



Research Paper

MESURE DE LA RAIDEUR D'UNE COURROIE DENTÉE DE TYPE BINDER MAGNETIC – AT10

Measuring the stiffness of a timing belt type binder magnetic- AT10

MERGHACHE Sidi Mohammed^{a,b}, GHERNAOUT Mohamed El Amine^b, KARA Djamel Ali^b

^aCentre Universitaire El-Wancharissi de Tissemsilt.

^bLaboratoire ETAP- Université Tlemcen–Algerie.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 24 December 16

Received in revised form 03 February 17

Accepted 07 February 17

Mots clés: Courroie dentée; Raideur; Allongement; Traction.

Keywords: Timing belt; Stiffness; Elongation; Traction.

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, la 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. Leurs caractéristiques mécaniques influencent le comportement en fonctionnement des mécanismes qu'elles entraînent. Aussi, la mesure des caractéristiques de raideur longitudinale de la courroie et la raideur des dents est nécessaire pour mieux maîtriser leur comportement. De plus, ces paramètres constituent des données d'entrée pour les modèles de calcul de la durée de vie et du comportement dynamique des transmissions synchrones. Une approche pour la détermination de la raideur longitudinale est présentée. Nous avons mis en évidence une étude de comparaison de la mesure de la rigidité d'une courroie dentée par deux méthodes, il s'agit de qualifier la première méthode de mesure par le biais de l'expérimentation. Et la deuxième méthode de mesure à l'aide de la simulation de cette courroie dentée par le logiciel solidworks.

ABSTRACT

The synchronous transmissions are nearly universal application, in all cases, or the user wants to have a synchronous operation and without sliding. They are found in diverse areas as micromechanics, office automation, machine tools and industrial shredders. Considering the important role of synchronous belts in the functioning of mechanisms, they are the subject of many studies and research in order to define more finely. Behavior of mechanisms that lead is influenced by their mechanical characteristics. Also, to better master their behavior, extent of the characteristics of longitudinal stiffness and stiffness of the teeth is required. In addition, these parameters are input data for the models for calculating the life and dynamic behavior synchronous transmissions. An approach for the determination of the longitudinal stiffness is presented. We have highlighted a study comparing the measurement of the rigidity of a toothed belt by two methods. This is to qualify the first method of measurement through experimentation. And the second measurement method using the simulation of this toothed belt by software solidworks.

* Merghache Sidi Mohammed. Tel.: +33 661756439.
 E-mail address: merghache_sidimohamed@yahoo.fr

1 Introduction

Dans la plupart des applications industrielles. Réutilisation des courroies dans les transmissions de puissance ne cesse d'augmenter et d'envahir le marché en particulier celui des automobiles où l'on utilise divers types de courroies : à section trapézoïdale pour la pompe à eau, à section côtelée pour la direction assistée et à section crantée pour la distribution [1]. Les constructeurs de courroies sont conscients de l'importance et des avantages précieux de cet organe de transmission et mettent tous leurs efforts pour développer et améliorer ses caractéristiques géométriques et mécaniques pour atteindre une durée de vie optimale. Les transmissions par courroies synchrones combinent les avantages des transmissions par courroies simples (plates, trapézoïdales ou striées) du fait de leur faible poids, de leur entretien minime, de grandes plages de vitesses linéaires et de grands rapports de transmission avec les avantages des chaînes :

- Absence de glissement,
- Transmission synchronisée de la vitesse,
- Faible tension de pose, etc....

Grâce à la denture de la courroie qui pénètre dans celle correspondante des poulies synchrones, il y a transmission directe de la puissance sans glissement comme entre deux engrenages [2]. Cette transmission Fig.1 se compose d'une poulie dentée menant, d'une courroie et d'une ou plusieurs poulies dentées menées et, éventuellement, de galets lisses permettant, par réenroulement de la courroie sur le dos, d'augmenter l'arc de contact sur les poulies dentées. La plupart des courroies synchrones sont constituées par un élastomère ou un matériau thermoplastique composant le corps de la courroie dans lequel est noyée l'armature inextensible permettant de transmettre l'effort prélevé de la poulie motrice vers les poulies réceptrices, et d'une couche textile protégeant les dents Fig.2. L'inextensibilité de l'armature est nécessaire pour garantir le synchronisme entre les arbres moteur et récepteurs (suppression du décalage angulaire)[3].



