

# Conception d'un système de récupération d'énergie cinétique (KERS) appliqué à une Lotus Elise

Ir V. KELNER  
Ing. F. BEAUJOT  
Ir P. DETRE  
GRAMME – Liège

*Ce travail traite de la conception d'un système de récupération d'énergie cinétique (KERS) et décrit les composants qui sont nécessaires ainsi que leur dimensionnement.*

*Le KERS, qui sera installé sur une Lotus Elise, est destiné à fournir aux roues avant du véhicule un surplus de puissance mécanique pour un court laps de temps. Le système étudié ici contient un stock de super capacités qui alimente directement un moteur électrique. Celui-ci actionne les roues avant par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse angulaire, d'un différentiel ainsi que des cardans.*

*Mots-clefs : KERS, moteur électrique, différentiel, engrenage conique, carter, super-capacités, roulements, cotation fonctionnelle, cardans.*

*This work deals with the design of a kinetic energy recovery system (KERS) and describes which components are required as well as their sizing.*

*The KERS, which will be installed on a Lotus Elise, is intended to supply the front wheels of the vehicle with a surplus of mechanical power for a short amount of time. The system studied here is made of a stock of high capacity cells which supply current directly to an electrical motor. This engine drives the front wheels of the Lotus after going through an angular speed reducer, an open differential as well as shaft drives.*

*Keywords : KERS, electrical engine, differential, conical gear, housing, super-capacities, rolling, functional dimensioning, shaft drives.*

## 1. Introduction

Depuis toujours, la compétition automobile stimule le développement de nouveaux systèmes technologiques en vue d'améliorer l'efficacité des véhicules. Ces améliorations visent généralement à minimiser la consommation de carburant et à maximiser la puissance développée.

Cet article présente un système de récupération d'énergie cinétique au freinage. Il s'agit en effet de récupérer l'énergie qui, en temps normal, est dissipée sous forme de chaleur par les plaquettes et les disques de frein, la stocker et la réutiliser par la suite sous forme de puissance mécanique.

## 2. Principe de fonctionnement du système KERS

De plus en plus utilisé dans le domaine de la course automobile, ce système permet au pilote, lorsqu'il presse un bouton, de bénéficier d'un « boost » lors d'un dépassement ou à la sortie d'un virage. Son fonctionnement peut être découpé en deux séquences :

- Lors de la phase de freinage, les roues entraînent un moteur DC (fonctionnement générateur) qui emmagasine l'énergie mécanique sous forme d'énergie électrique dans des batteries.
- Lors de la phase d'accélération, l'énergie électrique accumulée dans les batteries est transmise au moteur DC (fonctionnement moteur) qui libère de la puissance mécanique aux roues et ainsi fournit au véhicule une puissance supérieure pendant un certain temps.

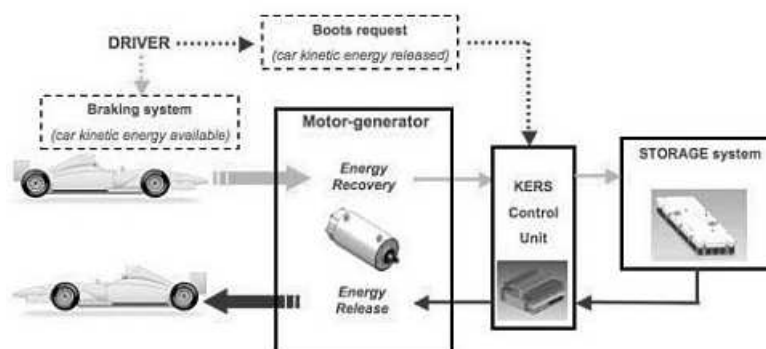


Figure 1: Schématisation du système KERS

La gestion de ces deux phases est assurée par une unité de contrôle. La transmission mécanique est réalisée au moyen d'un différentiel directement connecté à un réducteur de vitesse. Enfin, couplés à ce différentiel, deux cardans desservent les roues.

