

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**  
**Université Mouloud MAMMERRI, Tizi-Ouzou**



**Faculté de Génie Electrique et d'Informatique**  
**Département d'Automatique**

## **Mémoire de Fin d'Etudes**

En vue de l'obtention du diplôme

*De Master en Automatique*

# *Thème*

**Stratégie de Récupération d'Énergie au Freinage sur  
Véhicules Electriques et Hybrides**

Proposé par : Mr CHARIF M

présenté par :

Dirigé par : Mr BENSIDHOUM

ALILAT Mohamed

Soutenu le : 11/10/2011

*Promotion 2011*

## **Remerciements :**

Je tiens à exprimer ma gratitude à Mr BEN SIDHOUM, mon promoteur pour avoir accepté de diriger mon travail.

Je remercie Mr CHARIF, pour sa proposition de ce travail et aussi pour son aide et orientation.

Je tiens aussi à remercier tous les enseignants du département de l'automatique sans qui je ne serais pas là aujourd'hui, et plus particulièrement les membres du jury qui ont accepté d'examiner mon travail.

Je remercie tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin pour réaliser ce travail.

Je tiens à dire ma sympathie aux personnes avec lesquelles j'ai passé des moments formidables à la faculté ainsi qu'en dehors.

## **Dédicace :**

Je dédie ce mémoire à mes parents pour tout ce qu'ils ont fait pour moi et sans qui je n'en serais pas là aujourd'hui, à mes beaux parents, à toute ma famille à tous mes cousins et amis ...

---

# Sommaire

---

Introduction générale.....	1
<b>1. Généralités .....</b>	<b>2</b>
1) Les véhicules électriques.....	2
L'histoire de la voiture électrique.....	2
Marché et statistiques des véhicules électriques.....	7
Marché des véhicules électriques.....	7
Marché des stations de recharges.....	8
Statistique des consommations d'énergie prévues.....	9
2) Les véhicules hybrides.....	10
Principe de fonctionnement.....	10
Niveaux d'hybridation.....	11
Disposition mécanique.....	12
a) L'hybride série.....	12
b) L'hybride parallèle.....	14
c) L'hybride série/parallèle.....	15
Comparaison entre les trois modèles.....	16
Avantages .....	17
Inconvénients .....	17
Introduction et motivations.....	17
<b>2. Modèle du véhicule.....</b>	<b>18</b>
2.1 Introduction.....	18
2.2 Définition des repères et des angles.....	19
2.3 Dynamique du véhicule.....	20
2.3.1 Mouvement de translation.....	20
2.3.2 Mouvement de rotation.....	24
2.4 Le pneumatique.....	26
2.5 Modèle du pneumatique.....	31
2.6 Modèle de la chaîne cinématique et de transmission.....	35
2.7 Simplification du modèle.....	39

## Modélisation de la chaîne de transmission

Table des symboles et unités.....	41
<b>3. Synthèse de la loi de commande.....</b>	<b>46</b>
A) Action préventive.....	46
B) Action curative.....	47
C) Compensation active.....	48
Evaluation et simulation.....	48
<b>4. Conclusion générale.....</b>	<b>56</b>
<b>Bibliographie.....</b>	<b>57</b>

# *Introduction générale*

A l'heure actuelle, l'automobile constitue le moyen de transport le plus convoité, il offre plusieurs avantages : facilité de déplacements, le confort, disponibilité, temps de parcours, etc. Ce constat est justifié par le nombre de véhicules circulant quotidiennement et impliquant un trafic de plus en plus croissant. Malheureusement, l'énergie (carburant) reste l'un des plus grands problèmes dans ce domaine (en cout et en pollution). Ce qui a motivé les scientifiques à intensifier la recherche sur les voitures électriques et hybrides. Néanmoins, la moitié de l'énergie sur ces modèles se perd au freinage.

Ce travail expose l'élaboration d'une stratégie de freinage pour véhicule électrique ou hybride qui assure la récupération maximale d'énergie au freinage tout en minimisant les à-coups de la chaîne de transmission pour assurer le confort du conducteur. La loi de commande anti à-coups proposée est novatrice car, à la différence des phases d'accélération où l'on ne dispose que d'un seul actionneur pour produire du couple de traction, pendant les phases de freinage deux actionneurs permettent d'agir sur la chaîne de transmission : la machine électrique en mode générateur et les freins à friction. Cette stratégie permet d'assurer en permanence le couple de freinage demandé par le conducteur tout en maximisant l'énergie récupérée.

# 1. Généralités

## 1) Les véhicules électriques

### L'Histoire de la voiture électrique.

Le premier véhicule électrique a fait son apparition aux alentours de 1830 (1832-1839). La première personne à avoir inventé une voiture électrique est Robert Anderson, un homme d'affaires écossais. Il s'agissait plutôt d'une carriole électrique.

Vers 1835, l'américain Thomas Davenport construit une petite locomotive électrique. Vers 1838 l'écossais Robert Davidson arrive avec un modèle similaire qui peut rouler jusqu'à 6 km/h. Ces deux inventeurs n'utilisaient pas de batterie rechargeable.

En 1859, le français Gaston Planté invente la batterie rechargeable au plomb acide. Elle sera améliorée par Camille Faure en 1881.

En 1884, on voit sur cette photo Thomas Parker assis dans une voiture électrique, qui pourrait être la première au monde. La photographie a été rendue publique en avril 2009 par son petit fils Graham Parker.



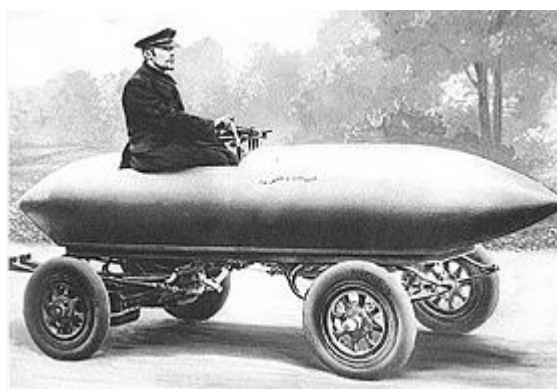
En 1891, l'américain William Morrison construit la première vraie voiture électrique (voir photo).



En 1896, la Riker électrique de Andrew Riker remporte une course automobile.

En 1897, on peut apercevoir les premiers taxis électriques dans les rues de New York.