Fig.1– Transmission par une courroie dentée.

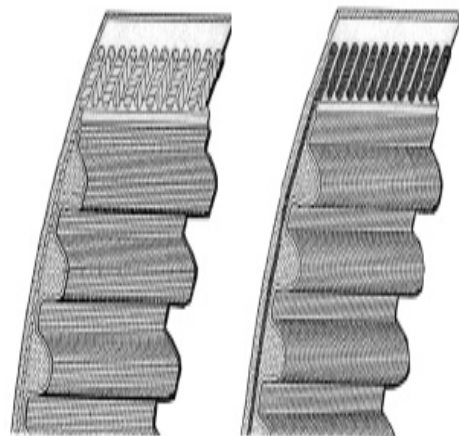


Fig. 2– Courroie binder magnetic[4].

2 Etat de l'art sur la rigidité des courroies synchrones

En statique, de nombreuses études ont été effectuées dans le domaine du comportement des dents et la répartition de la charge sur les dents. Gerbert [5] à présenter une méthode directe pour mesurer le déplacement d'une dent de courroie dentée. Le déplacement de la dent se mesure à l'aide d'un comparateur. La courroie est édentée de part et d'autre de la dent choisie. Le frottement de la courroie sur l'arc d'enroulement est pris en compte pour calculer la raideur de la dent. La mesure de la raideur de l'âme se fait sur une machine de traction classique. Childs [6.7] à démontrée la relation entre la rigidité de la courroie synchrone et ses constituants en utilisant la théorie du volume fractionnel et montrent que le module d'élasticité longitudinal de la courroie est donné par:

$$E_c = E_f \cdot V_f + E_e \cdot V_e \quad (1)$$

En se servant de la loi de Hooke, on a la relation suivante :

$$k_c b_c = n \cdot E_f \cdot A_f + E_e \cdot A_e \quad (2)$$

Dalgamo[8] à affirmer également que la contribution de la rigidité de l'élastomère est négligeable par rapport à celle de la fibre et que la rigidité de la courroie est déterminée uniquement par l'élément de tension. Ainsi la relation devient :

$$k_c = \frac{n \cdot E_f \cdot A_f}{b_c} \quad (3)$$

Par ailleurs. Wallin[9], après maints tests de laboratoire, montre que l'allongement dynamique de la courroie synchrone ainsi que sa rigidité peuvent être quantifiés par le produit du module d'élasticité longitudinale E , par la section transversale de la courroie :

$$E_c = \frac{F \cdot L_r}{A_c \cdot \Delta L} \quad (4)$$

La grande raideur de l'âme est due au câblage. La mesure de la raideur est faite sur une machine de traction classique. Selon des mesures précises effectuées par J.M. Dancé [10], la raideur longitudinale de la courroie est linéaire. On peut toutefois remarquer que M. Atouf [11] obtient une raideur d'âme très faiblement non-linéaire par une mesure speckle sur deux pas de courroie HTD. La raideur sera considérée comme constante tout au long de la courroie bien que le câblage ne soit pas homogène. Le raidissement dynamique ne sera pas considéré dans cet article. C. Debbabi [12] a tenté d'établir une loi d'évolution du module dynamique en fonction de divers facteurs mais a dû renoncer. Le module dynamique est sensible principalement à la fréquence et à l'amplitude de l'excitation, mais surtout à la température interne au polymère. Le facteur température ne sera pas pris en compte non plus lors de cet article.

Monternont [13] a décrit un module a pour tâche de simplifier considérablement le calcul d'équation, du mouvement. L'aspect local au niveau des arcs d'enroulement est pris en charge au niveau du 3^{ème} module. L'aspect macroscopique est le sujet de ce 3^{ème} module. Strictement, le modèle dispose trois degrés de liberté de translation longitudinale par pas de courroie (deux au niveau de l'âme et un au niveau de la dent). Cette pléthore de variables (la courroie utilisée pour cette étude possède 250 pas) entraîne un surdimensionnement du système en regard des besoins.