La composition du KERS sera la suivante :

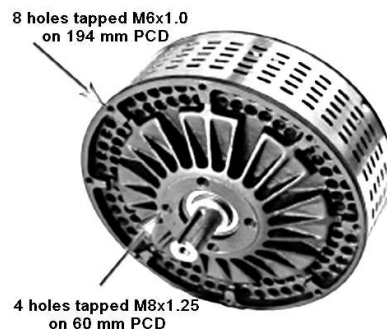
- un moteur DC,
- un réducteur de vitesse,
- un différentiel,
- un carter,
- deux cardans,
- un contrôleur,
- une unité de super capas.

### 3. Le moteur

#### 3.1 Type de moteur

C'est un moteur DC (AGNI MOTORS) fournissant une puissance de 30 kW.

La machine à courant continu a comme particularité de pouvoir fonctionner aussi bien en moteur qu'en générateur (ce qui est nécessaire dans notre application).



*Figure 2 : AGNI 95-R*

Lorsqu'elle fonctionne en moteur, la machine est alimentée en continu et son principe de fonctionnement repose sur la loi de Laplace :

$$F = B \cdot I \cdot L$$

où B = valeur du champ magnétique [Tesla]  
 I = valeur du courant électrique [Ampère]  
 L = longueur du fil électrique [Mètre]

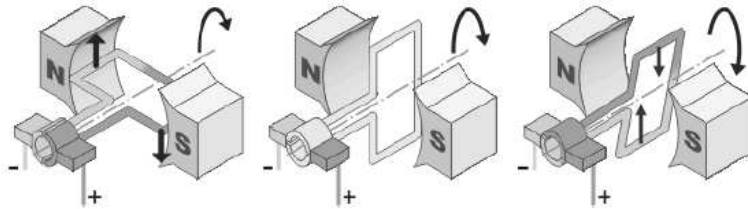


Figure 3 : Force de Laplace

En fonctionnement génératrice, la machine n'est plus alimentée en tension, mais est entraînée mécaniquement. Dans notre application, ce fonctionnement est nécessaire pour recharger les super capacités.

### 3.2 Caractéristiques du moteur

Le modèle choisi est l'AGNI 95-R

Model	rpm/V	max. V	A cont. @48V	cont. Output power @48V	max rpm	cont. Output power @78V	max. power for 5 sec
95-R	71	84	220	9,5 kW	6000	16 kW @78V	30 kW

Tableau 1: Caractéristiques constructeur

Le moteur est alimenté en 400A/105V (déjà testé sur les Yamaha E6 du Campus), ce qui implique une puissance de 42 kW (contrairement à ce qu'annonce le constructeur).

Etant donné que le moteur fonctionnera en surcharge, il sera soumis à une augmentation de température plus importante qu'en fonctionnant comme le constructeur le précise. Nous prévoyons donc un système de refroidissement. Une partie du flux d'air servant au refroidissement du radiateur sera dévié directement sur le porte balais du moteur (partie chauffant le plus).

En s'aidant des courbes du constructeur, nous avons pu estimer les valeurs suivantes :

- la vitesse de rotation du moteur, alimenté en 400A/105V, avoisine les 7200 tr/min ;
- contrairement au calcul théorique, la puissance se situe aux alentours des 39 kW ;
- le couple est constant et proche de 53 Nm.

Ces valeurs sont déterminantes pour le dimensionnement des différents éléments du système.

## 4. Le réducteur de vitesse

### 4.1 Type du réducteur

Afin de minimiser le poids et l'encombrement global du système, le choix s'est porté sur un engrenage conique.

Ce type d'engrenage permet de :

- transmettre un couple avec un renvoi d'angle allant jusque  $90^\circ$  ;
- transmettre une force axiale (contrairement à un engrenage à cylindres parallèles) ;
- générer moins de bruit à haute vitesse (grâce à sa denture spirale) ;
- répartir l'effort sur plusieurs dents, diminuant ainsi la pression de contact et augmentant donc la durée de vie de l'engrenage.