En 1899 en Belgique, une société construit « La Jamais Contente » la première auto électrique à dépasser les 100 km/h (elle atteindra les 105 km/h). L'auto était pilotée par le belge Camille Jenatzy, et munie de pneus Michelin. Elle était en forme de torpille (photo ci-dessous).



Dès 1900, la voiture électrique connaît ses beaux jours. Plus du tiers des voitures en circulation sont électriques, le reste étant des autos à essence et à vapeur.

En 1902 la Phaeton de Wood pouvait rouler 29 kilomètres à une vitesse de 22.5 km/h et coutait 2000 dollars.



wood phaeton 1902

En 1912, la production des véhicules électriques est à son apogée. Mais l'introduction de la Ford Model T à essence en 1908 va commencer à se faire sentir.

Ci-dessous la Anderson Electric Car Company présente son modèle en 1918 à Détroit:



Dans les années 1920, certains facteurs mèneront au déclin de la voiture électrique. On peut citer leur faible autonomie, leur vitesse trop basse, leur manque de puissance, la disponibilité du pétrole, et leur prix deux fois plus élevé que les Ford à essence.

En 1966, le congrès américain recommande la construction de véhicules électriques pour réduire la pollution de l'air. L'opinion publique américaine y est largement favorable et avec l'augmentation du prix de l'essence en 1973 (premier

choc pétrolier: embargo de l'OPEP envers les Etats-Unis) le momentum est bien là. Pourtant rien ne décollera vraiment.

En 1972, Victor Wouk le parain du véhicule hybride construit la première voiture hybride, la Buick Skylark de General Motors (GM).

En 1974, la Vanguard-Sebring CitiCar, qui ressemble beaucoup à une voiturette électrique de Golf (voir photo), fait son apparition au Electric Vehicle Symposium de Washington, D.C. Elle peut rouler sur 64 kilomètres à une vitesse de 48 km/h. En 1975 la société est le sixième constructeur américain mais elle sera dissoute quelques années plus tard.



Vanguard-Sebring CitiCar 1974

En 1976, le Congrès américain adopte le Electric and Hybrid Vehicle Research, Development, and Demonstration Act. , qui a pour but de favoriser le développement des nouvelles technologies de batteries, moteurs et composants hybrides.

Dès 1988, le président de GM Roger Smith lance un fond de recherche pour développer une nouvelle voiture électrique qui deviendra la EV 1.

En 1990, l'Etat de la Californie vote le Zero Emission Vehicle (ZEV), un plan qui prévoit que 2% des véhicules devront avoir zéro émission polluante en 1998 (puis 10% d'entre eux pour 2003). Cette même année, le pdg de GM présente son concept à deux sièges l' »Impact » au Los Angeles Auto Show.

Entre 1996 et 1998 GM va produire 1117 EV1, dont 800 d'entre elles en location avec un contrat de 3 ans. Voir photo ci-dessous:



En 1997, Toyota lance la Prius, la première voiture hybride à être commercialisée en série. 18 000 exemplaires seront vendus au Japon la première année. (Photo ci-dessous)



De 1997 à 2000, de nombreux constructeurs lancent des modèles électriques hybrides: la Honda EV Plus, la G.M. EV1, le Ford Ranger pickup EV, Nissan Altra EV, Chevy S-10 EV et le Toyota RAV4 EV.

Cependant à partir de 2000 la voiture électrique va re-mourir à nouveau.

En 2002, G.M. et DaimlerChrysler poursuivent le California Air Resources Board (CARB) pour faire annuler la loi Zero Emission Vehicle (ZEV) de 1990. Le président américain George Bush se joint à eux.

En 2003 en France, Renault fait une tentative avec la sortie de sa voiture hybride Kangoo Elect'road mais abandonnera la production après environ 500 véhicules.

En 2003-2004, c'est la fin de l'EV1. GM va récupérer un par un tous les véhicules pour les détruire, et ce malgré plusieurs mouvements de protestation.

En 2006, Chris Paine sort un documentaire intitulé *Who Killed the Electric Car?* qui analyse la montée en puissance et la mort de la voiture électrique à la fin des années 90. Il s'attarde principalement à EV1 de GM.

En 2007, il y avait encore 100 000 véhicules électriques en circulation aux Etats-Unis.

En mars 2009, Vincent Bolloré annonce la sortie pour 2010 en location mensuelle à 330 euros de la Pininfarina Blue Car.

## **Marché et statistique des véhicules électriques en France**

### **- Marché des véhicules électriques**

Dans son plan d'action national du ministère de l'Écologie, de l'Énergie, du Développement durable, et de la Mer en faveur des énergies renouvelables de 2010, l'objectif est la mise en circulation de 450.000 véhicules électriques d'ici à 2015 et de 2 millions de véhicules électriques en 2020.

Ces prévisions semblent cohérentes avec l'étude publiée par l'IHS Global Insight2, dont les prévisions de vente s'établissent comme suit :

Année	2020	2030
<b>Véhicules électriques à batterie</b>	1 à 2%	11 à 30%
<b>Véhicules hybrides rechargeables</b>	2%	5 à 20%

Côté constructeurs, les prévisions sont plus optimistes. PSA Peugeot Citroën espère vendre 11.000 véhicules électriques en Europe d'ici la fin 2011 et 100.000 véhicules électriques d'ici à 2015. Pour l'autre grand constructeur français qu'est Renault, celui-ci estime que 2 millions de voitures électriques seront commercialisés en France en 2020 et qu'elles correspondront à 10% des ventes.

### **- Marché des véhicules utilitaires électriques**

Dans cet objectif de développement, les véhicules électriques utilitaires destinés aux entreprises représentent potentiellement le premier marché des véhicules électriques, d'autant plus qu'ils sont aujourd'hui exemptés de la TVS [1], et que les

entreprises et les collectivités disposent de budgets bien supérieurs à ceux des ménages.

Par ailleurs, la livraison de marchandises représente aujourd'hui en France de 9 à 15 % des déplacements en ville et près de 50 % du gazole brûlé en milieu urbain. Avec l'augmentation du prix du carburant, il devrait donc devenir de plus en plus rentable pour une entreprise de s'équiper en véhicule électrique.

Ainsi, ElecTruckCity (premier distributeur de véhicules utilitaires électriques en France et membre de l'AVERE) prévoit de multiplier par au moins 15 ses ventes entre 2010 et 2012 avec l'introduction sur le marché de 1.500 véhicules de 5,5 tonnes tout-électrique fabriqués par le leader du secteur, Modec.