3 Mesure de la raideur de l'âme d'une courroie dentée

3.1 Principe de mesure

La raideur d'un pas de courroie est mesurée par un essai de traction en statique selon la procédure suivante (Fig.3) :

- La courroie est placée entre deux mors, l'un fixe relié au bâti et l'autre mobile lié au vérin pneumatique de mise en charge,
- Deux plots a et b sont collés à trente pas d'intervalle sur le dos de la courroie. Le déplacement vertical de chacun des plots (X_a et X_b) est mesuré par l'intermédiaire de deux capteurs micrométriques,
- La courroie est soumise à un effort de traction par palier avec une charge variant dans un domaine de 0 à 100 kg,
- Après chaque palier de chargement, les capteurs sont remis à zéro. Cette manipulation s'effectue directement sur les capteurs micrométriques à l'aide de vis. Cette étape est nécessaire pour mesurer la déformation due séparément à chacun des paliers de charge. Les déplacements totaux sont obtenus par la somme de tous ces déplacements mesurés. L'allongement du brin de 30 pas est donc obtenu par la différence entre le déplacement total des capteurs montés à chaque extrémité,
- La raideur du brin de 30 pas est calculée en divisant l'effort total appliqué par l'allongement mesuré,

La raideur d'un pas de courroie est finalement obtenue en multipliant par 30 celle du brin de 30 pas. En effet, on assimile la courroie dentée à une succession de ressorts montés en série, chaque rigidité représentant alors un pas :

$$\frac{1}{K_{eq}} = \sum \frac{1}{k_i} = \frac{n}{k_i} \quad (5)$$

D'ou

$$k_i = 30 * K_{eq} \quad (6)$$

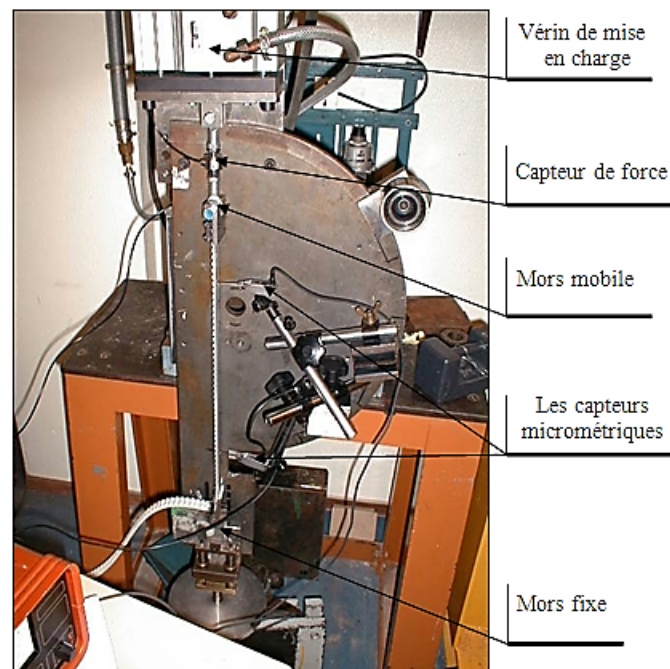


Fig.3- Mesure de la rigidité de l'âme « Schéma du dispositif»

3.2 Résultats

Les résultats des diverses séries d'essais sont condensés dans les Tab.1 et 2, ils sont illustrés par la fig. 4 :

Tab.1- Résultat d'essai courroie AT10 (Largeur 16 mm)

N° Essai	Charge [N]		Allongement [μm]		Effort [N]		Rigidité [$10^7 \cdot \text{N/m}$]	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min
1	1200	305	337	40	1002	107	9.28	8.03
2	1205	305	352	44	1012	112	8.96	7.76
3	1204	305	361	49	1006	107	8.36	6.55
4	1204	295	342	35	1011	102	9.84	8.47

Tab.2- Résultat d'essai courroie AT10 (Largeur 20 mm)

N° Essai	Charge [N]		Allongement [μm]		Effort [N]		Rigidité [$10^7 \cdot \text{N/m}$]	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min
1	1199	300	305	35	1006	107	11.8	9.17
2	1229	339	339	45	1001	112	8.86	7.33
3	1233	320	354	54	1011	98	8.57	5.44
4	1228	320	3.41	40	1006	98	8.85	6.38