*Figure 4 : Différentiel automobile muni de sa couronne d'engrenage*

## 4.2 Caractéristique du réducteur

N'ayant pas prévu de système d'embrayage, les roues sont sans cesse connectées au moteur. La Lotus pouvant atteindre 250 km/h et le moteur 7200 tr/min, le rapport de réduction peut se calculer aisément :

Vitesse max voiture	260 km/h
rayon des roues	0.2897 m
	2380.640042 rpm
Vitesse max moteur	7200 rpm
<b>u</b>	<b>3.024396748</b>

Tableau 2 : Rapport de réduction

## 4.3 Dimensionnement du réducteur

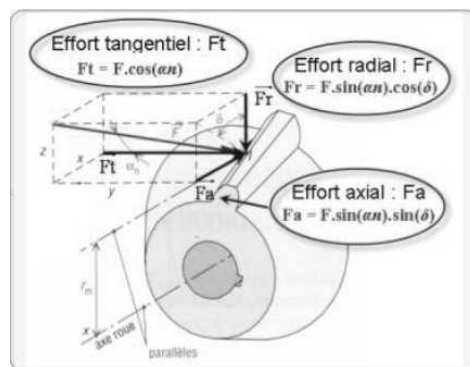


Figure 5 : Schéma rendu libre engrenage conique

Schématisée à la figure 5, la représentation des forces exercées sur le réducteur permet de vérifier la résistance de la denture de l'engrenage conique à la pression de contact et à la flexion suivant la norme AGMA.

Le coefficient de sécurité du pignon ainsi que celui de la roue sont supérieurs à 1,1. En outre, les valeurs respectives de ces coefficients ne sont pas trop élevées. Par conséquent, les organes ne sont pas surdimensionnés. Ce dernier point constitue un atout dans la mesure où notre système se doit d'être le plus compact possible.

## 5. Le différentiel

### 5.1 Définition

Le différentiel est une pièce indispensable dans un véhicule à quatre roues. Il a pour fonction de distribuer le couple sur deux arbres de façon adaptative, immédiate et automatique.

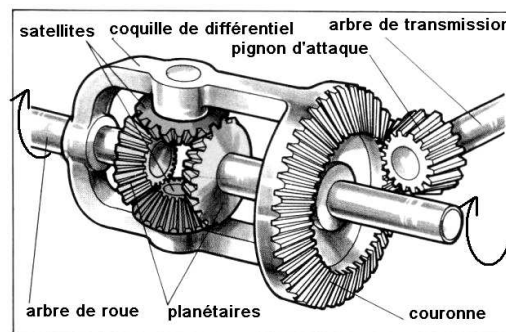


Figure 6 : Différentiel ouvert [9]

Son but est de répartir le couple afin d'offrir à la voiture un maximum d'adhérence à la route.

Le principal avantage du différentiel réside dans le fait qu'il rend indépendantes les deux roues d'un véhicule lorsque celles-ci tournent à des vitesses différentes, empêchant ainsi des efforts de torsion supplémentaires dans les arbres et les cardans.

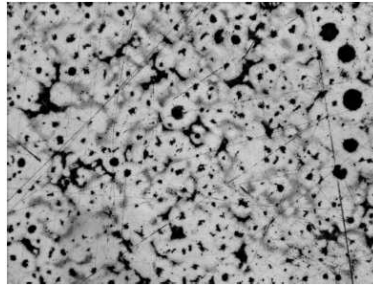
Son inconvénient majeur réside dans le transfert du couple à la roue qui tourne déjà la plus vite. Ainsi, sur du verglas, la roue qui patine aura tendance à patiner d'avantage. Ce problème peut néanmoins être résolu à l'aide du différentiel Torsen. Cependant, étant donné que notre application est réservée à la course automobile, ce problème est minime.

### 5.2 Matière du différentiel

Le différentiel avait été acheté sur Internet. Par conséquent, nous ne connaissions pas la totalité des caractéristiques.

Dans un premier temps, nous avons réalisé une analyse métallographique dont les résultats sont illustrés à la figure 7.