### - **Le marché des stations de recharges**

Bien entendu, le développement du véhicule électrique n'est pas envisageable sans le développement des infrastructures de charge. Pour le ministère du Développement durable, dans le cadre de son plan de développement du véhicule électrique présenté le 1<sup>er</sup> octobre 2009, il est ainsi nécessaire de porter les infrastructures de charge aux quotas suivants :

#### ***Prévisions du nombre d'infrastructures de charge privées***

<b>Année</b>	<b>2015</b>	<b>2020</b>
<b>Nombre de structure de charge</b>	Non connu	4 millions

#### ***Prévisions du nombre d'infrastructures de charge publics***

<b>Année</b>	<b>2015</b>	<b>2020</b>
<b>Nombre de structure de charge</b>	60 000 à 75 000	400 000

## - Statistiques des consommations d'énergie prévues

S'il est encore difficile d'estimer la consommation d'énergie électrique à la vue de l'incertitude sur le nombre de véhicules vendus dans les prochaines années, en se basant sur les estimations du ministère du développement durable, on peut néanmoins évaluer la consommation annuelle d'électricité finale par les véhicules électriques à environ 1 TWh pour 2015 et 4 TWh pour 2020.

À titre indicatif, un réacteur de centrale nucléaire de 900 MW produit un peu plus 6 TWh par an. C'est donc la production d'énergie électrique qui risque d'être remise en cause par l'introduction du véhicule électrique.

### Le marché urbain comme point de départ du véhicule électrique

L'autonomie encore relativement faible du véhicule électrique (quelques 150km), malgré les nets progrès technologiques, impose l'utilisation de celui-ci pour de courts trajets. C'est donc tout naturellement l'usage urbain qui semble dans un premier temps propice au développement de ce véhicule.

Par ailleurs, la nécessité de disposer d'un réseau d'infrastructure de charge limite le développement en zone rurale du véhicule électrique. En effet, rentabiliser une infrastructure en ville est beaucoup plus facile de par la forte concentration d'usagers et donc potentiellement la forte utilisation des points de charge. Enfin, la ville est souvent un endroit bruyant et pollué. Le développement du véhicule devrait alors apporter une solution à la réduction des émissions polluantes et sonores afin de garantir un meilleur cadre de vie aux citoyens.

C'est aujourd'hui la direction que semble avoir pris la France avec un développement principalement urbain du véhicule électrique et des projets expérimentaux à Strasbourg ou encore sur l'île de la Réunion. Hors France, le développement du véhicule électrique a pris le même tournant avec un certain nombre de projets qui ont vu le jour en Allemagne à Berlin et à Munich, ou encore en Israël et aux États-Unis.

Avec l'introduction de bornes de recharge à domicile et dans les entreprises, le marché « lieu de travail - lieu de résidence », semble lui aussi très prometteur en termes de développement de la mobilité électrique.

Les véhicules électriques sont néanmoins adaptés aux zones rurales

La mobilité électrique est pourtant adaptée aux zones rurales pour un bon nombre d'usages :

- La moitié des 15 millions de maisons individuelles en France, sont équipées d'un garage soit autant de possibilité de recharge simple, à domicile.
- Aujourd'hui, nombre d'utilisateurs de véhicules thermiques résidant à la campagne, se voient obligés d'effectuer un détour, parfois de quelques dizaines de kilomètres pour aller faire le plein
- Les zones rurales sont généralement moins bien desservies en transports en commun
- Ce n'est pas parce qu'on habite hors d'une ville qu'on fait systématiquement plus de 100 km par jour (rappel : 87% des trajets font moins de 60 km)...

## **2) Les véhicules hybrides**

Une automobile hybride électrique est une automobile faisant appel à deux sources d'énergie distinctes pour se mouvoir, dont l'une est l'électricité.

On les désigne généralement simplement comme voiture hybride dans le cas de l'association d'un moteur thermique et d'un moteur électrique. Un véhicule hybride "électrochimique-électrique" utilise une pile à combustible pour produire le courant destiné au moteur électrique. Les hybrides font appel à un dispositif de stockage électrique réversible (supercondensateur ou batterie d'accumulateurs).

### **Principe de fonctionnement**

Le principe général de fonctionnement consiste à combiner un moteur électrique (souvent réversible en générateur) avec un moteur thermique pour propulser un véhicule.

Les différentes phases de fonctionnement :

- Lorsque le véhicule est immobile, les deux moteurs sont à l'arrêt.
- Au démarrage, c'est le moteur électrique qui assure la mise en mouvement de la voiture, jusqu'à une vitesse de l'ordre de 25 km/h.
- Lorsqu'une vitesse plus élevée est atteinte ou qu'une accélération forte est demandée, le moteur thermique prend le relais.
- En cas de très forte accélération, les deux moteurs fonctionnent simultanément, ce qui permet une accélération supérieure.
- En phase de décélération et de freinage, une part de l'énergie cinétique est transformée par le moteur/générateur en électricité pour recharger les batteries assurant ainsi le rôle de frein moteur et soulageant les freins mécaniques.

Étant donné les modes de fonctionnement possibles, la gestion de l'ensemble est en général confiée à l'électronique embarquée qui tient compte de l'état de charge de la batterie, de la température du moteur thermique et de celle du catalyseur, des besoins de chauffage ou de climatisation et de la pression sur les pédales d'accélérateur et de frein. Toutefois, la récupération d'énergie au freinage n'est pas disponible sur tous les véhicules hybrides.

### **Niveaux d'hybridation**

On classe les véhicules hybrides en fonction de l'importance de la partie électrique et de la façon dont elle est combinée avec le moteur thermique. La nomenclature varie selon les sources et les constructeurs ; la plus utilisée est d'origine américaine :

- Le '*Mild-Hybrid*' est le niveau d'hybridation minimal. Sauf à l'arrêt, le moteur thermique tourne en permanence. Le moteur électrique récupère l'énergie du freinage (le moteur électrique fonctionne alors en générateur et fournit un couple résistant s'ajoutant au frein moteur). L'énergie récupérée est stockée dans des batteries ou des super-condensateurs et fournit un appoint de puissance pour aider les reprises. Ce système est appelé *Urban Hybrid* chez PSA (concept-car *C5-airscape*), c'est un Stop&Start aux fonctionnalités élargies. Des technologies comparables existent chez BMW ou encore Ford. Un système analogue, le "SREC" est utilisé en Formule 1.