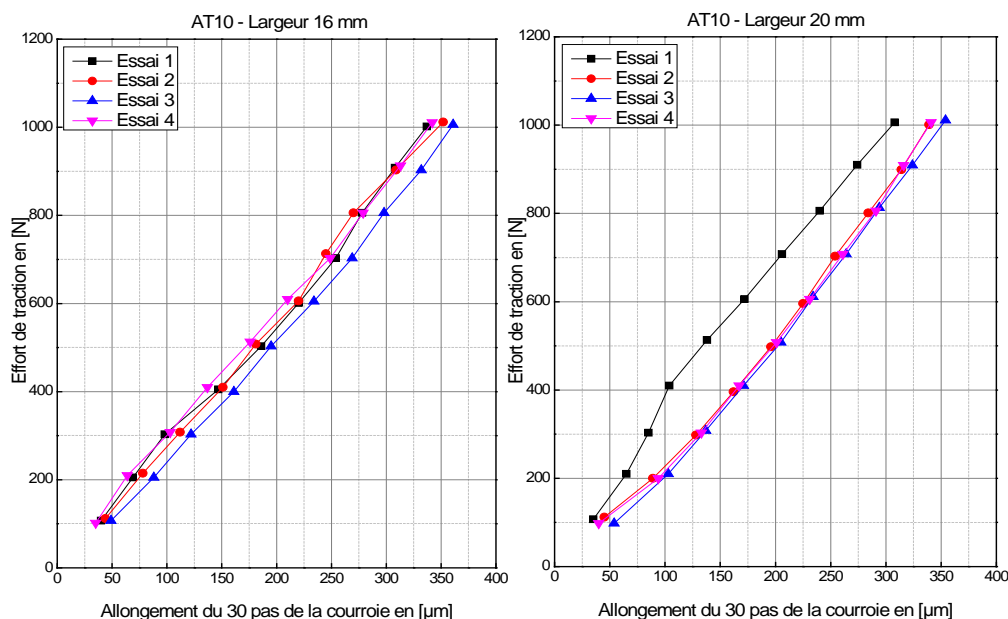


Fig.4–Variation de l'allongement en fonction de l'effort de traction.

On remarque que les deux courbes vérifient la courbe de traction de la courroie c'est-à-dire pour les deux courroies AT10 (de largeur 16 et 20 mm), l'allongement d'un brin de 30 pas augmente avec l'augmentation de l'effort de traction (pente entre 16° et 18°). On remarque aussi que lorsque la charge augmente la rigidité augmente et ceci est dû à l'allongement des câbles de la courroie. La largeur de la courroie joue un rôle essentiel dans l'augmentation de la rigidité de l'âme. La courroie de largeur 20 mm est plus rigide que la courroie de 16 mm. La rigidité de la courroie est déterminée à partir des résultats d'essais voir Tab.3.

Tab.3– Rigidité de l'âme des deux courroies AT10

N° Essai	Rigidité courroie de largeur 16 mm [10^7 .N/m]	Rigidité globale	Rigidité courroie de largeur 20 mm [10^7 .N/m]	Rigidité globale
1	8.78		9.75	
2	8.93	8.71.10 ⁷	9.23	9.37.10 ⁷
3	8.58		9.31	
4	8.62		9.21	

4 Simulation du comportement mécanique de la courroie

4.1. 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 [14].

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 » [15].

4.2 Modèle éléments finis de la dent de la courroie AT10

En analyse statique, le modèle éléments finis de la dent de la courroie est généré en procédant à l'importation du modèle géométrique (solide) de la structure modélisée sous SolidWorks. On définit les propriétés des matériaux, les contraintes (déplacements imposés), les chargements nécessaires et le type de maillage. Ainsi, le maillage global du système est généré par des éléments tétraédriques quadratiques 3D de tailles 41.634 mm. Le système est discrétisé en 24384 éléments liés à 35595 nœuds.

4.3 Résultats

Les fig. 5 et 6 montrent les résultats de simulation de la dent des deux courroies menées dans cette étude.