Fonte grise malléable  
 Fonte eutectoïde  
 Matrice perlitique



*Figure 7 : Observation au microscope optique 10x après attaque chimique*

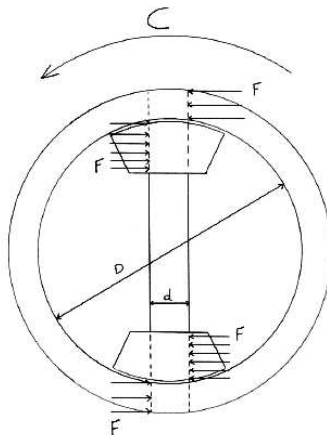
Par la suite, un essai de dureté Vickers a été effectué, et la valeur de 206 HV a été retenue.

Sur base de ces deux analyses, les propriétés mécaniques et la structure de la fonte du différentiel ont été déterminées :

FGS 600-3 ( $R_m=600\text{N/mm}^2$  et  $R_e=370\text{N/mm}^2$ )

### 5.3 Dimensionnement du différentiel

Lorsqu'un couple est appliqué au différentiel, ce dernier le transmet aux planétaires via un axe. Une vérification en cisaillement a donc été réalisée pour cet axe.



*Figure 8 : Schéma rendu libre de l'axe des planétaires*



Sur base du critère de Von Mises, et en connaissant la limite élastique du matériau, nous obtenons :

$$\sigma < \text{Re} : 82,8 \frac{N}{\text{mm}^2} < 370 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$FS = \frac{\text{Re}}{\sigma} = \frac{370}{82,8} = 4,46$$

Le deuxième endroit critique se situe au niveau de la denture des planétaires. Nous avons donc également vérifié celle-ci à la flexion.

Toujours à l'aide du critère de Von Mises (nous sommes dans ce cas-ci en statique, contrairement au réducteur de vitesse), nous obtenons :

$$\sigma = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{99^2 + 3 * 38,5^2} = 119,4 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$FS = \frac{370}{119,4} = 3$$

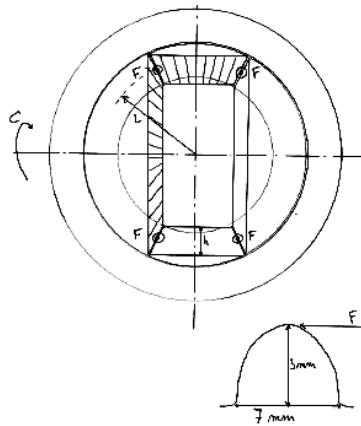
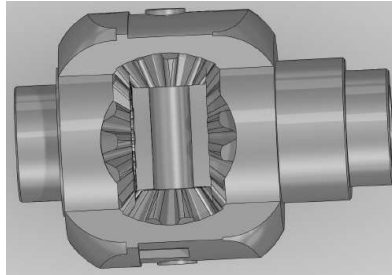


Figure 9 : Schéma rendu libre des planétaires

Après s'être assuré que le différentiel résisterait au couple appliqué, une légère modification de ce différentiel a été réalisée en vue de son intégration dans le carter (fig. 10). Un usinage a été prévu à cet effet.

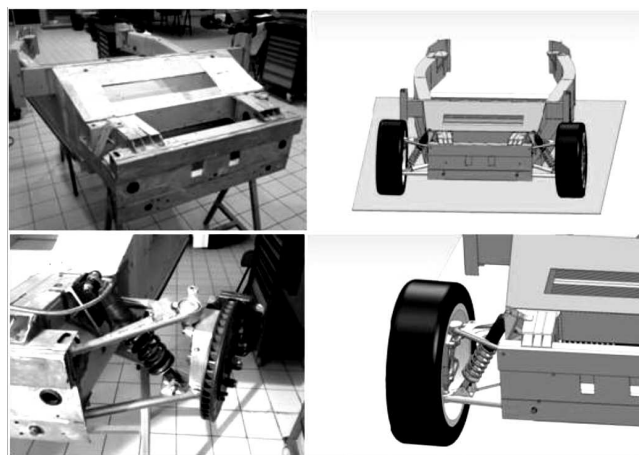


*Figure 10 : Différentiel modifié*

Après s'être assuré que le différentiel résisterait à notre couple, nous avons dû le modifier pour l'intégrer au carter. De l'usinage a été prévu à cet effet.