- Le *Full Hybrid* est la formule la plus répandue. La voiture peut être entraînée par chaque moteur séparément ou par les deux moteurs ensemble. Une gestion de la transmission complexe permet toutes les combinaisons. Le pourcentage d'utilisation du moteur électrique dépend de la capacité de la batterie, dont la charge est effectuée en roulant par le moteur thermique et par l'énergie récupérée au freinage.
- Le *Plug-in Hybrid* ou véhicule hybride rechargeable est un véhicule hybride qui peut se recharger sur le réseau électrique, ce qui permet de l'utiliser en mode tout électrique pour les petits trajets. La configuration peut être série ou parallèle. Ainsi les Chevrolet Volt et Opel Ampera, premières utilisatrices de ce système, permettraient à leurs utilisateurs de rouler jusqu'à 60 km par jour sans utiliser d'essence, en rechargeant les batteries la nuit. Le moteur thermique est mis en route lorsque les batteries sont épuisées ou au-delà d'une certaine vitesse, allouant jusqu'à 600 km d'autonomie au total sur les Volt et Ampera.

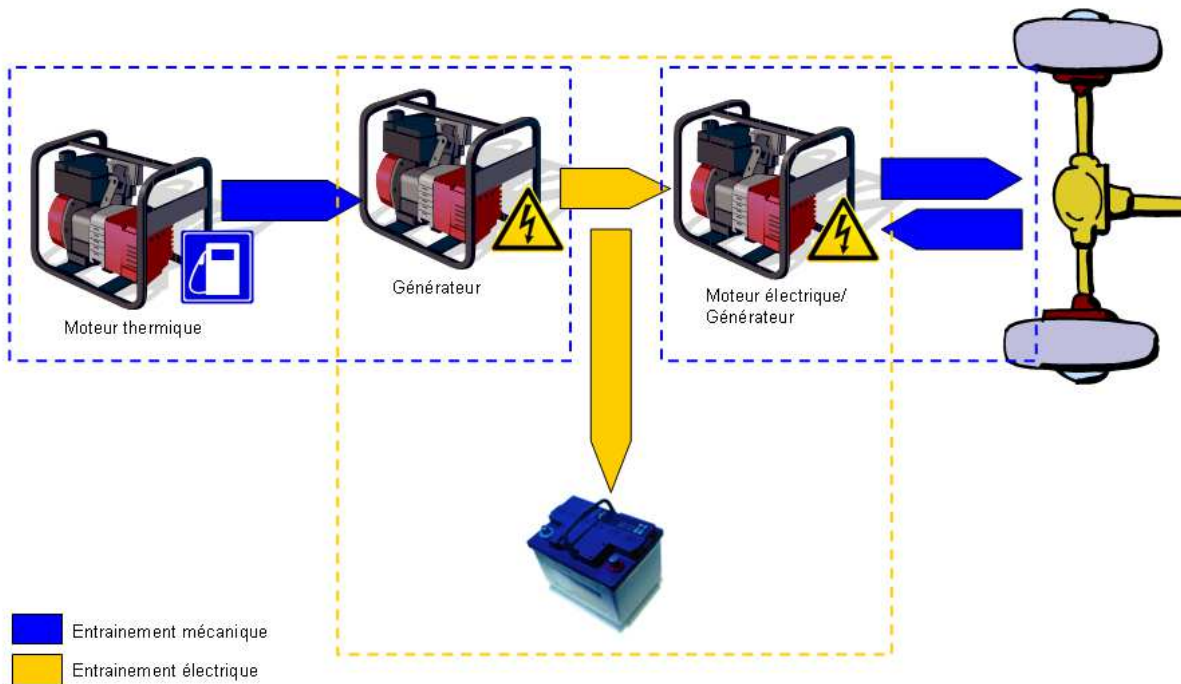
### **Disposition mécanique**

Par rapport aux véhicules conventionnels, les véhicules hybrides consomment moins de carburant et émettent donc moins de polluants. Les architectures de véhicules hybrides sont différenciées par l'agencement de leurs différents sous-systèmes et font intervenir le rapport entre la puissance du moteur thermique et la puissance de la machine électrique. Les deux principales familles sont l'hybride série et l'hybride parallèle, cette dernière étant plus utilisée pour les véhicules à utilisation générale. Il existe aussi une autre famille nommée l'hybride série/parallèle.

#### **a) L'hybride série**

Dans un véhicule hybride série, la transmission du couple nécessaire à son avancement est de nature purement électromécanique. La figure 1.a montre l'architecture de base d'un véhicule de ce type. Il est essentiellement constitué d'un groupe électrogène (moteur thermique couplé à un générateur électrique), d'une

batterie et d'une machine électrique.



**Figure 1.a : Architecture de base d'un véhicule hybride série**

En général, le moteur thermique fonctionne autour d'un point de fonctionnement optimal en termes de rendement énergétique. Sa vitesse est peu variable et le générateur délivre alors une puissance relativement constante. Suivant les conditions de roulage, la machine électrique peut fonctionner en moteur pour faire avancer le véhicule, en générateur, voire être à l'arrêt. La batterie, considérée comme source d'énergie secondaire, échange alors une puissance variable caractérisée par des pics fournis pendant les phases d'accélération et acceptés pendant les phases de freinage.

Avec un hybride série, le mode tout électrique et le mode tout thermique peuvent être envisagés. Dans ce cas, la batterie et le moteur thermique doivent être dimensionnés pour le régime nominal ce qui induit des coûts élevés et une mauvaise optimisation de la consommation. Par ailleurs, le rapport entre la puissance moyenne fournie par le moteur thermique et les pics de puissance échangés avec la batterie est déterminé par les caractéristiques du véhicule et par son profil de mission. L'hybride série présente donc l'avantage d'une conception système qui peut être optimisée pour aboutir à une consommation et à des émissions minimales sur un profil de mission particulier. Mais pour un véhicule à

utilisation générale, son inconvénient réside dans la nécessité d'un surdimensionnement du système et donc une mauvaise optimisation d'émission de polluants. Sur certains parcours, le rendement peut être inférieur à celui d'un moteur thermique connecté via une boîte de vitesses aux roues. Pour toutes ces raisons, l'hybride série est plutôt adapté aux profils de missions bien connus comme dans le cas des véhicules de livraison et des autobus utilisés en zone urbaine.