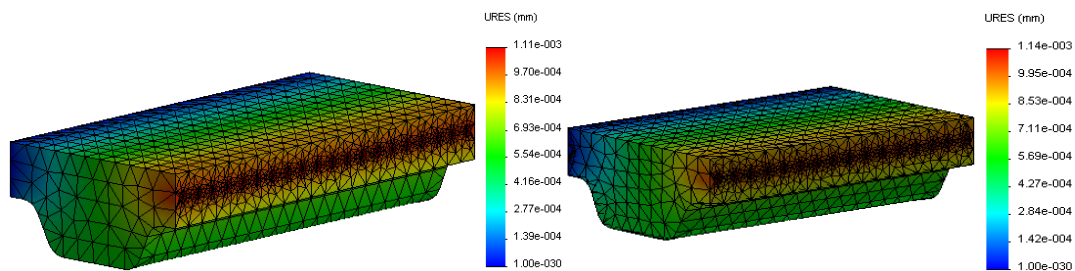


Fig.5- Les déplacements de la dent d'une courroie AT10 pour un effort de traction de 100 N
«- a- largeur 20 mm, - b- largeur 16 mm ».

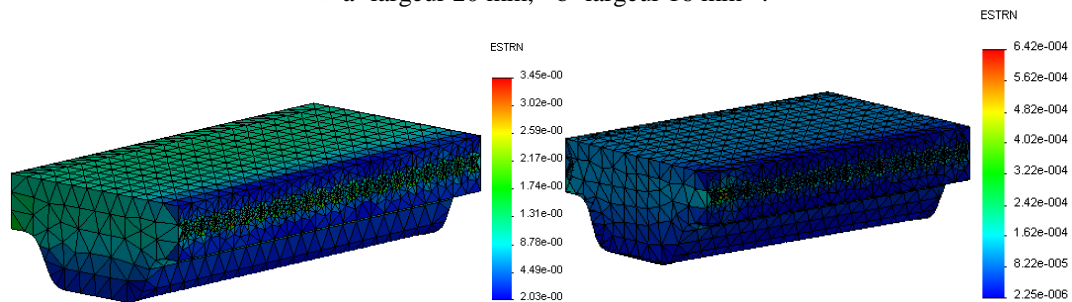


Fig.6- Les déformations de la dent d'une courroie AT10 pour un effort de traction de 100 N
«- a- largeur 20 mm, - b- largeur 16 mm ».

On constate que les allongements et les déformations des 30 pas des deux de courroies AT10 augmentent linéairement lorsque l'effort de traction augmente voir fig. 7.

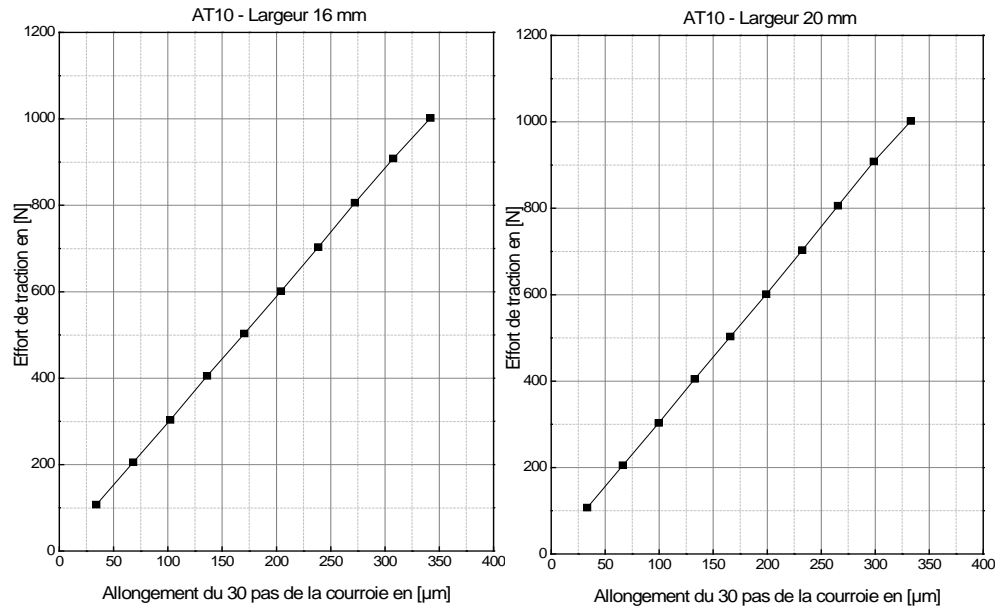


Fig.7- Simulation de la variation de l'allongement en fonction de l'effort de traction.

