparition d'efforts dynamiques sur la courroie et des modifications sur la répartition de charge sur les dents. La transmission par courroie dentée ne doit pas présenter de comportements parasites nuisibles : limitation des vibrations de brins, etc. Alors, la réponse globale dynamique doit être satisfaisante pour tous les régimes de rotation et dans l'hypothèse où cet objectif n'est pas atteint, des palliatifs sont introduits : tendeur, etc. Ainsi un modèle dynamique en rotation va être construit en considérant des phénomènes découplés, d'un côté, des effets prépondérants de rotation des poulies et, de l'autre côté, des limitations notamment sur les vibrations de cordes représentées par les brins libres tendus (en dehors des arcs de contact avec les poulies). En simplifiant encore avec une approche bidimensionnelle, les vibrations hors plan ne sont pas considérées.

D. Play[16] a présenté Une transmission par courroie dentée, qui est constituée d'une courroie qui entraîne un certain nombre de poulies en rotation et des éléments accessoires. Les calculs des répartitions de charge sont donc fondamentaux. Cet article propose une aide documentée à la conception des transmissions par courroies dentées. Les méthodes simples ou globales de calcul de pré dimensionnement sont tout d'abord résumées : résistance quasi statique de la courroie et résistance dynamique et fiabilité de la courroie. Puis, les répartitions de charge en quasi statique, entre les dents de la courroie, sont exposées à l'aide notamment du modèle de Gerbert et du modèle avec différences de pas.

D. Play[17] à présente une étude générale et détaillée sur les courroies dentées l'auteure dans cet article a soulignée que, Largement utilisées en micromécanique, mécanique, agroalimentaire, les courroies dentées assurent une transmission en théorie synchrone, mais en pratique soumise à des écarts. Cette erreur est due en partie à la déformation des dents. L'accroissement des performances de ces machines s'en trouve ainsi réduit, les aspects de dégradation et de durabilité venant s'ajouter à cette erreur. Cet article définit les éléments de l'entraînement par courroie dentée, puis explicite la géométrie et les caractéristiques de cette transmission un peu particulière.

L. Manin, G. Michon, E. Comble et R. Dufour[18] ont présenté un article sur la Détermination expérimentale des caractéristiques mécaniques de courroies de transmission. Les courroies synchrones et poly-v sont des liens souples utilisés notamment dans les moteurs automobiles, elles ont un rôle important et sont définies de plus en plus finement. Leurs caractéristiques mécaniques influencent le comportement dynamique des transmissions qu'elles entraînent (entraînement de la distribution ou des accessoires). Par conséquent, la mesure des caractéristiques de raideur et d'amortissement de ces composants est nécessaire pour mieux appréhender leur comportement. De plus, ces quantités constituent des données anniversaire aujourd'hui d'entrée pour les modèles de calcul de comportement dynamique des transmissions par courroies.

Deux approches pour la détermination de la raideur longitudinale sont présentées : chargement statique/dynamique. La rigidité de flexion a été mesurée également. Ces grandeurs sont déterminées depuis l'analyse des vibrations longitudinales et transverses des brins de courroie

D. Play[19] a confirmé que l'entraînement par courroie dentée s'effectue par engrènement de dents souples disposées sur une courroie déformable, avec des dents de poulies rigides. Lors de son fonctionnement, de nombreuses causes interagissent et la transmission réelle n'est pas exactement synchrone. Cet article s'intéresse à la détermination des grandeurs caractéristiques d'une courroie dentée, selon la nature de ses constituants, l'usage qui en est fait et ses paramètres de détérioration. Pour cela, l'observation du comportement de cette transmission est conduite dans les cas les plus classiques d'utilisation.

Les courroies dentées sont parfois considérées comme les fusibles des transmissions, souvent à cause de la méconnaissance des comportements.

A. Lajmi[10] a présenté un sujet de conception d'un appareil de mesure de tension d'une courroie a trois points de déflexion. Son principe consiste à imposer une déflexion qui produit une force transversale à la section de la courroie. L'effort de flexion est corrélé par calibrage avec la tension statique, Cet appareil est pratique et trouve son application même dans les mécanismes encombrés et à espace réduit appareil donne des résultats fiables et précis. L'appareil est facile à utiliser. Même dans des espaces relativement réduits. et la mesure relevée ne dépend pas de la compétence de l'opérateur,

S. Merghache[20]: Dans le cadre d'une étude expérimentale pour rassembler les informations sur le comportement des courroies qui diffèrent principalement en leurs formes de dent transversal le long de la largeur. Et pour définir les caractéristiques de poulie de courroie et des données expérimentales aussi bien qu'a associé des procédures expérimentales après cette étude

l'auteur souligne que , , L'erreur de Transmission Dynamique est rapprochée et avec le profil de dent et la forme de dent de large. La forme circulaire donne de large plus bas DTE. Le rendement de courroie varie avec la vitesse angulaire et des moments de torsion, les valeurs sont comprises entre 0.98 à 0.7. Plus bas la forme circulaire donne des valeurs de large.

R. Farges[21]a présente un article sur Poulies et courroies de transmission – Entraînement synchrone, il souligne que Les transmissions synchrones sont d'applications quasi universelles et se rencontrent partout où s'impose un fonctionnement synchrone et sans glissement. La denture de la courroie qui pénètre dans celle correspondante des poulies synchrones permet en effet une transmission directe de la puissance sans glissement comme entre deux engrenages. En plus de ces deux spécificités, les transmissions par courroies synchrones affichent les avantages des courroies simples (faible poids, entretien minime et grandes vitesses linéaires).

1.15 Conclusion

La courroie de distribution est difficile de ne pas l'imaginer dans le génie mécanique actuel en tant qu'élément avec une forme de liaison mécanique fonctionnant de manière synchrone. Les courroies de distribution sont d'une longueur constante, silencieuses, sans entretien et résistantes à l'abrasion. L'élément permet de petites dimensions de l'entraînement avec à la fois des vitesses élevées allant jusqu'à 80 m / sec, le system de distribution avec courroie crantée est le system, le plus courant en monde. Et nous avons représenté quelques travaux sur les courroies dentées par des chercheurs dans le domaine de la mécanique.

CHAPITRE 02

GEOMETRIE DES COURROIES

DENTEES BINDER MAGNETIC

CHAPITRE 02

GEOMETRIE DES COURROIES DENTEES BINDER MAGNETIC

2.2. Introduction

Depuis 1971, BINDER Magnetic a été l'acteur principal du développement des courroies polyuréthane armées câbles acier dans l'industrie en France. Cette entreprise est spécialiste dans les éléments de transmission depuis plus de 35 ans, propose toute une gamme de courroies et de poulies dentées. Ces produits sont particulièrement préconisés pour les applications nécessitant un entraînement synchrone précis, une transmission de puissance ou une fonction de convoyage. Les courroies (fig. 2.1) sont réalisables avec des revêtements, des usinages divers et des entraîneurs soudés. De nombreuses références standard sont disponibles sur stock et ils réalisent toutes fabrications spécifiques selon plan. Ils proposent également un grand choix d'accessoires pour optimiser les transmissions et les équipes techniques et commerciales.

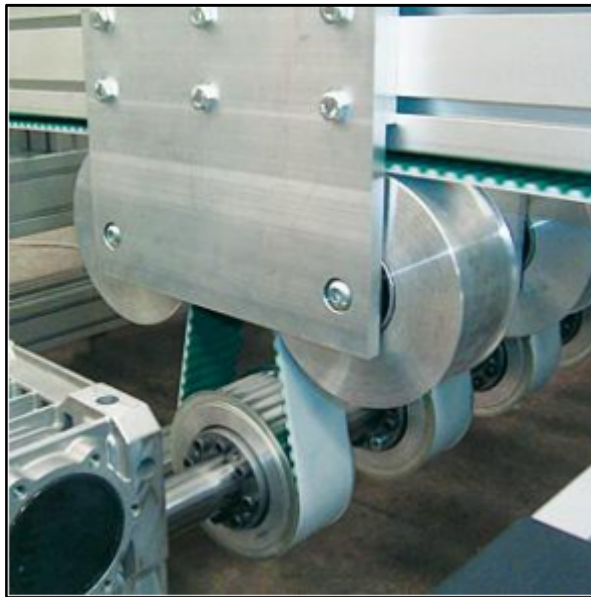


Fig. 2.1-transmission par courroie Binder Magnetic.[08]

2.3. Structure des courroies Binder magnetic

Les courroies de transmission BINDER (fig. 2.1) sont armées, en standard, de câbles en acier zingué. Grâce à ces câbles, les courroies conservent leur stabilité de longueur. Toutefois, comme tout métal, l'acier se déforme sous l'effort en suivant la loi de Hooke. Cette loi décrit les déformations sous effort dans la phase d'élasticité. L'allongement de la courroie sera proportionnel à l'effort dans le brin. (Fig. 2.2).

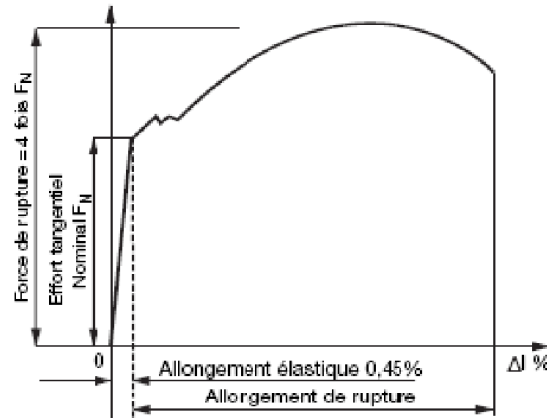


Fig. 2.2-Courbe de traction des courroies.

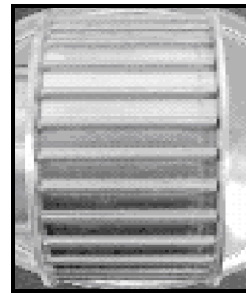
2.4. Catégories de courroies

Il existe plusieurs catégories de courroies, définies selon la forme de leur section :

- **Courroie crantée - AT10** : Cette courroie bénéficie d'un nouveau polyuréthane associé à une plus grande densité de câbles bobinés en bifilaire. Ceci permet d'obtenir un meilleur guidage latéral, ainsi qu'une puissance augmentée. Uniquement fabriquée par moulage sans fin. Elle est à utiliser pour les transmissions de grande puissance.



(a)



(b)

Fig. 2.3-Courroie –poulie crantées - AT10.[8]

- **Courroie crantée - SFAT10** : Profil autoguidé à dents décalées présentant les avantages suivants :
 - Autoguidage : poulies sans flasque.
 - Niveau sonore réduit : le choc de l'engrènement est limité donc la transmission est plus silencieuse.
 - Puissance transmissible maximale : toute la largeur de la denture est utilisée.
 - Effet polygonal réduit.
 - Vibration réduite : lors de l'utilisation de galets porteurs ou de galets tendeurs côté denture.

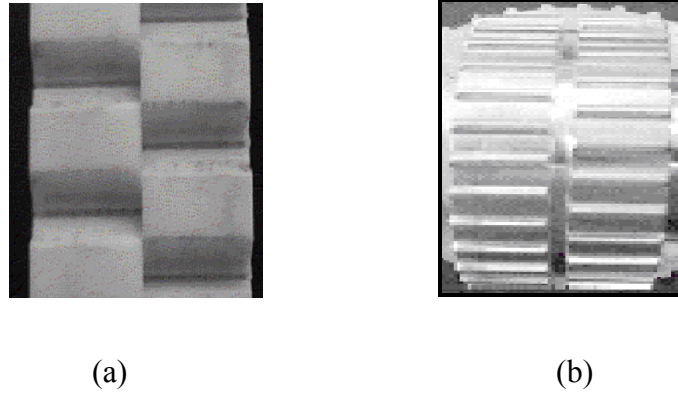


Fig. 2.4- Courroie –poulie crantées - SFAT10. .[8]

- **Courroie crantée - BAT10** : Profil à dents en arc de cercle présentant les avantages suivants :
 - Autoguidage : poulies sans flasque.
 - Niveau sonore très faible : moins de vibrations à l'engrènement.
 - Effet polygonal très faible.
 - Vibrations supprimées lors de l'utilisation de galets porteurs ou de galets tendeurs côté denture (angle d'enroulement réduit).