## **6. Modélisation du châssis**

La première phase du projet a été de modéliser le châssis de la Lotus grâce au logiciel Solidworks. Cette partie est très importante car, grâce au modèle 3D, nous avons pu analyser la place disponible pour notre système et imaginer une configuration optimale de celui-ci dans le châssis.



*Figure 11 : Modélisation du châssis*

## 7. Design et modélisation du carter

L'ensemble des composants dimensionnés précédemment (y compris les roulements, joints d'étanchéité, circlips, clavettes, également dimensionnés mais non repris dans cet article) doivent être assemblés dans le carter. L'objectif est non seulement d'élaborer un système le plus compact possible mais aussi de concevoir un carter qui épouse au mieux les formes de tous les éléments (fig. 12).



*Figure 12 : Demi carter assemblé*

Pour dimensionner ce carter, nous avons considéré deux points importants :

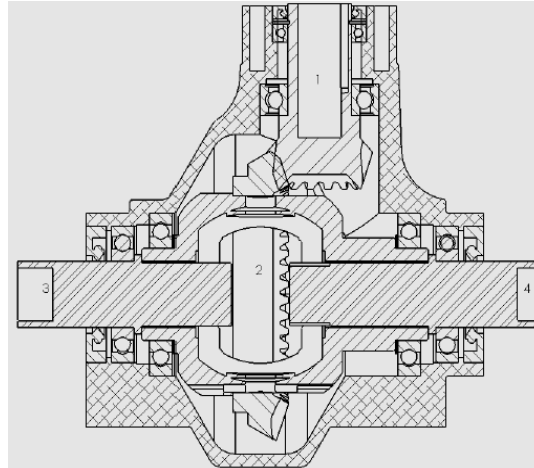
- La cotation fonctionnelle.

Il s'agit de déterminer tous les jeux existant entre chaque élément. Pour ce faire, nous avons dû réaliser des chaînes de cotes pour tous les cas de figure envisageables.

Le but est de s'assurer que les tolérances des pièces (imposées par les constructeurs ou fixées par nos soins) soient compatibles avec un montage et une réalisation pratique.

L'autre nécessité est de garantir le bon fonctionnement de l'engrenage en minimisant le jeu entre le pignon et la roue.

Un facteur que l'on a également pris en compte est la température. En effet, celle-ci augmente (jusqu'à environ 60°C) lors du fonctionnement à cause des frottements et de l'échauffement du moteur électrique. Les pièces vont donc se dilater et les jeux vont être modifiés.



*Figure 13 : Coupe carter*

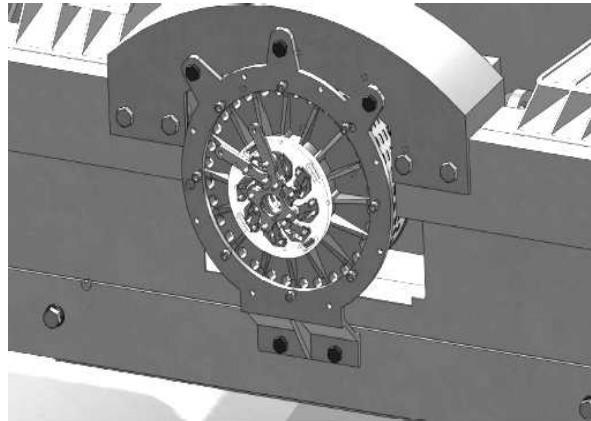
- Contraintes dans le carter

Lors du montage, les différents éléments - notamment les roulements - vont engendrer des efforts de serrage dans le carter. Les contraintes générées par ces efforts de pression sur les parois du carter ont été modélisées à l'aide du logiciel Solidworks. On observe que la contrainte maximale se situe au niveau des bossage de visserie. Cette contrainte maximale est de 227 MPa, et est donc bien inférieure à la limite élastique de l'alliage d'aluminium qui vaut 290 MPa.

## 8. Modification du châssis

Bien que le système ait été conçu de manière à minimiser l'encombrement, le manque de place fut inévitable. C'est pourquoi le châssis a été modifié (fig.14).