### ***b) L'hybride parallèle***

Dans un hybride parallèle, le couplage entre les différentes sources d'énergie est de nature mécanique. La propulsion est alors mixte ou hybride mécanique et électrique. La plupart du temps, le moteur à combustion interne constitue la source d'énergie primaire et il est assisté par le système de propulsion électrique. Selon le taux de puissance électrique installée, on distingue essentiellement trois architectures d'hybrides parallèles.

La première, illustrée par la figure 1.b, contient une chaîne de traction classique et une autre électrique qui sont couplées au niveau de la transmission. Si les dimensions des moteurs et la taille de la batterie le permettent, ce type de véhicule est capable de rouler selon les trois modes : hybride, électrique ou conventionnel. Le mode électrique est généralement utilisé en ville. Ceci évite une mauvaise utilisation du moteur à combustion interne dans sa courbe puissance-rendement. Dans un milieu rural et autoroutier, le moteur à combustion interne fonctionne près de son point optimal ce qui conduit à une consommation et une émission minimales.

Dans la deuxième configuration, illustrée par la figure 1.2.b, une machine électrique de puissance plus faible est montée au niveau des volants d'inerties du moteur à combustion interne ou elle peut être aussi couplée au niveau de la transmission. Elle entraîne le véhicule à faible vitesse en mode zéro émission, opère comme démarreur pour le moteur à combustion interne, et fournit un couple supplémentaire en cas de nécessité. Lors du fonctionnement en mode conventionnel et pendant les freinages, la machine électrique fonctionne en générateur pour charger la batterie. Ce type de véhicule ne permet pas le mode tout électrique.

Cependant, comme la puissance électrique demandée est plus faible, la taille de la batterie est réduite par rapport à la première configuration.

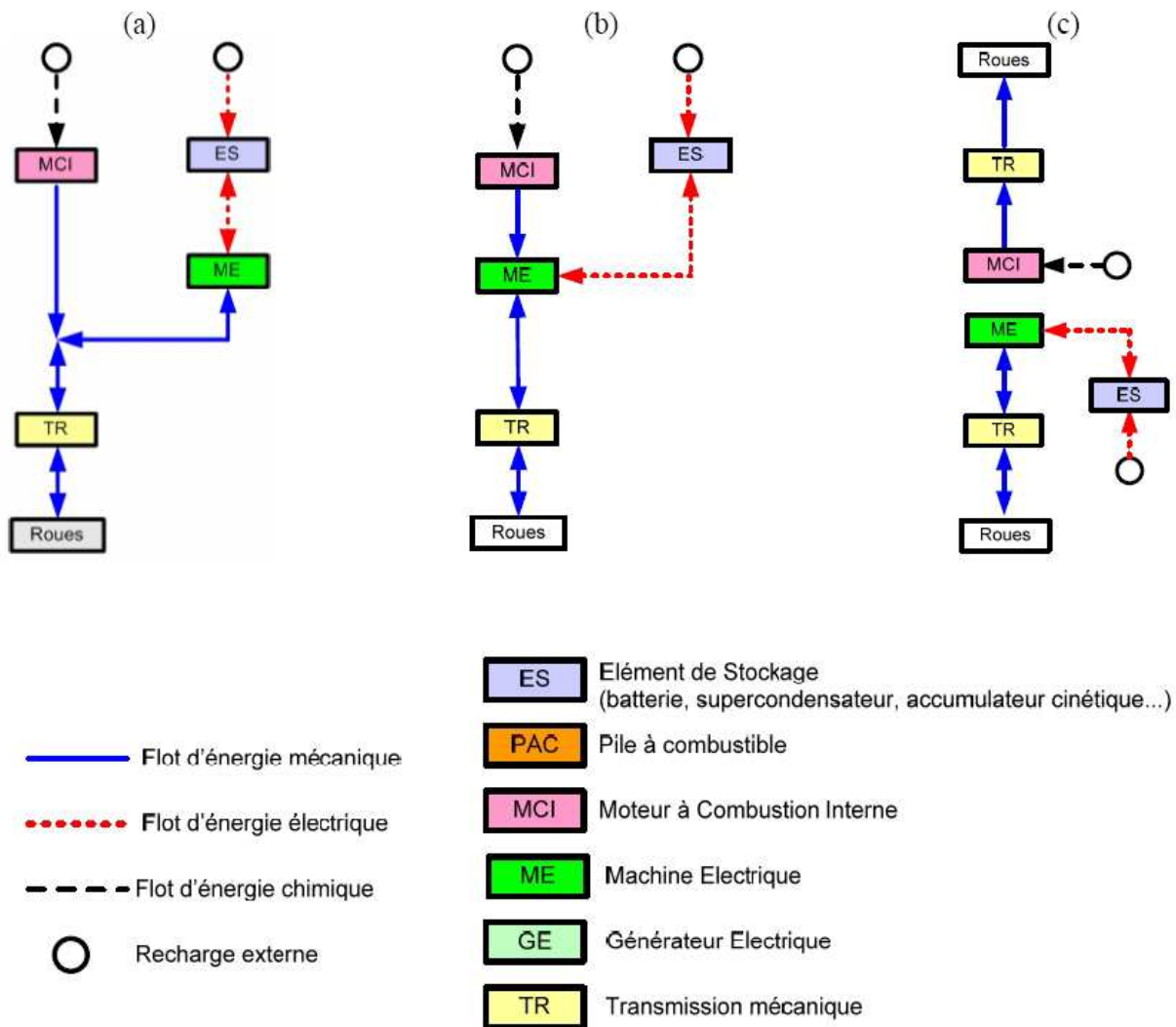


Figure 1.b : Architecture de base d'un véhicule hybride parallèle

Finalement, la figure 1.2.c montre une configuration qui utilise deux chaînes de propulsion séparées, une pour les roues avant et l'autre pour les roues arrière. Cette configuration permet d'optimiser l'énergie régénérative du freinage.

**c) L'hybride série/parallèle**

Comme le montre la figure 1.3, cette architecture est basée sur la combinaison d'une structure série et d'une structure parallèle, le but étant de maximiser les avantages des deux structures. Pour cela, on utilise deux moteurs et

un générateur. Selon les conditions de roulage, un seul moteur peut être utilisé. Cette architecture correspond au système THS “Toyota Hybrid System” [Toyo-w0]. Bien qu’il s’agisse de l’architecture la plus complexe, elle est la première à être commercialisée en masse sur le modèle Toyota Prius.