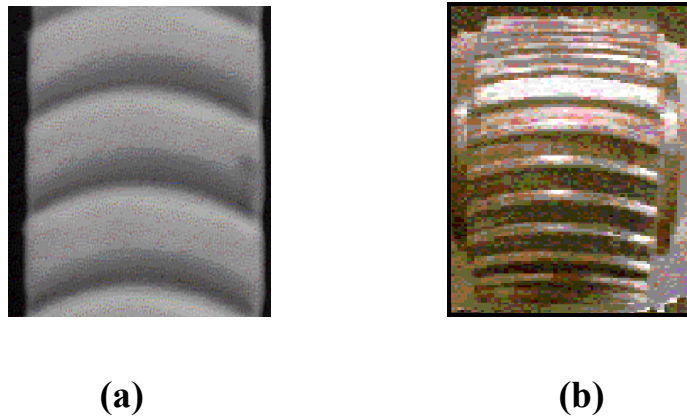


Fig. 2.5- Courroie –poulie crantées - BAT10. .[8]

2.5. Calcul des courroies binder magnetic

La courroie dentée (fig. 2.6) transmet une puissance P ou plus exactement un couple M par les dents en prise Z_e sur la petite poulie de diamètre d_{k1} tournant à une vitesse N_1 . Chaque dent en prise est capable de transmettre un effort maxi $F_{T/Z}$. Pour définir une courroie, il faut donc connaître l'effort tangentiel F_T qui s'appliquera aux dents en prise Z_e et aux câbles d'armature.

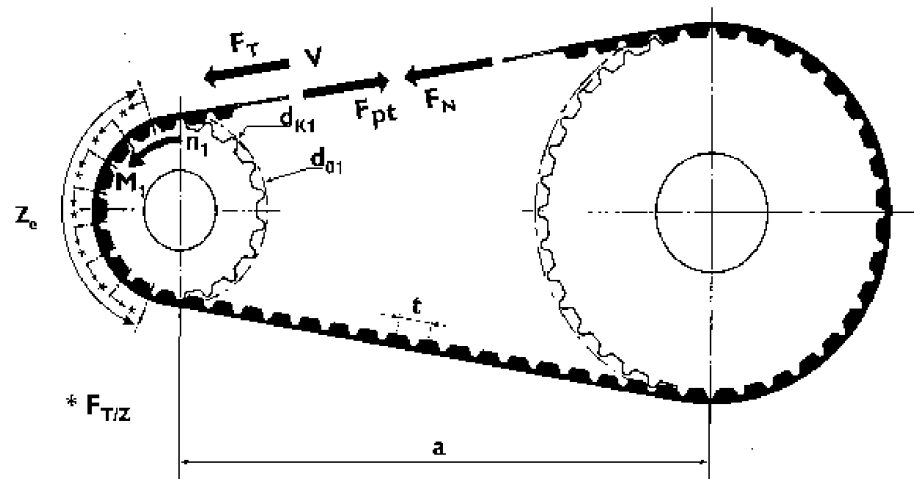


Fig. 2.6-Transmission avec courroie binder (AT10, BAT10 et SFAT10). [8]

$$M = \frac{9550 \cdot P}{n_1} \quad (2.1)$$

$$F_N = \frac{2000 \cdot M}{d_{k1}} \quad (2.2)$$

$$F_T = \frac{1.91 \cdot P \cdot 10^7}{n_1 \cdot d_{k1}} \quad (2.3)$$

En fonction de la puissance à transmettre, on choisit le pas sur les abaques [Binder Magnetic] puis on détermine le nombre de dents en prise Z_e sur la plus petite poulie d_{k1} .

$$Z_e = \frac{Z_1}{180} \cdot \arccos\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi \cdot a}\right) \quad (2.4)$$

On détermine la largeur de la courroie b avec la formule ci-dessous en relevant sur les abaques de [Binder Magnetic] pour choisir la valeur de $F_{T/Z}$.

$$b = \frac{10 \cdot F_T}{Z_e \cdot F_{T/Z}} \quad (2.5)$$

On sait que la détermination de la longueur de courroie L en fonction de l'entraxe est égale :

- Soit pour une transmission simple de deux poulies ayant un rapport 1/1 :

$$L = 2 \cdot a + Z_1 \cdot t \quad (2.6)$$

- Soit pour une transmission simple de deux poulies (réducteur ou multiplicateur) :

$$L = \frac{\pi}{2} \cdot (d_{02} - d_{01}) + 2 \cdot a + \frac{(d_{02} - d_{01})^2}{4 \cdot a} \quad (2.7)$$

La formule (2.8) donne la largeur minimale nécessaire sans coefficient de sécurité. Si le calcul de largeur a été fait avec des couples de pointe parfaitement connus, il n'y a pas lieu de prévoir un coefficient de sécurité. Dans le doute, il convient de tenir compte du couple de pointe ou d'un sur couple "accidentel" que la courroie peut être amenée à transmettre. Si le couple de pointe ou sur couple accidentel n'est pas connu on pourra l'estimer selon les tableaux ci-dessous et multiplier la largeur calculée par le coefficient

$$S = S_1 * S_2 \quad (2.8)$$

2.5.1 Exemple de calcul

2.5.1.1 Courroie AT10

Longueur de la courroie 1280mm.

Ø de la petite poulie 93 mm avec le nombre de dents $Z_1 = 30$.

Ø de la grande poulie 125 mm avec le nombre de dents $Z_2 = 40$.

Largeur de la courroie 32 mm

Entraxe $a = 490$ mm

Tension $f_{pt} = 10$ N

Vitesse de rotation 10 tr/min

▪ Calcul du nombre de dents en prise

$$Z_e = \frac{Z_1}{180} \cdot \arccos \frac{(Z_2 - Z_1) \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot a} = \frac{30}{180} \cdot \text{Arc} \cos \left(\frac{(40 - 30) \cdot 10}{2 \cdot \pi \cdot 490} \right) = 14.68 \text{ dents}$$

On prend 12 pour le calcul, d'après la formule de catalogue [1]

▪ Calcul les forces tangentielle

D'après la formule (2.2) la force tangentielle est égale :

Tableau.2.1-la variation de la force tangentielle en fonction de moment de torsion

M : Moment de torsion (N.m)	Ftn: Force tangentielle(N)
0	537.63
25	1075.27
75	1612.90
100	2150.54

▪ **Calcule les puissances à transmettre**

Puissance à transmettre

$$P=M.\omega \quad (2.9)$$

Vitesse angulaire

$$\omega = \frac{2.\pi.N_1}{60} \quad (2.10)$$

Pour $N_1= 500\text{tr/mn}$. $\omega =52.33 \text{ rd/s}$

Tableau. 2.2-les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=500 \text{ tr/mn}$

M : Moment de torsion (N.m)	P : Puissance à transmettre (KW)
0	0
25	1.3
50	2.6
75	3.9
100	5.2

Pour $N_2=1000$. $\omega =104.67 \text{ rd/s}$

Tableau. 2.3-les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=1000 \text{ tr/mn}$

M : Moment de torsion (N.m)	P : Puissance à transmettre (KW)
0	0
25	2.6
50	5.2
75	7.9
100	10.5

Pour $N_3= 1500 \text{ tr/mm}$. $\omega =157 \text{ rd/s}$

Tableau.2 .4-les valeurs de la puissance à transmettre pour $N1=1500 \text{ tr/mn}$

M : Moment de torsion (N.m)	P : Puissance à transmettre (KW)
0	0
25	3.9
50	7.9
75	11.8
100	15.7

Pour $N_4 = 2000$ tr/mn. $\omega = 209.33$ rd/s

Tableau.2 .5-les valeurs de la puissance à transmettre pour $N_1=2000$ tr/mn

M : Moment de torsion (N.m)	P : Puissance à transmettre (KW)
0	0
25	5.2
50	10.5
75	15.7
100	20.9

Pour $N_5 = 2500$ tr/mn. $\omega = 261.67$ rd/s

Tableau.2 .6-les valeurs de la puissance à transmettre pour $N_1=2500$ tr/mn

M : Moment de torsion (N.m)	P : Puissance à transmettre (KW)
0	0
25	6.5
50	13.1
75	19.6
100	26.2

Pour $N_6 = 3000$ tr/mn. $\omega = 314$ rd/s

Tableau.2 .7-les valeurs de la puissance à transmettre pour $N_1=3000$ tr/mn

M : Moment de torsion (N.m)	P : Puissance à transmettre (KW)
0	0
25	7.9
50	15.7
75	23.6
100	31.4

Tension de pose : On prend la valeur de la tension de pose pour la condition de vitesse et de couple max. C'est à dire pour la vitesse de 5000 tr/mn et le couple de 534 N.

$$F_{pt} = FT/2 \text{ (Nombre de dents } < 150). \quad F_{pt} = 1068/2 = 534N.$$

Calcul de la fréquence de résonance pour régler la tension de pose à l'aide de l'appareil TSM3

$$f_{(hz)} = \sqrt{\frac{1000 * f_{pt}}{k * b * l^2}} \quad (2.11)$$

tableau2.8-les valeurs de la fréquence de résonance en fonction de la tension de pose

Fpt : tension de pose (N)	F : fréquence de résonance (Hz)
400	152.93
500	170.38
534	176.08
600	186.64

2.6. Conclusion

Nous avons présenté dans la première partie de ce chapitre, un bref introduction sur binder magnétique , leurs structures des courroies , ainsi que leurs différents catégories. Dans la deuxième partie, nous avons présenté un exemple de calcul des courroies binder magnétique.

CHAPITRE 03

MESURE DE LA TEMPERATURE DES COURROIES AT 10 ET AT10_REV

CHAPITRE 03

MESURE DE LA TEMPERATURE DES COURROIES

« AT 10 ET AT10_REV »

3.7. Introduction

Le rôle du concepteur de machines consiste est faire un choix judicieux en fonction des procédures établies par les fabricants. Pour réussir, il lui faut évidemment connaître les principes de fonctionnement et les facteurs importants qui peuvent influencer le choix de ces éléments

Le but de cette expérience est de se rassembler les informations sur le comportement des courroies qui diffèrent principalement en leurs formes de dent transversal le long de la largeur. Comme la température des différents éléments (courroie, poulie, palier, moteur...etc.),

3.8. Description de l'appareil de mesure

On montre l'architecture générale de l'entente d'essai de courroie dans la (fig.3.3) Brièvement une courroie synchrone (5) est montée sur la poulie motrice et la poulie réceptrice (4,6). L'ensemble global peut être déplacé perpendiculairement à l'axe de puits pour monter la courroie synchrone et ajuster la tension de pose. Alors, l'ensemble des éléments est serrée à un appui rigide lourd 40 mm dans l'arbre d'entrée (arbre moteur) diamètre et la puissance être 70 KW DC moteur. La vitesse angulaire peut être variée entre 500 à 3000 tr/min. Pour un essai, la vitesse angulaire est tenue constante aussi bien que la tension de pose. 40 mm dans l'arbre de sortie (arbre récepteur) diamètre est le moment de torsion chargé par la pompe de frein hydraulique.

[22.23.24.25]

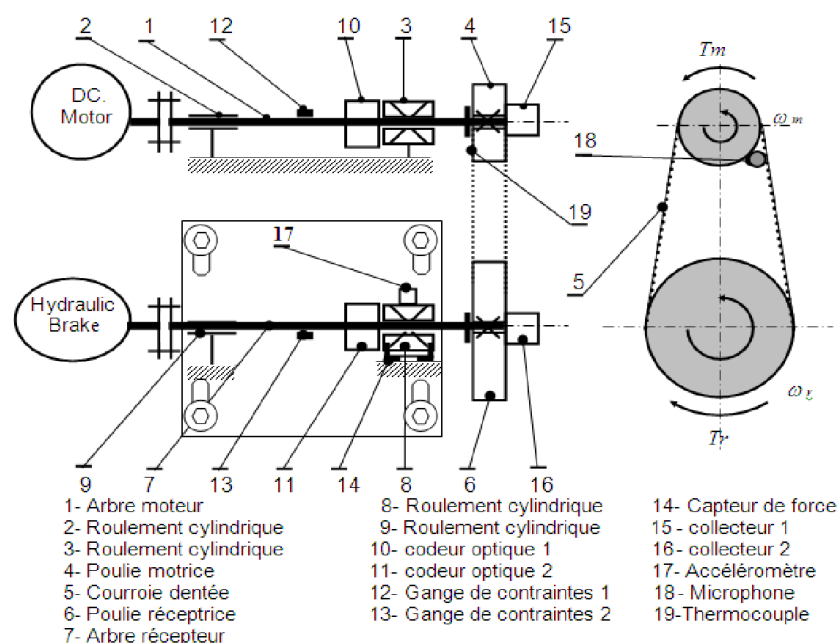


Fig. 3.1- Schéma cinématique de banc d'essai. [25]

Un circuit hydraulique séparé (fig3.2) permet de fixer la pression et ainsi le moment de torsion de résistance pour une vitesse angulaire donnée.