On observe que les deux courbes vérifient la courbe de traction pour les deux courroies AT10 (de largeur 16 et 20 mm), l'allongement d'un brin de 30 pas augmente avec l'augmentation de l'effort de traction. On remarque aussi que lorsque la charge augmente, la rigidité augmente et ceci est dû à l'allongement des câbles de la courroie. La courroie de largeur 20 mm est plus rigide que la courroie de 16 mm.

Tab.4 – Rigidité mesurée et simulée de l'âme des deux courroies AT10

Rigidité courroie de largeur 16 mm [10^7 .N/m]		Rigidité courroie de largeur 20 mm [10^7 .N/m]	
Mesurée	Simulée	Mesurée	Simulée
8.71	8.79	9.37	9,03

On observe que la rigidité mesurée à un faible écart par rapport à la rigidité simulée pour les deux courroies AT10 (largeur 16 mm et largeur 20mm) voir Tab.4. Ceci est dû aux conditions expérimentales telles que les erreurs liées au chargement du vérin pneumatique et les erreurs des capteurs de mesure d'allongement.

5 Conclusion

Cette étude s'inscrit dans le cadre de la détermination statique des caractéristiques des courroies dentées (binder magnetic). Les études que nous avons menées (essais pour la détermination de la raideur longitudinale de la courroie et la raideur des dents) ont confirmé que la géométrie des courroies joue un rôle important dans leur comportement en service. En effet, la raideur longitudinale de la courroie augmente lorsque la largeur de celle-ci augmente. Par ailleurs, la rigidité des dents influe sur la répartition des charges sur la poulie.

REFERENCES

- [1] D. Play, C. Monternot, Dynamic behaviour simulation and load distribution for timing belt drives, 4thWorld Congress on Gearing and Power Transmission, Paris vol.2, 1999, pp.1303-1314.
- [2] J. M. Dance, D. Play, «Geometrical design parameters influence on timing belt load distribution», JSME, Hiroshima (1991) pp.357-362.
- [3] S. Merghache, A. Ghernaout, Influence of temperature on the performance toothed belts-binder magnetic. Eur. Sci. J. vol.9 N°33 (2013) pp.206-212.
- [4] S. Merghache, A. Serrail, Evaluation de la température sur une transmission par courroie dentée –binder magnetic. Recueil de mécanique vol.1 N°1 (2016) pp.27-33.
- [5] G. Gerbert, Load distribution in timing belt. J. mech. Des. (Transactions of the ASME) Vol.100 (1978) pp.208-215.
- [6] T. Childs, Tooth loading and life of automotive timing belts. Elsevier, Tribology Serie 18 (1991) pp.341-352.
- [7] T.H. Childs, Characterization of Synchronous Belt Properties. Plastics Rubber and Composites Processing and

Applications Vol.20 (1993) pp.25-33.

- [8] K. Dalgamo, Synchronous Belt Properties; durability and performance, PHD thesis, University of Bradford, 1991.
- [9] A. W.Wallin, Selecting Synchronous Belts for Precise Positioning, Power Transmission Design, 1989.
- [10] J.M. Dancé, Comportement Statique et Cinématique des Transmissions par Courroies Synchrones, thèse de doctorat N° 92 ISAL 0082, INSA, Lyon, 1992.
- [11] M. Atouf, Etude du Comportement Mécanique des Dentures Courroies Synchrones : Application aux Courroies de type H.T.D, thèse de doctorat N° 92 ISAL 0063, INSA, Lyon, 1992.
- [12] C. Debbabi, Contribution à l'étude dynamique des Courroies de transmission soumises aux irrégularités cycliques de vitesse des moteurs, thèse de doctorat, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 1990.
- [13] Play. D, Merghache. S, Manin. L, Determination of Timing belts Performances For Industrial Applications, JSME, International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT 2001), Fukuoka (Japon), 2001, pp.779-784.
- [14] R. Ginestou, Apprenez à utiliser SolidWorks, Dassault Systèmes - SolidWorks Corporation 300 Baker Avenue Concord, Massachusetts, USA.
- [15] M. Eltaief, A. Chouchene, Cours sur Solidworks, Institut Supérieur Des Études Technologique De Sousse, 2012.