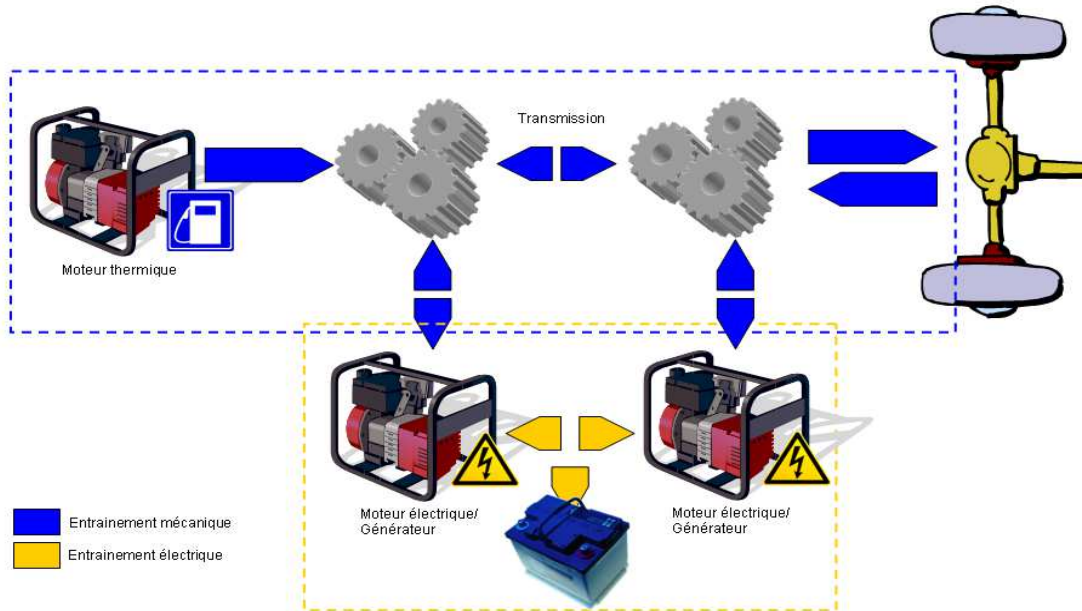


Figure 1.c : Architecture de base d’un véhicule hybride série/parallèle

Comparaison entre les modèles série, parallèle et série/parallèle (source Toyota)

	Economie de carburant				performances	
	Arrêt	Récupération de l’énergie	Gestion de l’énergie	Rendement total	Accélération	Régime permanent
Série	🔴	🔵	🔴	🔴	⚫	⚫
Parallèle	🔴	🔴	⚫	🔴	🔴	⚫
Série/parallèle	🔵	🔵	🔵	🔵	🔴	🔴

🔵 Excellent      🔴 Supérieur      ⚫ Défavorable

## **Avantages**

Ce type de motorisation diminue de 10 à 30 % la consommation des véhicules suivant l'utilisation (la conduite urbaine offrant les plus grands gains et la conduite autoroutière les plus faibles) et permet également de limiter les émissions polluantes proportionnelles à la consommation de carburant. La motorisation hybride est donc particulièrement intéressante pour les taxis et elle commence à être appliquée aux autobus et camions aux États-Unis, en Europe et au Japon.

Ne puisant son énergie que dans le carburant, au moins dans les réalisations actuelles, une motorisation hybride ne doit pas être comparée à une motorisation électrique ; il s'agit simplement d'une motorisation thermique optimisant l'usage de l'énergie.

## **Inconvénients**

Les accumulateurs électrochimiques de ces véhicules n'auraient pas une durée de vie aussi longue que le véhicule lui-même, il faudrait donc changer ceux-ci une ou plusieurs fois avant le recyclage total du véhicule, ce qui entraînerait un surcoût de maintenance et une obligation importante de recyclage pour le fabricant. Cependant, des marques proposant les systèmes hybrides garantissent spécifiquement le système hybride dont la batterie (8 ans ou 160 000 km pour la Prius en France, 8 ans et kilométrage illimité pour la Honda Civic IMA).

## **Introduction et motivation**

Lorsqu'un véhicule automobile se déplace sur la route, il existe de nombreuses sources de dissipation d'énergie. Par exemple, les accessoires (climatisation, feux, alimentation des calculateurs du véhicule, . . .) dissipent presque dix pour cent de l'énergie totale, les efforts de traînée aérodynamique dissipent de l'ordre de vingt cinq pour cent, la résistance au roulement de l'ordre de quinze pour cent et l'énergie dissipée dans les freins avoisine cinquante pour cent des pertes totales. Dans le but de maximiser l'autonomie des véhicules électriques ou hybrides, il serait dès lors très intéressant de récupérer le plus

possible des cinquante pour cent de pertes d'énergie dues au freinage du véhicule. Cependant, dans le cadre de l'utilisation d'une machine électrique sur un véhicule automobile dans le but de recharger la batterie lors des phases de décélération, le problème des à-coups de la chaîne de transmission, dus en particulier aux modes élastiques de l'axe de transmission, est critique. En effet, lors des phases de freinage (appui frein et/ou lever de pied de la pédale d'accélération), la machine électrique peut être utilisée pour réaliser un couple de freinage. Ce couple de freinage agit sur la chaîne de transmission en excitant les modes élastiques, en particulier les modes de torsion, provoquant des oscillations sur l'arbre moteur et sur les roues. Le phénomène est, de plus, mal amorti ce qui provoque des vibrations pendant une durée de quelques secondes, qui sont ressenties par le conducteur et tous les occupants du véhicule. En vue de limiter ces vibrations il est nécessaire de mettre en place une stratégie robuste de freinage qui assure la réalisation de la totalité de l'effort de freinage souhaitée par le conducteur dans les meilleurs délais, ainsi que le meilleur compromis entre : le confort du conducteur ou amortissement du mode de flexion de la chaîne de transmission et la maximisation de l'énergie récupérée.



## **2. Modèle du véhicule**

### **2.1. Introduction**

Le véhicule routier est un système mécanique complexe présentant des caractéristiques fortement non linéaires ; comprendre son comportement sur la route est devenu indispensable pour assurer son contrôle. Bénéficiant des outils déjà existants en automatique, la recherche dans le domaine de modélisation a connu une évolution importante qui lui a permis de développer plusieurs approches donnant une solution aux problèmes de la modélisation. En effet, le fait de pouvoir décrire et expliquer les divers phénomènes intervenant et interagissant dans la dynamique des véhicules routiers a un grand impact dans la pratique. L'objectif alors de la modélisation est de pouvoir évaluer et de contrôler au mieux possible le véhicule.