**Température
de l'huile de
mise en**

Refroidisseur huile
de mise en couple



Fig. 3.2 -Vue générale des circuits hydraulique.

La résistance au moment de torsion peut varier entre 25 et 100 N.m. chaque poulie est monté sur la fin d'un arbre parallèle et fixé axialement avec une vis et une rondelle. Après le montage de poulie, l'excentricité de poulie maximale est 0.07 millimètre. L'assemblée d'anneau d'erreur (15,16) est fixée le côté libre de la poulie. Les puits sont montés sur la rangée double s'est effilé des comportements de rouleau (3,8) et des roulements cylindriques (2,9). Des accouplements élastiques sont aussi placés entre le frein du moteur et hydraulique. Ils permettent de comprendre aussi le découplage thermal entre l'arbre moteur et l'arbre récepteur, et le frein du moteur et hydraulique respectivement. Notez que des refroidisseurs d'eau sont installés sur des comportements (2, 3, 8,9) pour limiter l'augmentation de haute de température. On donne la vue générale du banc d'essai dans la (fig. 3.3)

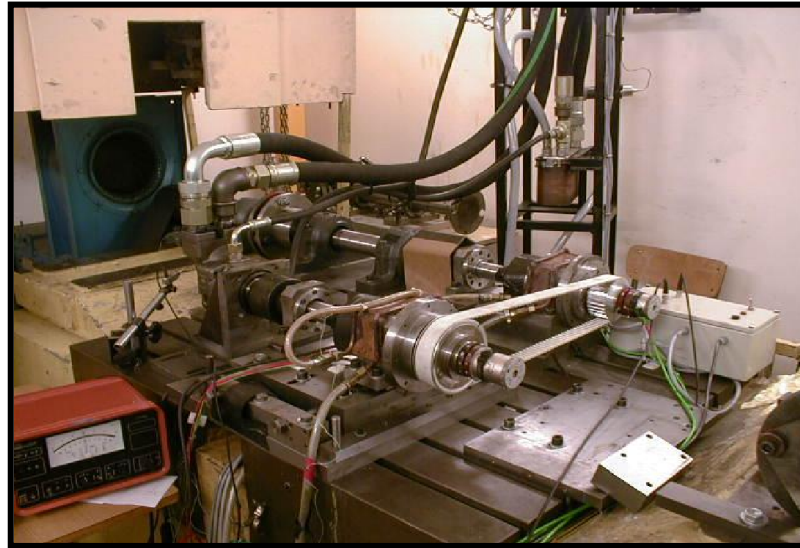


Fig. 3.3- Banc d'essai des courroies. [25]

La courroie de transmission évaluée l'appareil est équipé d'un maximum de détecteurs classiques. La température de poulie motrice est mesurée avec un thermocouple placé au milieu d'une dent de poulie (nous avons placé un thermocouple de 1mm dans une dent, 1mm en dessous du rayon de creux et extrémité jusque dans le plan médian) (fig3.4) et placée dans le milieu de la largeur de contact. la température de la courroie moyenne est mesurée avec un infrarouge non contact avec le détecteur à l'arrière la courroie.

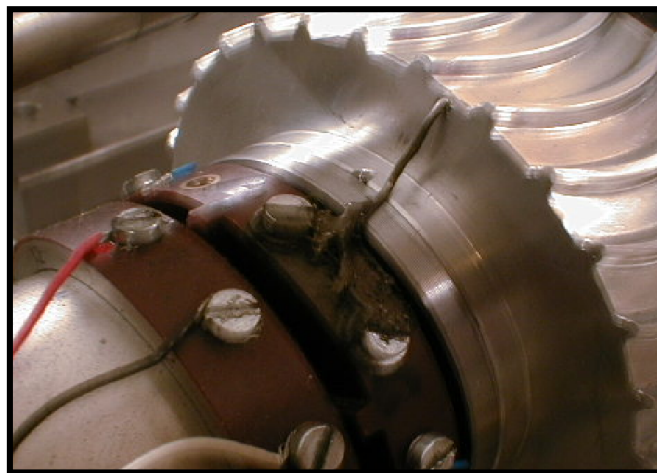


Fig. 3.4 - Vue du thermocouple dans la dent de la poulie motrice.

Les courroies sont faites avec 20 câbles d'acier incorporées avec le polyuréthane (dureté 92 shore), la surface de contact active peut être aussi protégés par une couche de tissu (le cas B). Ainsi le cas un est considéré comme une référence (des dents droites), le cas A diffère seulement avec la couverture de tissu [22.24.26].

3.9. Matériels et conditions d'essai

Deux types de courroie étaient considérés (fig.3.5) [23]. Un profil trapézoïdal (l'angle 50 pas 10 mm) de dents est combiné avec la forme différente de large. Notez le contact de dent entre la courroie et la poulie d'alliage d'aluminium ont lieu au sommet de la courroie et 0.5 mm le dégagement arrive dans la zone creuse. 0.4 mm. Le dégagement entre la dent de la courroie et la dent de poulie est aussi défini, la position de dégagement dépend de la position longitudinale relative de courroie et des dents de poulie en raison de l'action de moment de torsion. La distance entre la ligne primitive donnée par les cordes courroie et le bout de dent de la courroie est égale à 3.35 mm.

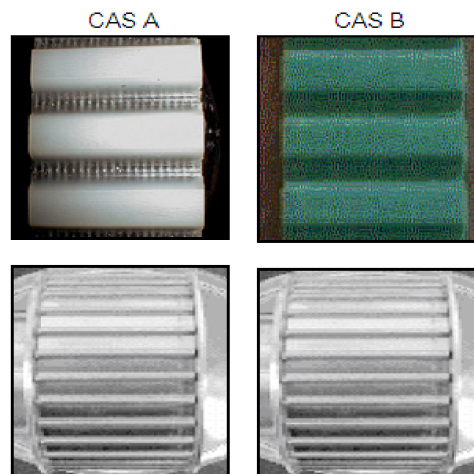


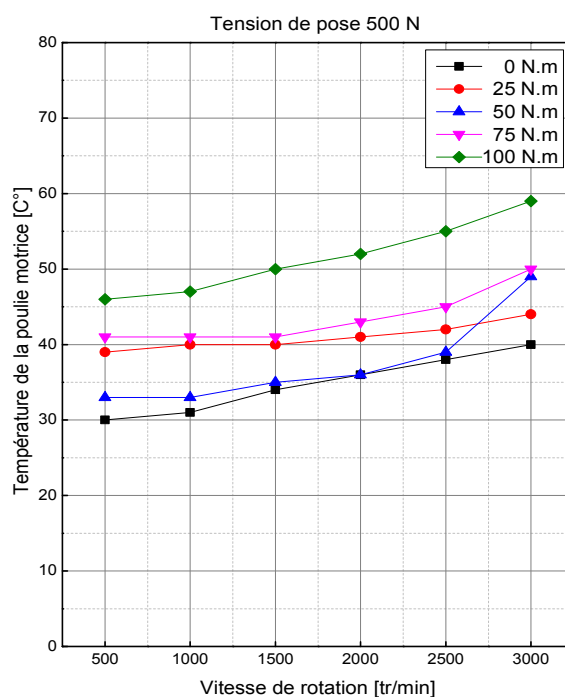
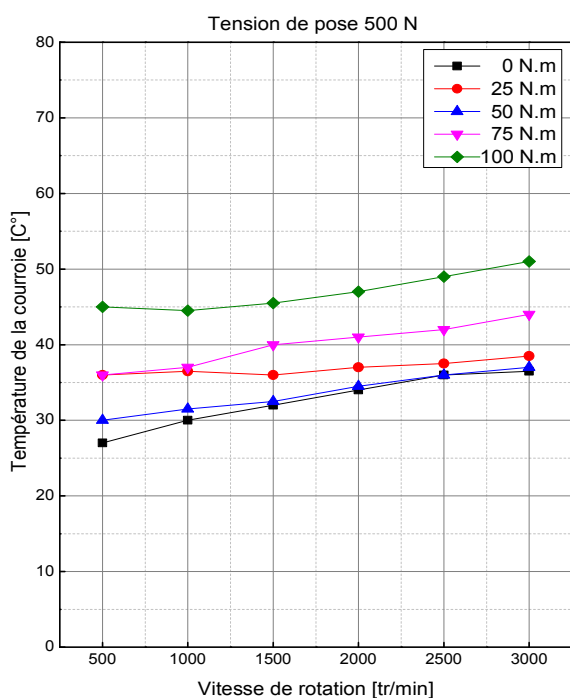
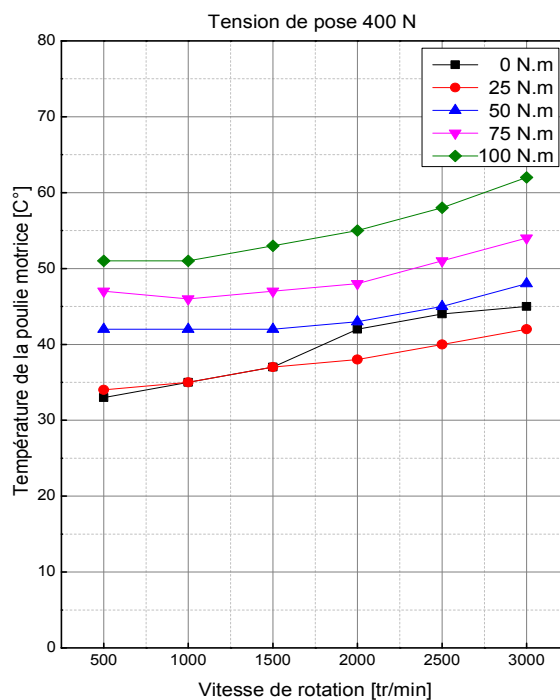
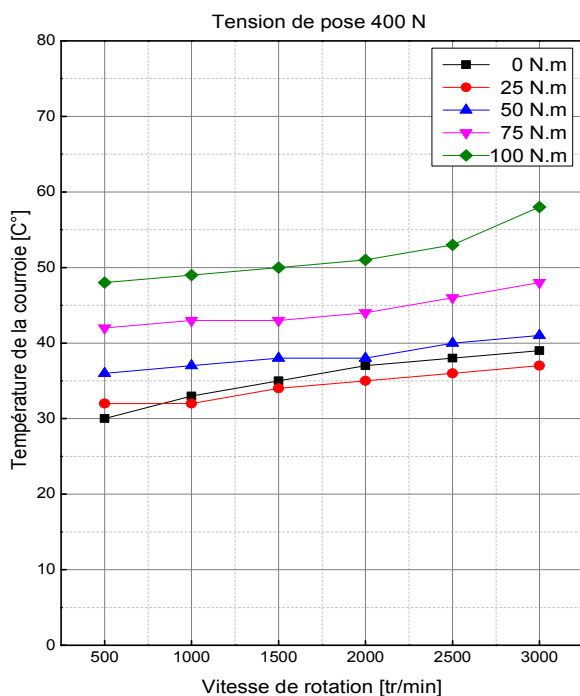
Fig. 3.5-Les types de courroie et leurs poulies d'essai. [23]

3.10. Procédure d'essai et Mesures

Trois tensions de pose 400, 500 et 600 Newtons ont été considérés. Ces rapports tendus sont suffisants d'éviter le bond de la dent de la courroie et la résonance de laps de temps de courroie transversale. L'entrée la vitesse angulaire est variée de 500 à 3000 tr-min par le pas de 500 tr-min en résistant aux moments de torsion varie entre 25 à 100 N.m par le pas de 25 N.m. Les essais ont été faits pour chaque combinaison de conditions d'essai. Seulement un essai est exécuté pour chaque condition d'essai comme des essais préliminaires ont montré la dispersion basse de tous les résultats (moins de 5 %). Après que la tension pose a été appliquée, la courroie courait et résistait ensuite au moment de torsion a été appliqué. Pour une vitesse angulaire, les valeurs différentes de résister au moment de torsion ont été appliquées successivement. Après la stabilisation de paramètre (la moyenne de 5 mn), les mesures ont été faites. Chaque condition d'essai demande environ dix minutes d'essai [22.24]. Les données ont été enregistrées sur une carte d'acquisition de données numérique. On donne seulement la température des deux courroies et la température de la poulie motrice. Les températures varient lentement avec le temps, mais des maximums, des minimums et font la moyenne des valeurs donnent quand on voit des différences en raison de l'influence des paramètres pas considèrent dans la visualisation de résultats.