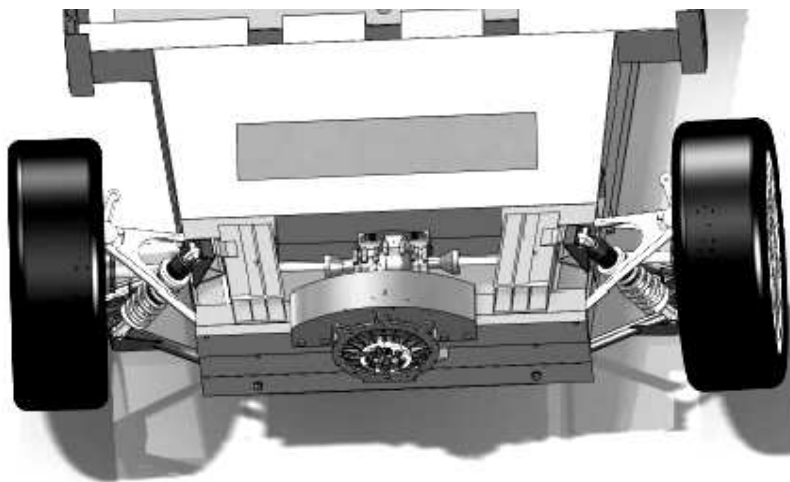
Le KERS se trouvant à l'avant du véhicule, nous avons dû sectionner le châssis. Afin de garantir la rigidité de celui-ci, nous l'avons renforcé avec une poutre arquée.



*Figure 14 : Modification du châssis*

## **9. Insertion du KERS dans le châssis**

La figure 15 illustre l'assemblage final du système KERS dans le châssis du véhicule.



*Figure 15 : Assemblage final du système KERS*

## 10. Unité de stockage de l'énergie

L'unité de stockage choisie sera un stock de super capacités. Un super condensateur est un condensateur particulier permettant d'obtenir une densité de puissance et une densité d'énergie intermédiaire entre les batteries et les condensateurs électrolytiques classiques.



*Figure 16 : Super capas Maxwell*

Les principales caractéristiques d'une super capa sont les suivantes :

- la tension maximale par élément est actuellement d'environ 2,7V (record détenu par Maxwell)
- la résistance interne est très faible, ce qui autorise une charge et une décharge avec de fort courants

Par conséquent, le temps de charge peut être de l'ordre de quelques secondes

Une comparaison entre la capacité de puissance et la capacité d'énergie pour différents types de batteries est donné à la figure 17.

On peut remarquer que les super capas offrent une bien meilleure capacité de puissance que tout autre type de batterie au détriment de leur capacité d'énergie. Ce qui signifie qu'elles peuvent libérer plus d'intensité mais ce dans un court laps de temps (quelques secondes).