### **2.2. Définition des repères et des angles**

Cette section est consacrée à l'étude du comportement dynamique non linéaire du véhicule. Le mouvement du véhicule se décompose traditionnellement en deux types de mouvements, de translation et de rotation.

- Le mouvement en translation du centre de gravité (*CG*) du véhicule, possède trois degrés de liberté. Les différentes variables nécessaires à la description du mouvement sont :

$x$  : le déplacement longitudinal du centre de gravité (*CG*) du véhicule.

$y$  : le déplacement latéral du centre de gravité (*CG*) du véhicule

$z$  : le déplacement vertical du centre de gravité (*CG*) du véhicule

- Le mouvement en rotation du véhicule autour de son centre de gravité (CG), a lui aussi trois degrés de liberté, décrits par les variables suivantes :

$\psi$  : rotation de cap (lacet)

$\phi$  : rotation de roulis (ressentie dans un virage)

$\varphi$  : rotation de galop ou tangage (ressentie lors de l'accélération ou du freinage)

Avant de pouvoir modéliser le véhicule, il est nécessaire de définir les repères qui permettent une description complète et précise de ses mouvements.

Le premier repère, noté  $R_a (O_a, x_a, y_a, z_a)$  est le repère de référence galiléen, par rapport auquel on appliquera le principe fondamental de la dynamique.

Un repère intermédiaire, lié au véhicule, est noté  $R_v (O_v, x_v, y_v, z_v)$ . Son origine correspond à la projection du centre de gravité du véhicule sur la sol. On donne sur la figure 2.2 un aperçu général de ces deux repères.

Le mouvement du repère véhicule par rapport au repère absolu  $R_v=R_a$  est constitué de :

- la translation  $O_a O_v$

- la rotation d'angle  $\psi$  d'axe  $z_v$

On définit une matrice de passage du repère absolu  $R_a$  vers le repère véhicule  $R_v$  :

$$\begin{matrix} \rightarrow \\ \psi R_a \end{matrix} R_v = \begin{pmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

### 2.3. Dynamique du véhicule

Nous nous intéressons dans cette section aux différentes étapes permettant de calculer les positions, les vitesses, et les accélérations du véhicule en translation et en rotation. Les principes fondamentaux de la dynamique concernent, d'une part, l'équilibre des forces extérieures agissant sur le véhicule et d'autre part, l'équilibre des moments dynamiques du véhicule par rapport aux moments extérieurs. D'une manière générale, ils s'énoncent comme suit :

#### Principe de Newton

La somme des forces extérieures  $\vec{F}_{ext}$  appliquées à un corps solide en mouvement dans une direction donnée, est égale au produit de la masse  $m$  du corps isolé par son accélération  $\vec{\gamma}_a$

$$\sum \vec{F}_{ext} = m \vec{\gamma}_a \quad (2.1)$$

Deuxième principe

La somme des moments de torsion sur un axe donné est égale au produit du tenseur d'inertie  $I$  et de l'accélération de rotation  $\vec{\Omega}$  suivant cet axe.

$$\sum \vec{M}_o = I \frac{d}{dt} \vec{\Omega} \quad (2.2)$$

### Hypothèse 2.1

Pour des raisons de simplification, nous ne retiendront dans la suite que trois degrés de liberté dans le mouvement du véhicule. Pour cela, plusieurs hypothèses sont nécessaires :

1. La route est considérée plane sans pente ni côte, et sans dévers.
2. Le mouvement de translation se réduit à deux degrés de liberté : la translation longitudinale et la translation latérale, en revanche le mouvement vertical est négligé.
3. Le mouvement de rotation se résume à un seul degré de liberté qui correspond au mouvement du lacet. Les deux autres degrés de liberté : le roulis et le tangage ne sont pas pris en compte ( $\theta = 0$ ,  $\phi = 0$ ).
4. Le centre de gravité de véhicule est confondu avec l'origine de repère lié au véhicule  $R_v$ .

#### 2.3.1 Mouvements de translation

Nous développons dans cette sous section l'expression du deuxième membre de l'équation (2.1), qui nécessite l'expression de l'accélération du véhicule.

### 2.3.1.1 Calcul de l'accélération absolue $\vec{\gamma}_a$

En utilisant les lois de composition des vitesses, l'accélération absolue au centre d'inertie du véhicule, confondu avec l'origine du repère associé au véhicule s'écrit :

$$\vec{\gamma}_a(C_G)_{R_v} = \vec{\gamma}_r(C_G)_{R_v} + \vec{\gamma}_c(C_G)_{R_v} + \vec{\gamma}_e(C_G)_{R_v} \quad (2.3)$$

$$\text{où: } \left\{ \begin{array}{ll} \vec{\gamma}_r & \text{Accélération relative} \\ \vec{\gamma}_c = 2\vec{\omega}_{R_v/R_a} \wedge \vec{V}_r & \text{Accélération de coriolis} \\ \vec{\omega}_{R_v/R_a} & \text{Vitesse angulaire de } R_v/R_a \\ \vec{\gamma}_e & \text{Accélération d'entraînement} \\ \vec{V}_r & \text{Vitesse relative du centre de gravité } C_G \text{ du véhicule} \end{array} \right.$$

### 2.3.1.2 Détermination de la vitesse relative $\vec{V}_R$

La vitesse relative du point  $O_v$  dans le repère  $R_v$  est nulle. L'accélération relative est obtenue par dérivation de cette vitesse, elle donc nulle elle aussi.

Or :  $\vec{V}_r = \vec{0}$ , donc  $\vec{\gamma}_r = \vec{0}$

### 2.3.1.3 Détermination de l'accélération de Coriolis $\vec{\gamma}_c$

L'accélération de Coriolis s'obtient en effectuant le produit vectoriel de la vitesse de rotation  $\vec{\omega}$  par la vitesse relative du centre de gravité  $\vec{V}_r$ .