3.11. Les résultats et discussion

De nombreuses données ont été rassemblées d'essais et les tables deviennent de la portée de cette expérience. Il a été décidé pour présenter des tendances principales de visualisations de courbe. Chaque paramètre est ainsi présenté dans la relation avec la vitesse angulaire. Les figures récapitulent (fig.3.6, fig.3.7, fig.3.8 et fig.3.9) sont les résultats pour les deux courroies de transmissions considérées dans cette étude.



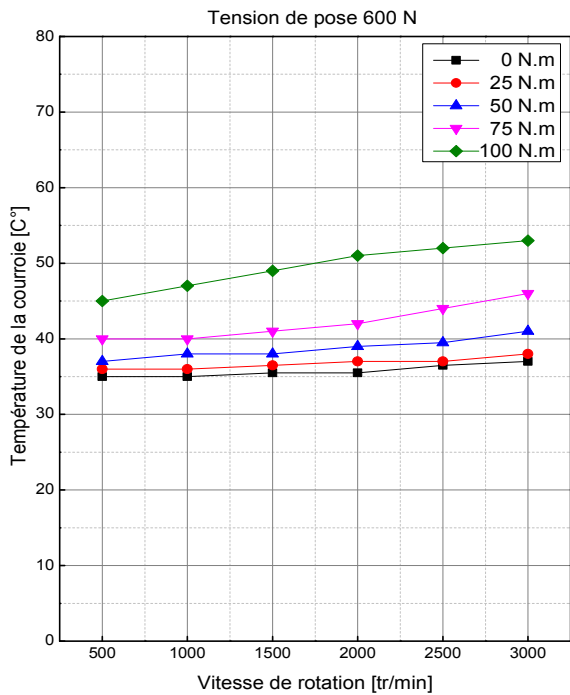


Fig.3.6 -Variation de la température de la courroie AT10 / à la tension de pose.

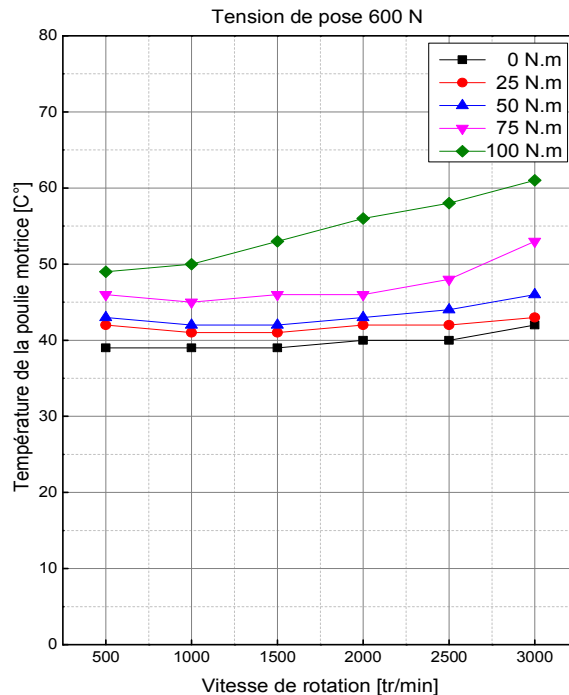
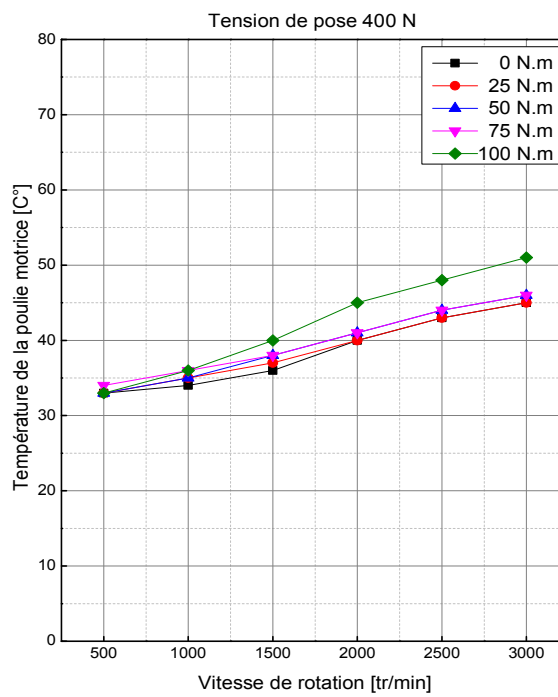
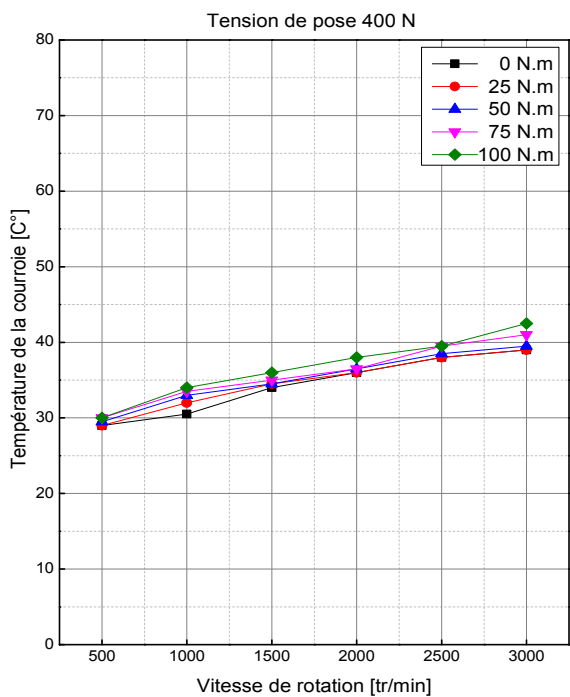


Fig.3.7-Variation de la température de la poulie motrice / à la tension de pose.



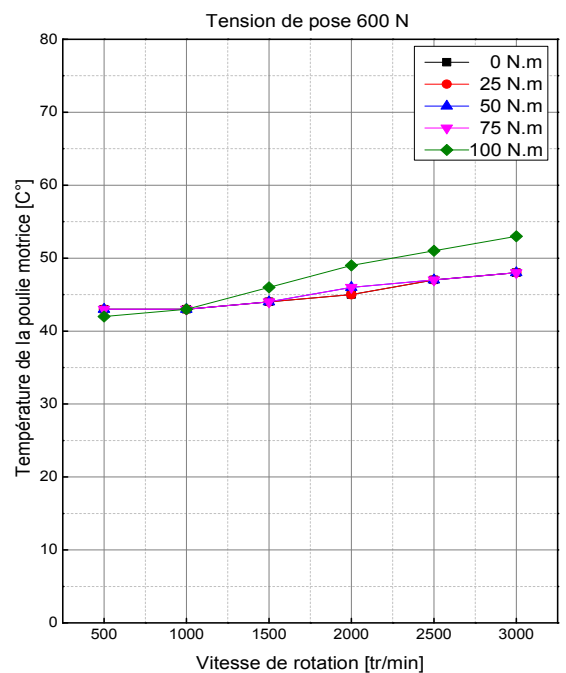
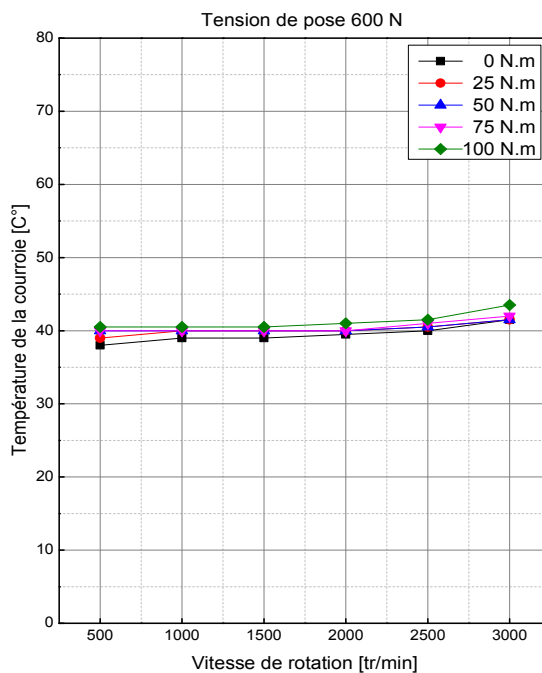
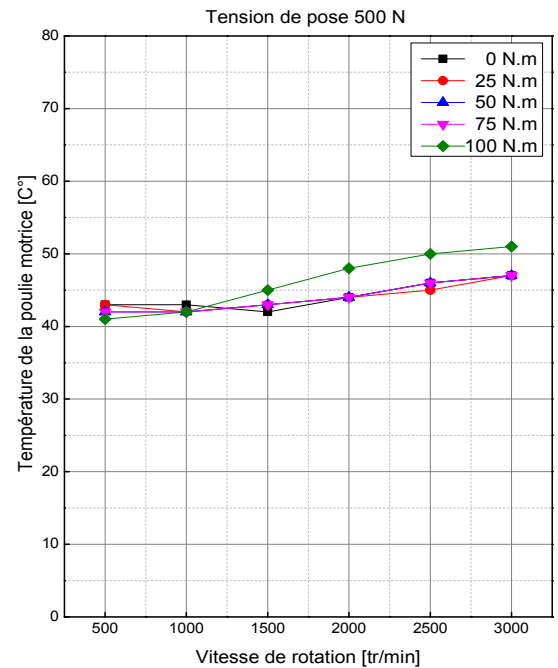
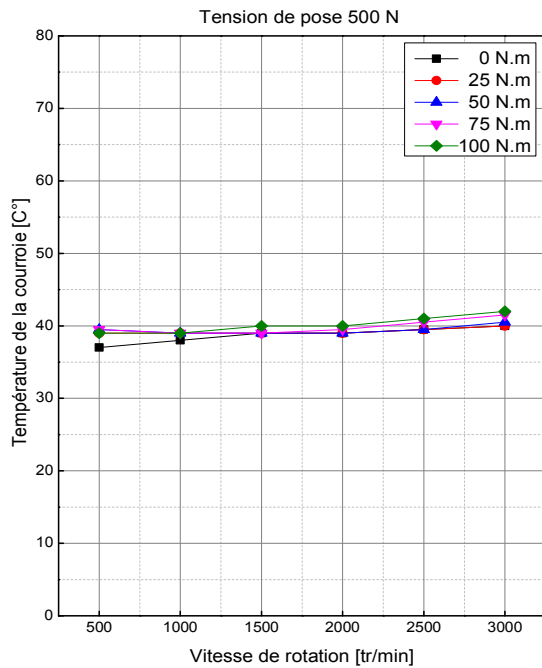


Fig.3.8-Variation de la température de la courroie AT10-REV / à la tension de pose

Fig.3.9-Variation de la température de la poulie motrice / à la tension de pose.