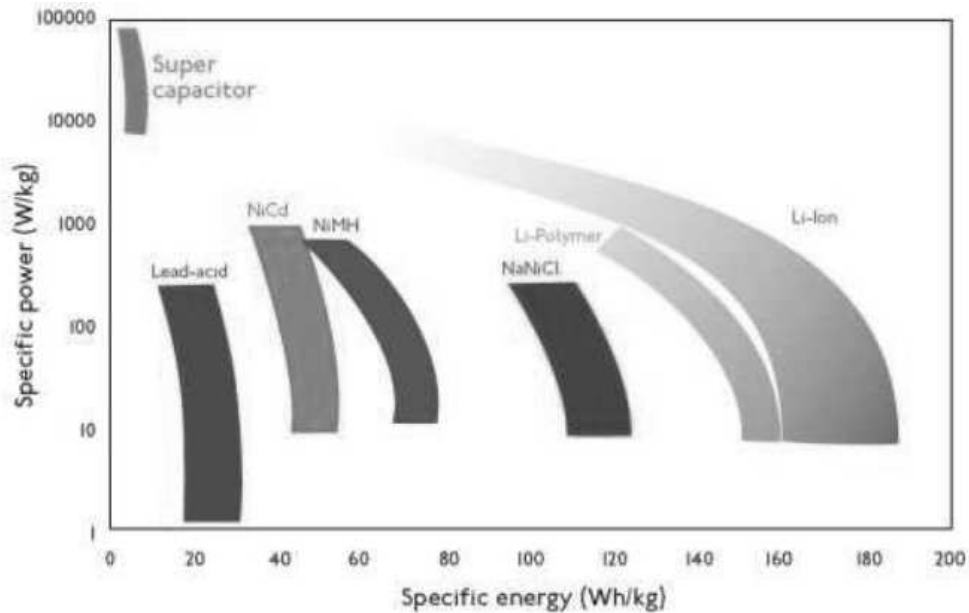


Figure 17 : Capacité de puissance en fonction de la capacité d'énergie

## 11. Conclusion

La conception, le dimensionnement ainsi que la modélisation du système ont été menés à bien, en respectant le cahier des charges.

Une pré-étude (non mentionnée dans cet article) a également été réalisée pour le choix des super capacités et des cardans. Il faudra bien évidemment effectuer une étude supplémentaire pour mener à bien la conception des cardans.

La suite logique de ce projet sera la réalisation du système. Une série de tests sera effectuée en temps réel afin de vérifier que le modèle théorique reflète correctement la réalité. Dans le cas contraire, les modifications nécessaires seront apportées.

## 12. Sources

- [1] AGNI MOTORS (page consultée le 26 février 2011). *Performances*  
Adresse URL :  
[http://www.agnimotors.com/home/index.php?option=com\\_content&task=view&id=5&Itemid=60](http://www.agnimotors.com/home/index.php?option=com_content&task=view&id=5&Itemid=60)
- [2] BARLIER C. & BOURGEOIS R., *Mémotech : conception et dessin*  
Paris, Edition Casteilla, 1998, pp. 320, pp. 322.
- [3] BOZET J., *Dimensionnement des éléments de machines*  
Belgique, ULg, Faculté des sciences appliquées, Notes de cours, 2010.
- [4] CAMPUS AUTOMOBILE SPA FRANCORCHAMPS (page consultée le 10 février 2011), *Présentation*  
Adresse URL :  
<http://www.formation-campus-automobile.be/presentation/>
- [5] CAPA DIFFUSION (page consultée le 30 mars 2011), *Differential gear*  
Adresse URL :  
[http://www.capadif.com/product.php?id\\_product=477](http://www.capadif.com/product.php?id_product=477)
- [6] CHEVALIER A. , *Guide du dessinateur industriel*  
Italie, Hachette Technique, 2004.
- [7] CLAUSE R. , *Etude d'un système de récupération d'énergie pour une voiture destinée à la compétition : conception de la transmission mécanique*  
Belgique, Haute Ecole de la Province de Liège, Mémoire de fin d'études, 2010.
- [8] DROUIN G. *et al.* , *Eléments de machines*  
Montréal, Ecole Polytechnique, 1986.
- [9] GRANDE ENCYCLOPEDIE LAROUSSE, (page consultée le 29 février 2012)  
Adresse URL :  
<http://www.larousse.fr/archives/grande-encyclopedie/page/4270>
- [10] GUERIN M. , *Conception d'un système de récupération d'énergie au freinage sur un véhicule de compétition automobile*  
Belgique, Haute Ecole Paul-Henri Spaak, Mémoire de fin d'études, 2009.



- [11] IBN, *Dessin techniques : cotation et tolérancement des éléments coniques, in Norme Belge*  
Septembre 1994, pp. 51-56.
- [12] MARECHAL D. , *Laboratoire d'étude des matériaux : Métallographie – Traitements thermiques*  
Liège, Institut Gramme, 2008-2009, Chapitre 4, pp. 1-27.
- [13] SKF (page consultée le 12 avril 2011), *Roulements et ensembles roulements*  
Adresse URL :  
[http://www.skf.com/portal/skf\\_fr/home/produits?contentId=778995&lang=fr](http://www.skf.com/portal/skf_fr/home/produits?contentId=778995&lang=fr)
- [14] TECHNOCALCUL. CELEONET (page consultée le 15 mars 2011),  
*Mémento de visserie*  
Adresse URL :  
[http://www.technocalcul.celeonet.fr/FR/pression\\_adm\\_materiaux.html](http://www.technocalcul.celeonet.fr/FR/pression_adm_materiaux.html)