On remarque que les températures des courroies sont pratiquement inchangées tendus lorsque la tension de pose augmente, mais s'augmente avec l'augmentation du couple. On observe également que ces températures augmentent aussi avec l'augmentation de la vitesse angulaire. Et on constate que les écarts des températures des deux courroies diminue quand la tension de pose augmente de 400 à 600 N (voir tableau 3.1 et tableau 3.2).

Tableau 3.1 –La variation des températures des courroies par rapport à la vitesse angulaire

Type de courroie	AT 10			AT 10_REV		
Tension de pose [N]	400	500	600	400	500	600
Ecart de température [C°]	10	9.5	8	12.5	3	3.5

Tableau 3.2 –La variation des températures par rapport au couple des courroies

Type de courroie	AT 10			AT 10_REV		
Tension de pose [N]	400	500	600	400	500	600
Ecart de température [C°]	19	18	16	3.5	2	2.5

On constat toujours que la température de poulie motrice augment lorsque la vitesse angulaire et le couple augment. Et on remarque que les écarts des températures des poulies motrices par rapport la vitesse angulaire sont presque constatent lorsque la tension de pose augment. Par contre les écarts de température de la poulie motrice par rapport au couple diminue quand la tension de pose augmente de 400 à 600 N (voir tableau 3.1 et tableau 3.2).

Tableau 3.3 –La variation des températures de la poulie motrice par rapport à la vitesse angulaire

Type de courroie	AT 10			AT 10_REV		
Tension de pose [N]	400	500	600	400	500	600
Ecart de température [C°]	12	13	12	6	4	5

Tableau 3.4 –La variation des températures de la poulie motrice par rapport à au couple

Type de courroie	AT 10			AT 10_REV		
Tension de pose [N]	400	500	600	400	500	600
Ecart de température [C°]	18	19	19	18	10	11

3.12. Conclusion

De plus de point de vue général, il doit être désigné que la production portant la température est toujours plus grande que l'entrée portant la température. On peut supposer premièrement que la température de courroie est constante le long de la longueur de la courroie et les gradients de poulie de courroie sont pratiquement identiques pour la conduite et des poulies réceptrice et les chemins deuxièmement thermaux d'entrée et les deux arbres sont pratiquement les mêmes en raison de l'architecture du banc d'essai. Par conséquent, il peut être déduit que les pertes de puissance et des phénomènes de friction sont différents pour la courroie motrice et la courroie réceptrice.

Chapitre 04 :

SIMULATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE TRANSMISSION POULIE

CHAPITRE 04

SIMULATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE TRANSMISSION POULIE COURROIE

4.2. Introduction

Le transfert de chaleur est l'un des modes d'échange d'énergie les plus connus. Le flux de chaleur entre deux corps est dirigé spontanément du corps froid.

Un corps quelconque chauffé absorbant une quantité de chaleur (q) peut :

- Soit voir sa température augmenter d'une valeur (ΔT),
- Soit conserver sa température $T = cte$ avec un changement d'état. C'est-à-dire échange une quantité chaleur dite chaleur latente de changement d'état

4.3. Transmission de chaleur

La transmission de chaleur est le changement de l'énergie sous forme de chaleur entre deux corps à températures différentes jusqu'à disparition complète de leur différence de température on dit alors que l'équilibre thermique est atteint 0

Cet échange de chaleur (transfert thermique) se fait suivant trois modes de transmission fondamentaux le rayonnement, la convection et la conduction.

4.3.2. Conduction

Le phénomène de conduction pure se rencontre essentiellement dans les solides.

4.3.3. Rayonnement

Tous les corps émettent par leurs surfaces de l'énergie sous forme de radiations électromagnétiques Si cette énergie rayonnée est reçue par un corps absorbant pour ses longueurs d'onde, elle se transforme en chaleur.

4.3.4. Convection

Les échanges de chaleur par convection mettent en jeu le déplacement de la matière et se rencontrent essentiellement dans les fluides (gaz-liquides).

Dans ce chapitre nous allons voir un model de transfert de chaleur par conduction pour une étude thermique pour cela nous avons trouvé une dent d'une courroie dentée et nous calculons le flux thermique

4.4. Model de transfert de chaleur

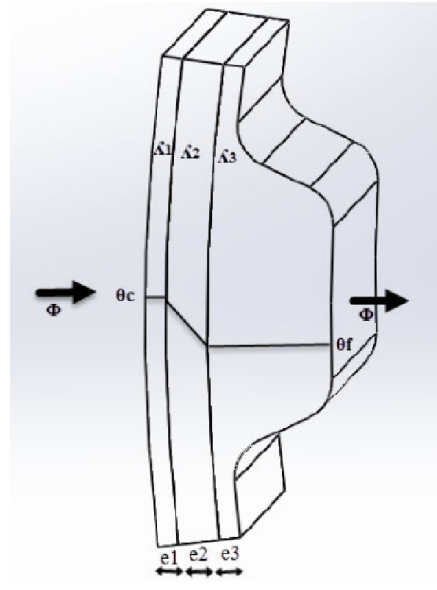


Fig. 4.1-Vue d'une dent traversée par un flux de conduction

4.4.1. le flux thermique dans les trois couches de la dent

Selon la loi de FOURIER le flux thermique est représenté par :

$$\phi = \varphi.s = -\lambda \frac{dT}{dr} .s \quad (4.1)$$

Le flux thermique à travers un cylindre est donné par la loi de FOURIER :

$$\phi = \varphi.s = -\lambda \frac{dT}{dr} .\alpha.r.l \quad (4.2)$$

Ou encore : $\phi.dr = -\lambda.dT.\alpha.r.l \Rightarrow \phi \frac{dr}{r} = -\lambda.\alpha.l.dT$

Après intégration on obtient :

$$\int_{r_i}^{r_e} \phi \cdot \frac{dr}{r} = - \int_{T_f}^{T_c} \lambda.\alpha.l.dT$$

Donc :

$$\phi \ln(r_e - r_i) = -\lambda.\alpha.l(T_2 - T_1)$$

Ou encore : $\phi \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) = -\lambda.\alpha.l(T_c - T_f) = \lambda.\alpha.l(T_f - T_c)$

On en déduit l'expression du flux thermique :

$$\phi = \frac{\alpha \cdot \lambda \cdot l (T_f - T_c)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} = \frac{(T_f - T_c)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda \cdot l} \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \quad (4.3)$$

On peut écrire d'après la formule précédente le flux traversant chaque couche

- Pour la couche 1

$$\frac{(T_3 - T_4)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda \cdot l} \cdot \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} \quad (4.4)$$

- Pour la couche 02

$$\frac{(T_2 - T_3)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda_2 \cdot l} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad (4.5)$$

- Pour la couche 03

$$\frac{(T - T_2)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda_1 \cdot l} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (4.6)$$

4.3.2 Le flux thermique à travers un mur est donné par la loi de FOURIER

$$\phi = \varphi \cdot s = -\lambda \cdot \frac{dT}{dX} \cdot S \Rightarrow \phi \cdot dX = -\lambda \cdot S \cdot dT$$

Après intégration on obtient :

$$\int_{X_i}^{X_e} \phi \cdot dX = - \int_{T_f}^{T_c} \lambda \cdot S \cdot dT$$

Soit :

$$\phi(X_e - X_i) = -\lambda \cdot S(T_c - T_f)$$

On en déduit l'expression du flux thermique dans cette partie :

$$\phi = \frac{\lambda \cdot S(T_f - T_c)}{e} = \frac{(T_f - T_c)}{\frac{e}{\lambda \cdot S}} \quad (4.7)$$

Avec La surface de dent est :

$$S_4 = p \cdot l$$

Après l'addition des formules (4.4), (4.5), (4.6), (4.7), on retrouve l'expression suivante du flux:

$$\phi = \frac{(T_1 - T_4)}{\frac{1}{\alpha \cdot \lambda_1 \cdot l} \cdot \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{1}{\alpha \cdot \lambda_2 \cdot l} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{\alpha \cdot \lambda_1 \cdot l} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{e}{\lambda_1 \cdot S}} \quad (4.8)$$

4.4. Simulation du comportement thermique d'une courroie dentée

4.5.1 Description de l'outil de simulation utilisé

L'outil de simulation utilisé est le code SolidWorks Simulation « SWS ». C'est un outil de conception et de dessin Assistés par ordinateur « CAO/DAO ». Ce moyen aide les ingénieurs à concevoir les différents systèmes de l'engineering. Il est basé sur l'analyse par éléments finis « AEF ». Il est originalement développé par l'association : Structural Recherche and Analysis Corporation « SRAC » établie en 1982, qui est devenue aujourd'hui une partie de l'association SolidWorks. L'association de SRAC avec SolidWorks avait créé le simulateur CosmosWorks en 1995[27]. Seulement, en 2001, SRAC est acquise par Dassault Systems « DS », la compagnie mère de l'association SolidWorks et elle est devenue un partenaire crédible avec SolidWorks en 2003. CosmosWorks est renommé SolidWorks Simulation en 2009 et il est intégré avec SolidWorks Computer Aided Design « CAD » software qui l'utilise pour créer le modèle géométrique solide des objets. SolidWorks est un code solide, paramétrique, à fonction axée et développé spécifiquement pour le système de gestion windows operating system « WOS ».

4.5.2 Types d'analyse sous SolidWorks Simulation

Le code SWS permet d'effectuer les principaux types d'analyses des structures statiques et dynamiques (fig. 4.2) :

- **Analyse statique** : elle donne les outils nécessaires qui rendent performant l'analyse statique des pièces et des assemblages lorsque les charges sont appliquées lentement et peuvent être considérées constantes.
- **Analyse fréquentielle/modale** : cette analyse offre la possibilité de déterminer les fréquences naturelles et les modes propres associés des pièces et des assemblages ainsi que les participations massiques dans chaque direction principale.
- **Analyse du flambage** : cette analyse détermine les modes et les charges critiques de flambage des structures.
- **Analyse thermique** : elle permet la détermination de la distribution du champ de température due au transfert de chaleur dans les pièces ou les assemblages.
- **Analyse de la fatigue** : elle permet d'examiner les paramètres caractéristiques de la fatigue des matériaux sous des charges cycliques sur la durée de vie et de déterminer le facteur d'endommagement.
- **Analyse de la pression des coques** : elle traite les paramètres de conception dans le processus de conception des coques sous des charges de pression internes ou externes.

- **Analyse dynamique linéaire** : elle étudie les effets de l'application des charges dépendant du temps ou de la fréquence sur les corps.
- **Analyse non linéaire** : elle traite les performances dynamiques non linéaires des corps sous l'effet des charges.
- **Analyse du fluide dynamique** : elle traite les écoulements des fluides compressibles et incompressibles internes et externes dans les systèmes dynamiques.

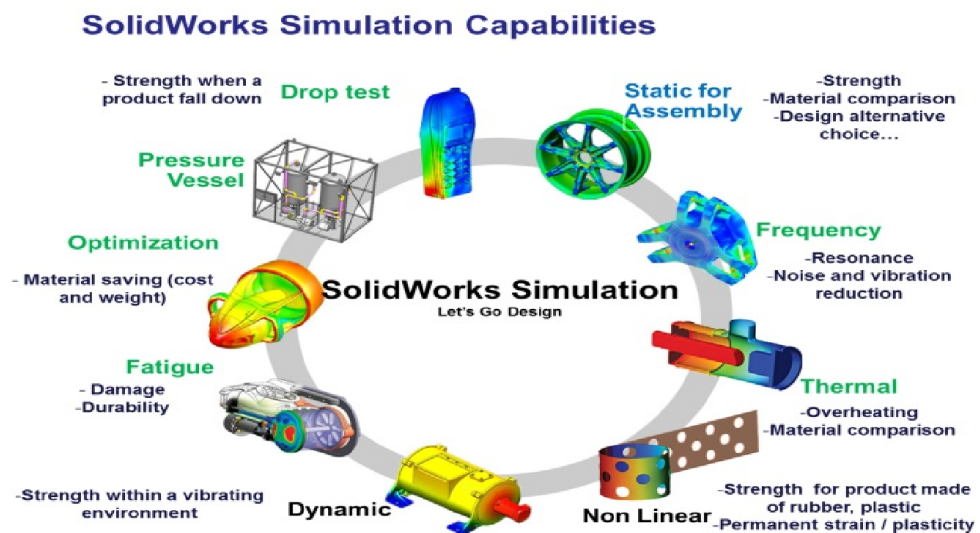


Fig. 4.2-Types d'analyses sous SolidWorks Simulation. [28]

4.5.3 Types de packages SolidWorks Simulation

Ce code industriel est disponible sous forme de quatre différents packages :

- **Simulation Xpress** : il dispose d'outils de simulation de l'analyse statique des pièces avec des types de chargements et des conditions aux limites très limitées.
- **SolidWorks Simulation** : ce package traite l'analyse statique des pièces et des assemblages.
- **SolidWorks Simulation Professionnel** : il examine les analyses : statique, thermique, de flambage, fréquentielle, test d'entraînement, l'optimisation et l'analyse de la fatigue des pièces et des assemblages.
- **SolidWorks Simulation Premium** : il comprend les outils de simulation de toutes les analyses faisables par SWS professionnel plus les analyses non linéaires et dynamiques.

4.5.4 Résultats de simulation

Le processus pour une analyse typique implique trois tâches générales :

- Introduction du modèle géométrique y compris le matériau,
- Application des chargements et des conditions aux limites,
- Maillage, Résolution et Résultats.

(Les figures fig. 4.3, fig. 4.4, fig. 4.5, fig. 4.6, fig. 4.6 et fig. 4.8) illustrent les résultats de la simulation du comportement thermique d'une courroie dentée

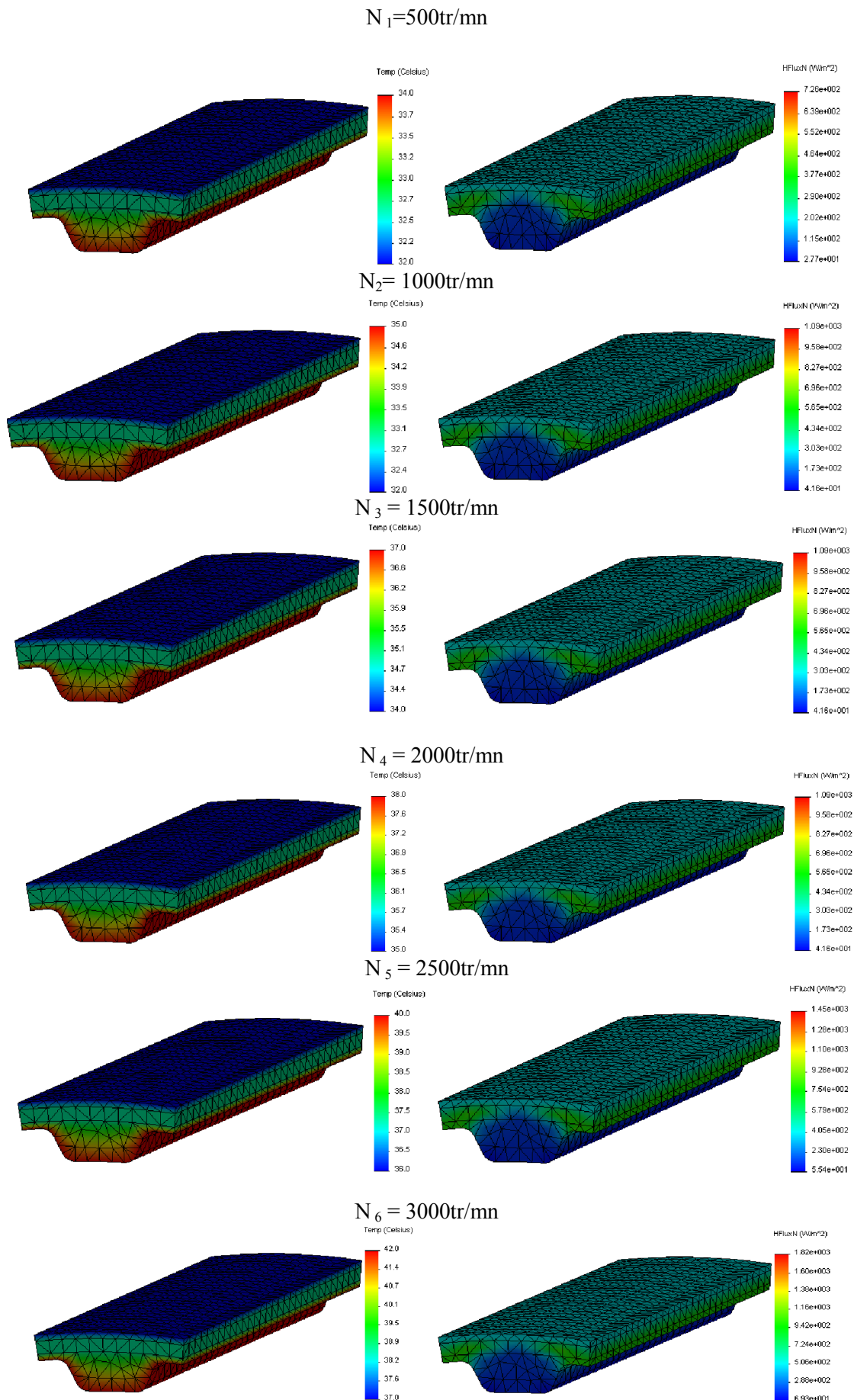


Fig. 4.3- La distribution des températures en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 400 N.

Fig. 4.3- La distribution des températures en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 400 N.

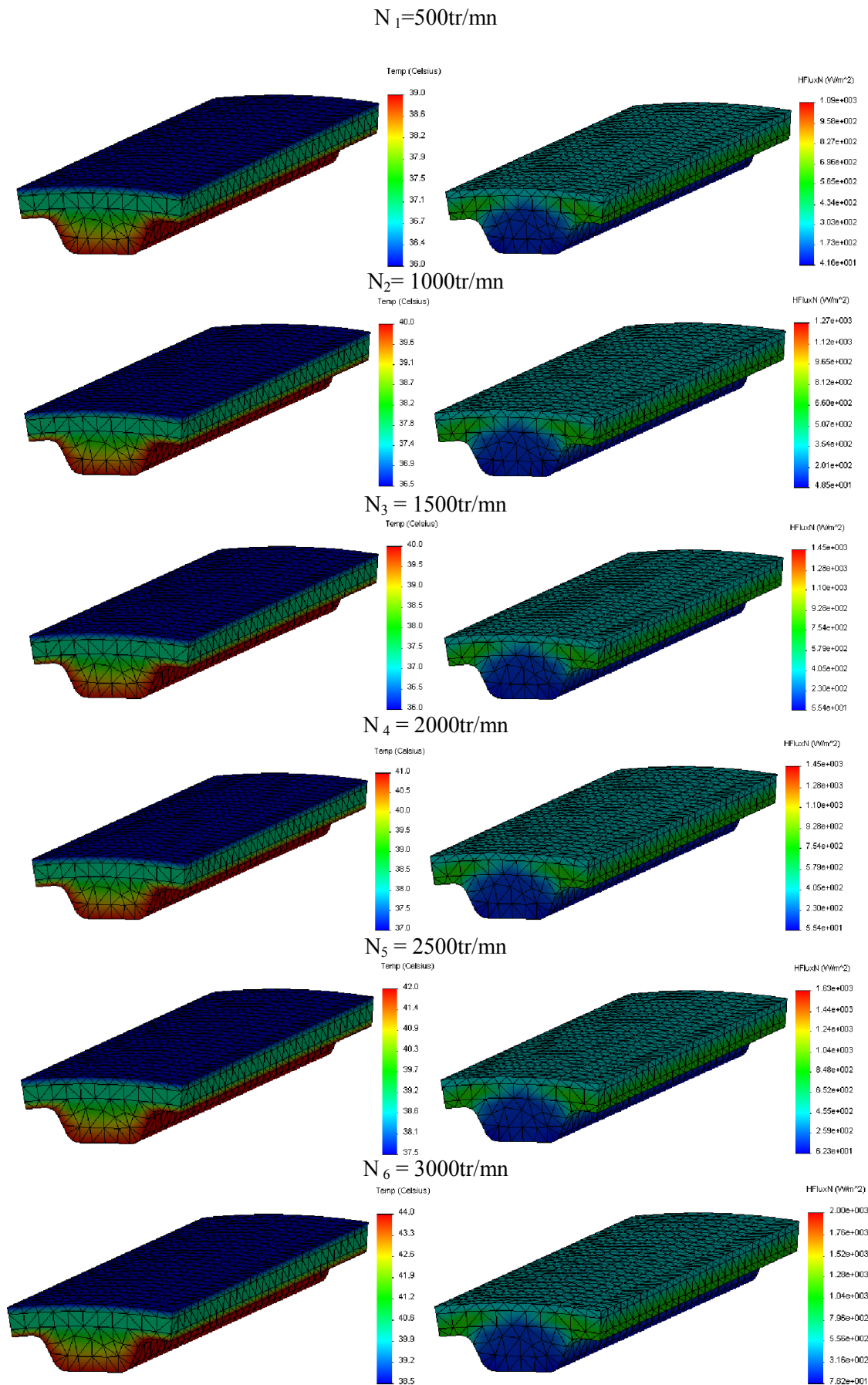


Fig. 4.5-La distribution des températures en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500 N.

Fig. 4.6-La distribution des flux en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500 N.

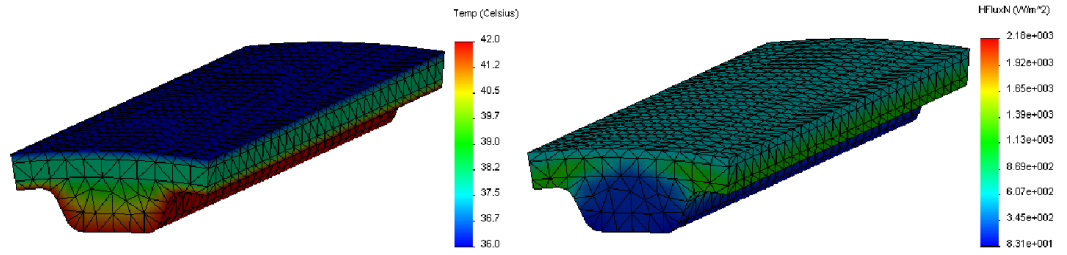
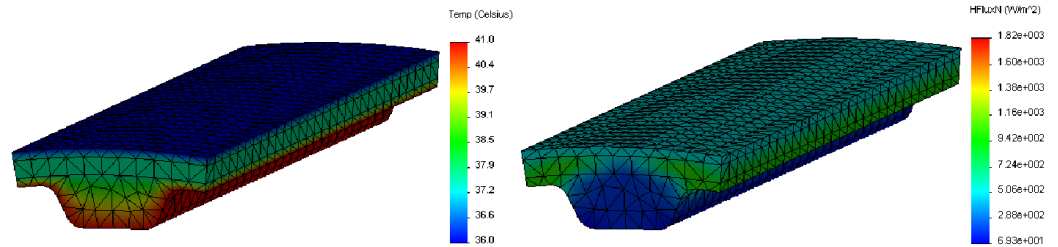
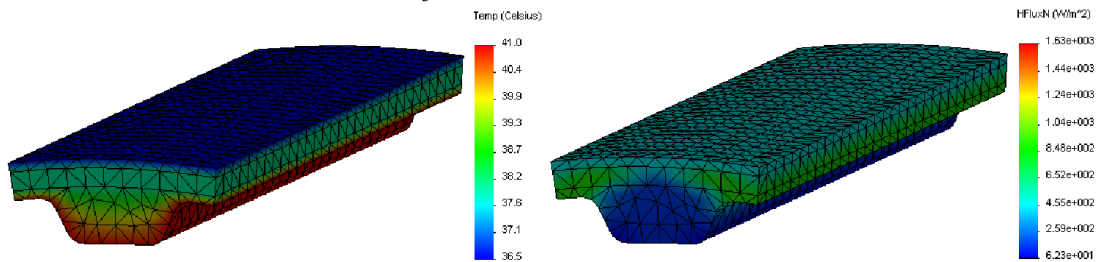
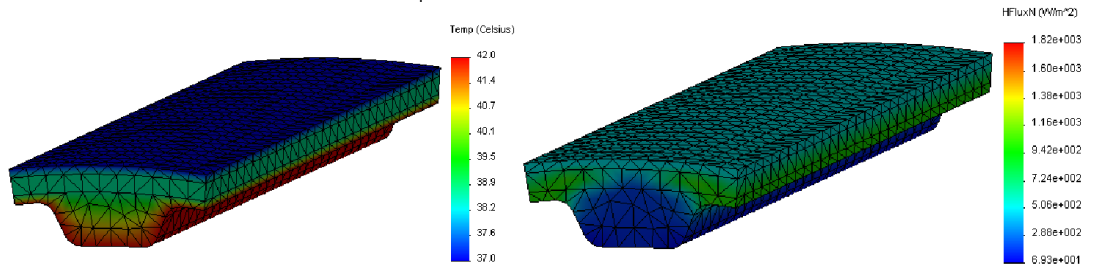
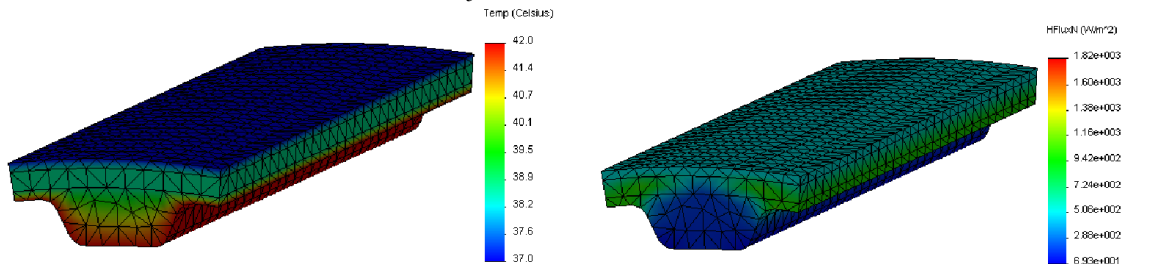
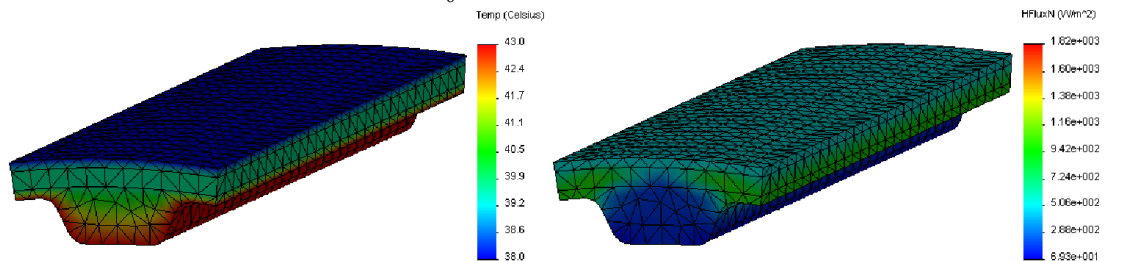
$N_1 = 500 \text{ tr/mn}$

 $N_2 = 1000 \text{ tr/mn}$

 $N_3 = 1500 \text{ tr/mn}$

 $N_4 = 2000 \text{ tr/mn}$

 $N_5 = 2500 \text{ tr/mn}$

 $N_6 = 3000 \text{ tr/mn}$


Fig. 4.7- La distribution des températures en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500N.

Fig. 4.8- La distribution des flux en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500N.

4.5.5 Descussion des résultats

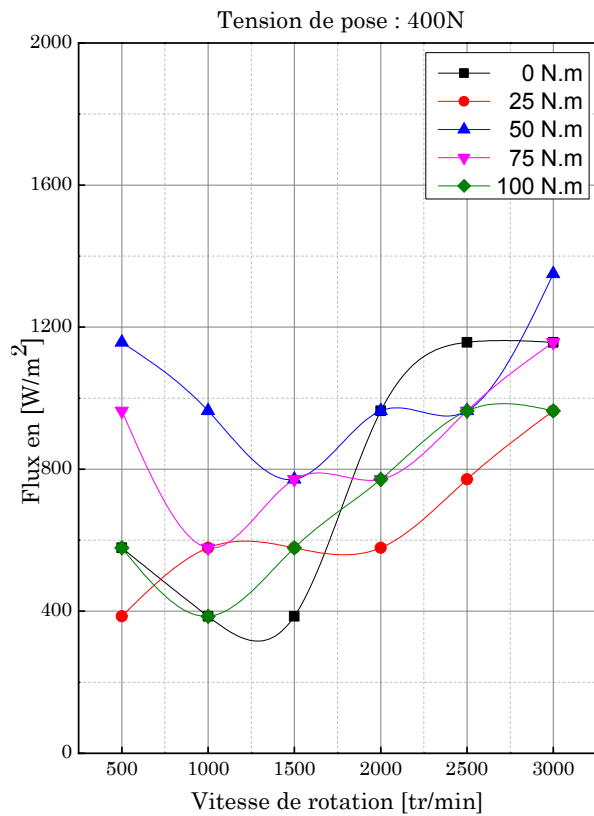


Fig. 4.9- les valeurs de flux calculé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 400

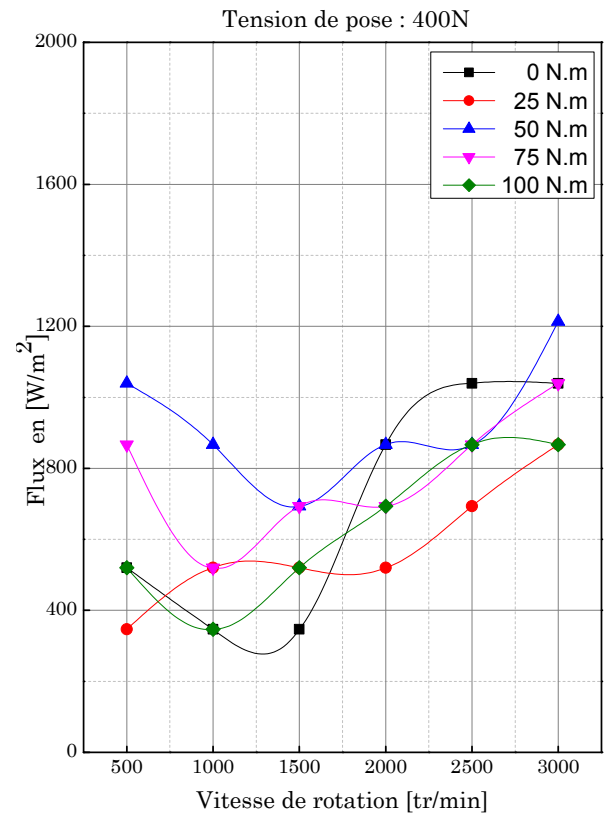


Fig. 4.10- les valeurs de flux simulé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 400

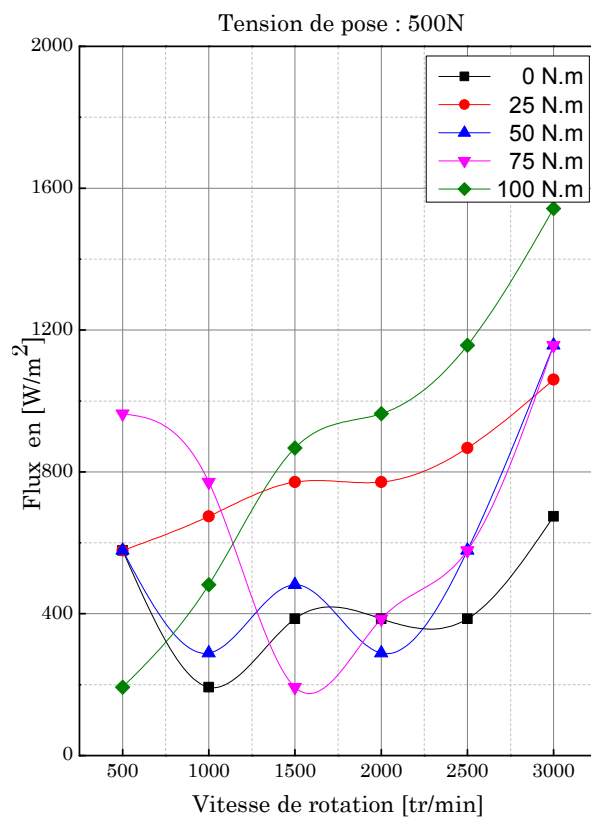


Fig. 4.11- les valeurs de flux calculé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500

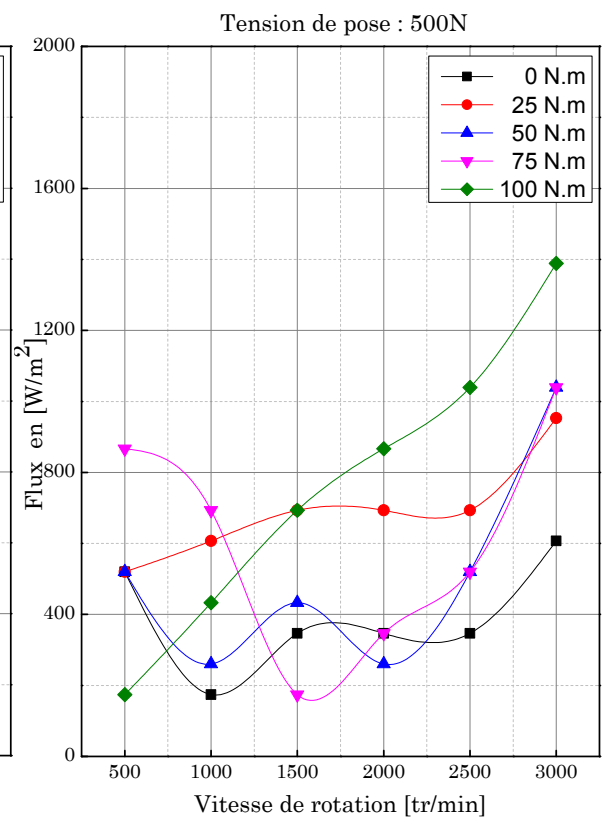


Fig. 4.12- Les valeurs du flux simulé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 500

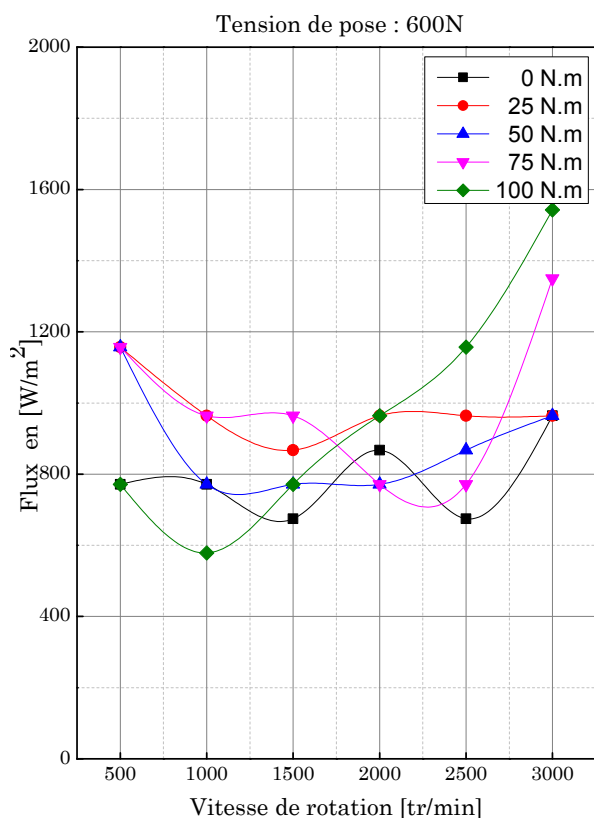


Fig. 4.13-les valeurs de flux calculé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 600

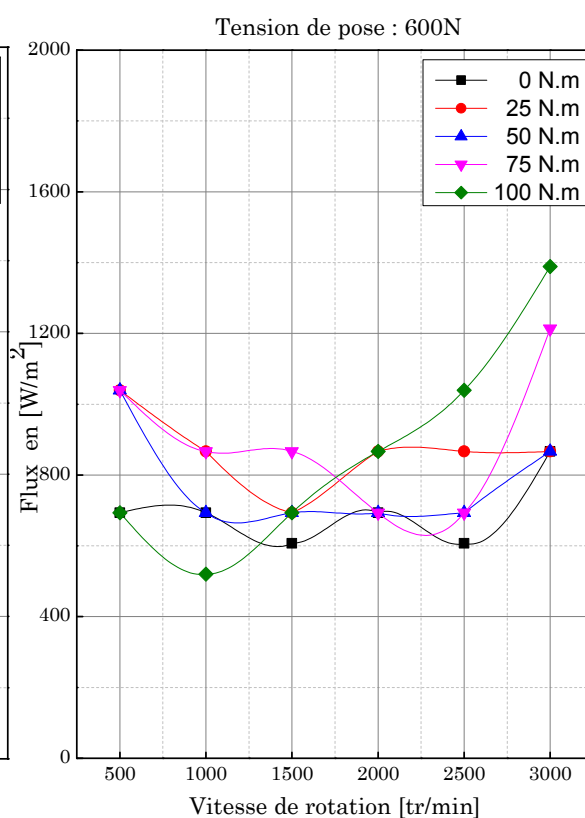


Fig. 4.14-les valeurs de flux simulé en fonction de la vitesse de rotation pour une tension de pose 600

L'interprétation

Pour un couple de 0 N.m, on constate que le flux diminue lorsque la vitesse de rotation varie de 500 à 1400 tr/min, par contre ce flux augmente lorsque la vitesse varie entre 1400 et 2500 tr/min, et il reste constant entre 2500 et 3000 tr/min. Pour le deuxième couple de 25 N.m. on remarque que le flux augmente dans les intervalles : 500 à 1000 tr/min et de 2000 à 3000 tr/min, de même ce flux diminue lorsque la vitesse de rotation varie de 1500 à 2000 tr/min, et il est stable entre 1000 et 1500 tr/min.

L'analyse du troisième courbe permet d'en déduire que le flux thermique est décroissant lorsque la vitesse de rotation augmente de 500 à 1500 tr/min, et il est croissant tant que la vitesse de rotation est range entre 1500 et 2000 tr/min, et entre 2500 à 3000, ce flux est stable à partir de 2000 à 2500 tr/min. La quatrième variation de flux pour un couple de 75 N.m, on observe que avec une vitesse de rotation entre 500 et 1000 le flux est diminué, et cette tendance inversée pour les plages (1000-1500) et (2000-3000), à partir de la variation de rotation de 1500 et 2000, on remarque que le flux reste presque stable.

Le cinquième courbe présente la variation de flux pour un couple de 100 N.m, on constate que le flux est croissant dans les phases [500-1000 tr/min] et [2500-3000 tr/min], et il diminue tant que la vitesse de rotation est varié de 1000 à 2500.

On comparaisons la (fig. 4.9) qui représente les valeurs de flux calculé en fonction de vitesse de rotation et le la (fig. 4.10) qui présente les valeurs de flux simulé en fonction de vitesse de rotation ,on remarque que il y'a une différence de 40 W/m^2 entre le flux simulé et le flux calculé. Cette différence est provoquée par les conditions d'expérimentatrices comme la température du milieu extérieure et les erreurs de l'expérience en façon générale

L'analyse des figures (fig. 4.9, fig. 4.10, fig. 4.11, fig. 4.12, fig. 4.13, fig. 4.14) permet d'en déduire que les flux thermique deviennent constants lorsque la tension de pose augmente de 400 à 600 N

4.6 Conclusion

En conclusion, Ce chapitre à résumé simulation du comportement thermique d'une transmission poulie courroie. Après une brève introduction sur le transfert de chaleur, le model de calcule et la présentation du logiciel de la conception et simulation **solidworks**. Les résultats ont montré que le flux calculé est plus élevé que le flux simulé, et on constat que la tension de pose est influé sur la stabilité de flux calculé et le flux simulé.

Conclusion générale

Ce mémoire est consacré à l'influence de la température sur la performance de la courroie dentée

Le présent travail de mémoire répartie sur quatre chapitres a permis d'examiner un ensemble de travaux de recherches sur les courroies dentées, ainsi que les matériaux des courroies synchrones et les Catégories de courroies, et aussi les avantages, les inconvénients dans le premier chapitre.

Dans le deuxième chapitre nous avons présenté une brève étude concernant les courroies binder magnétique et aussi un exemple de calcul avec les résultats

En troisième chapitre, nous avons présenté une étude expérimentale sur les courroies pour le but de définir les comportements des courroies qui diffèrent principalement en leurs formes de dent transversale le long de la largeur. Comme la température des différents éléments

Le quatrième chapitre est consacré à l'étude comparative entre le flux thermique simulé et le flux calculé et aussi les résultats et notre discussions.

Dans ce mémoire nous avons mis en évidence une comparaison entre deux flux thermique le premier calculé et le deuxième simulé, ce résultat nous a permis de conclure que le flux simulé est plus précis que le flux calculé, la différence entre les résultats de deux flux est provoquée par les conditions expérimentales comme la température du milieu extérieur et les erreurs de l'expérience en façon générale, et à partir de l'étude expérimentale nous avons remarqué que la production portant la température est toujours plus grande que l'entrée portant la température.

On peut supposer que signifie premièrement que la température de courroie est constante le long de la longueur de la courroie et les gradients de poulie de courroie sont pratiquement identiques pour la conduite et des poulies réceptrice et les chemins deuxièmement thermiques d'entrée et les deux arbres sont pratiquement les mêmes en raison de l'architecture du banc d'essai. Par conséquent, il peut être déduit que les pertes de puissance et des phénomènes de friction sont différents pour la courroie motrice et la courroie réceptrice.

Les références bibliographiques

- [1] <http://www.renaud-machinesabois.com> (24 avril 2016)
- [2] Gates Rubber Company. Synchronous Belts- Part L GatesFacs Technical Information Ubrary.[en ligne]. [hnp://www.e:ates.com](http://www.gates.com) (consulté le 18 novembre)
- [03] Gates Rubber Company. Introduction (GaresBelr Drive Systems).IndustrialBeltProducers. [en ligne]. [hnp://www.l!ates.com/pt](http://www.gates.com/pt) (consulté le 11 juin 2001).
- [04] Roos. David (1989). Timing Belt Selection and Troubleshooting. Jfaintenance Technology
- [05] Roland FARGES(1990). Poulies et courroies de transmission – Entraînement synchrone
- [06] <http://www.axesindustries.com> (25 avril 2016)
- [07] <http://www.directindustry.fr> (27 avril 2016)
- [08] binder magnetic(2008), Catalogue for timing belt choice.
- [09] <http://www.mailxmail.com> (26 avril 2016)
- [10] Abdelmajid Lajm (2002). Conception d.l.tn appareil de mesure de tension
- [11] <http://materiel.hellopro.fr> (26 avril 2016)
- [12] <http://www.prudhomme-trans.com> (26 avril 2016)
- [13] Transmissions dans l'automobile -Boîtes automatiques et performances des différents concepts Mécanique | Machines hydrauliques, aérodynamiques et thermiques .Réf : BM2587
- [14] S. Merghache(2009) A.GHERNAOUT Etude Expérimentale des Performances de Courroies Dentées. Page : 421-423
- [15] D.Play(2008). Entraînement par courroies dentées - Calculs avec effets dynamiques. Mécanique | Fonctions et composants mécaniques Réf. : BM5688
- [16] D.Play(2007). Entraînement par courroies dentées - Calculs des répartitions de charge Mécanique | Fonctions et composants mécaniques Réf. : BM5687
- [17] D. Play(2006). Entraînement par courroies dentées - Définitions. Géométrie Mécanique | Fonctions et composants mécaniques Réf. : BM5685
- [18] L. Manin, G. Michon, E. Comble et R. Dufour (2006). Détermination expérimentale des caractéristiques mécaniques de courroies de transmission. Raideur et amortissement longitudinaux, module de flexion. Revue des composites et des matériaux avancés. Page :69-78
- [19] D. Play(2006). Entraînement par courroies dentées - Caractéristiques de fonctionnement Mécanique | Fonctions et composants mécaniques Réf. : BM5686
- [20] S. Merghache (2001). détermination de fonctionnement de courroie dentée pour applications industrielles
- [21] Roland FARGES (1990). Poulies et courroies de transmission – Entraînement synchrone. Mécanique | Fonctions et composants mécaniques. Réf. :B5683
- [22] Merghache. S, Ghernaout. A, « Analyse des performances de courroies dentées »
- [23] Dance.J.M, Play.D, «Geometrical design parameters influence on timing belt load distribution », Pub.By JSME, Hiroshima: MPT'91, Nov. 1991, page (357/362).
- [24] Manin. L, Play. D, «Experimental Validation of a Dynamic Numerical Model for Timing Belts

drives », ASME 2000, IDETC/CIE Baltimore, Sept. 2000

- [25] Koyama. T, «a study on strength of toothed belts. 2nd report: Influence of pitch difference on load distribution», Bull. on the JSME, 1979, Volume (22), N°169,
- [26] Childs.T, «Tooth loading and life of automotive timing belts », Elsevier 1991 Tribology Serie 18, Vehicle Tribology Ed. by D. Dowson, C. Taylor, page (341/358)

Résumé

Les transmissions synchrones sont d'application quasi universelles, dans tous les cas où l'utilisateur souhaite disposer d'un fonctionnement synchrone et sans glissement. Elles se rencontrent dans des domaines aussi différents que la micromécanique, le bureautique, les machines-outils ou les broyeurs industriels. Vu le rôle important des courroies synchrones dans le fonctionnement des mécanismes, elles font l'objet de nombreuses études et recherches dans le but de les définir de plus en plus finement. Dans ce travail, un profil de dent trapézoïdal sera considéré avec un pas initial de 10 millimètres et des formes différentes le long de la largeur comme l'éperon, l'éperon point par point. Une procédure d'essai a été aussi définie pour des mesures de température. Les essais ont été exécutés sur un derrick original d'essai, des dispositifs de détecteur et les acquisitions de données seront aussi décrits. Plus loin, les résultats seront synthétisés pour toutes les courroies synchrones pour faire des comparaisons. Finalement, une discussion nous permettra de faire des relations entre des influences de paramètre de conception et des phénomènes physiques.

Mot clé: Courroie dentée, Température, Poulie, Transmission synchrone, Vitesse angulaire.

الملخص

الانتقال المتزامن هو تطبيق شبه عام في كل الحالات أو الاستعمالات بحيث يشتغل بصفة متزامنة بدون انزلاق , يوجد في مجالات مختلفة مثل الميكانيك الدقيقة و التشغيل الآلي للمكاتب و أدوات الآلات هنا نلاحظ الدور الهام للبكرة المسننة في تشغيل الآليات. الانتقالات المتزامنة هي مجموعة من الأبحاث و بهدف تعريف أكثر دقة تم تعريف إجراء اختبار لقياس درجة الحرارة. وأجريت الاختبارات على نسخة أصلية لاختبار تلاعب، وأجهزة الاستشعار للحصول على البيانات. وأخيرا مناقشة تسمح بمعرفة العلاقة بين تأثير خصائص التركيب و الظواهر الفيزيائية.

الكلمات المفتاحية : بكرة مسننة ,درجة حرارة ,نقل متزامن ,سرعة الزاوي .

Summary

The synchronous transmissions are of application quasi universal, in all the cases where the user wishes to lay out of a synchronous operation and without slip. They meet in fields as different as the industrial micromechanics, office automation, machine tools or crushers. Considering the big role of the synchronous belts in the operation of the mechanisms, they are the subject of many studies and research with an aim of defining them more and more finely. In this memory, a trapezoidal profile of tooth will be regarded with an initial step of 10 millimeters and different forms along the width as the spur, the spur point by point. A procedure of test was also defined for temperature measurements. The tests were carried out on an original derrick of test, devices of detector and the data acquisitions will be also described. Further, the results will be synthesized for all the synchronous belts to make comparisons. Finally, a discussion will enable us to make relations between influences of parameter of design and phenomena physical.

Key words: Toothed belt, Temperature, Pulley, synchronous Transmission, angular Velocity