Puisque la vitesse relative est nulle, l'accélération de Coriolis l'est aussi :

$$\vec{\gamma}_c = 2\vec{\omega} \wedge \vec{V}_r = \vec{0} \quad (2.4)$$

#### 2.3.1.4 Déterminations de l'accélération d'entraînement $\vec{\gamma}_e$

L'accélération d'entraînement est calculée de la manière suivante :

Dans un premier temps, on dérive la vitesse d'entraînement, donnée par la relation

:

$$\vec{V}_e(C_G) = \vec{V}_a(O_v)_{R_v} \quad (2.5)$$

Où  $\vec{V}_a(O_v)_{R_v}$  est la vitesse du point  $O_v$  par rapport au repère absolu

Nous obtenons :

$$\begin{aligned} \vec{\gamma}_e(C_G)_{R_v} &= \frac{d}{dt} (\vec{V}_e(C_G)_{R_v}) \\ &= \frac{d}{dt} (\vec{V}_a(O_v)) \\ &= \vec{\gamma}_a(O_v)_{R_v} \end{aligned} \quad (2.6)$$

L'accélération  $\vec{\gamma}_a(O_v)_{R_v}$  s'obtient en dérivant  $\vec{V}_a(O_v)_{R_v}$  dans le repère intermédiaire mobile :

$$\begin{aligned}\vec{\gamma}_a(O_v)_{R_v} &= \frac{d}{dt}(\vec{V}_a(O_v)) + \vec{\omega} \wedge \vec{V}_a(O_v) \\ &= \begin{pmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ 0 \end{pmatrix}_{R_v} + \begin{pmatrix} -\dot{\psi}v_y \\ \dot{\psi}v_x \\ 0 \end{pmatrix}_{R_v}\end{aligned}\quad (2.7)$$

$$\vec{\gamma}_a(O_v)_{R_v} = \begin{pmatrix} \dot{v}_x - \dot{\psi}v_y \\ \dot{v}_y + \dot{\psi}v_x \\ 0 \end{pmatrix}_{R_v}\quad (2.8)$$

En remplaçant  $\vec{\gamma}_a$  dans l'équation (2.1), on obtiendra :

$$m \begin{pmatrix} \dot{v}_x - \dot{\psi}v_y \\ \dot{v}_y + \dot{\psi}v_x \\ 0 \end{pmatrix} = \sum \vec{F}_{ext}\quad (2.9)$$

### 2.3.2 mouvement de rotation

Pour traduire les mouvements de roulis et de tangage, on associe un repère lié à la caisse du véhicule, noté  $R_C(O_C, x_C, y_C, z_C)$ . Ce repère est obtenu par deux rotations successives (tangage et roulis), et comme par hypothèse nous avons négligé ces deux types de mouvements, le repère lié à la caisse se trouve donc confondu avec le repère lié au véhicule. Le calcul du moment dynamique est obtenu par dérivation du théorème de Koenig. Ce moment est exprimé dans le repère lié à la *caisse*  $R_C$ , défini comme suit :

$$\vec{K}(O_c)_{R_c} = \vec{K}(C_G)_{R_c} + \overrightarrow{OC_G} \wedge m\vec{\gamma}_a(C_G)_{R_c}$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} \vec{K}(O_c)_{R_c} & \text{le moment dynamique en } O_c \text{ dans le repère } R_c \\ \vec{K}(C_G)_{R_c} & \text{le moment dynamique du centre de gravité dans le repère } R_c \\ \vec{\gamma}_a(C_G)_{R_c} & \text{l'accélération du centre de gravité dans le repère } R_c \end{cases}$$

### Procédure de calcul

Nous commençons par la détermination du moment cinétique

$$\vec{\sigma}(C_G) = I\vec{\Omega}' \quad (2.10)$$

Où  $\vec{\Omega}'$  est la vitesse de rotation du repère caisse par rapport au repère absolu et  $I$  est la matrice des moments d'inertie du véhicule, elle prend la forme suivante :

$$I = \begin{pmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

### **Remarque 2.1**

$I_{xy}, I_{yz}, I_{xz}$  sont nuls du fait de la symétrie géométrique du véhicule

La vitesse de rotation du repère lié au véhicule  $\Omega'_{R_v} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix}_{R_v}$

Pour des raisons d'homogénéité  $\Omega'_{R_v}$  sera exprimée dans le repère caisse

$$\Omega'_{R_c} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix}_{R_c} \quad (2.12)$$

Le calcul du moment dynamique est obtenu en dérivant l'équation (2.10)

$$\begin{aligned} \vec{K}(C_G) &= \frac{d}{dt}(\vec{\sigma}(C_G)) = \frac{d}{dt}(\vec{\sigma}(C_G)) + \underbrace{(\vec{\omega} \wedge \vec{\sigma}(C_G))}_{= 0} \quad (2.13) \\ &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ I_z \ddot{\psi} \end{pmatrix}_{R_c} \end{aligned}$$

$$\vec{OC}_G \wedge m\vec{\gamma}_a(C_G)_{R_c} = 0 \quad (2.14)$$

## 2.4 Le pneumatique

Lorsque le véhicule est en mouvement, tous les efforts externes qui lui sont appliqués, excepté les Efforts aérodynamiques, sont générés à l'interface pneumatiques/ chaussée. Ces efforts se décomposent Sous la forme de forces longitudinales (de freinage ou d'accélération), de forces latérales (de

Guidage), ainsi qu'un couple d'auto alignement. Ces efforts déterminent le comportement routier Du véhicule. Leurs amplitudes dépendent de l'adhérence et des forces d'appuis verticales agissent Au niveau des deux trains et varient aussi au cours du temps sous l'effet des accélérations longitudinales

Ou latérales. On parle alors de report de masse.

Les forces latérales sont orthogonales à la direction de mouvement du pneumatique, elles prennent naissance lorsque la vitesse de la roue au point de contact présente un angle non nul avec son axe longitudinal. Cet angle est aussi appelé angle de dérive du pneumatique.

Les forces longitudinales sont dues à la présence d'un taux de glissement de la roue qui est lui-même dû à un écart entre la vitesse linéaire du point de contact et la vitesse d'avancement du véhicule. Chacune de ces forces induit à la fois des mouvements de translation dans le plan de la route mais aussi des moments de rotation.

### 2.4.1 Adhérence

L'adhérence du pneumatique dépend en premier lieu des caractéristiques du pneu (type, qualité, usure, pression de gonflage, température). Elle est généralement caractérisée par une variable  $\mu \in ]0; \simeq 1]$ . La signification physique de  $\mu$  dépend de sa valeur dans l'intervalle considéré. Lorsque  $\mu \rightarrow 1$ , l'adhérence est maximale et le contact pneu/sol est alors considéré comme excellent.

A l'opposé, lorsque  $\mu \rightarrow 0^+$ , la chaussée est supposée verglacée, ce qui se traduit par une adhérence quasi nulle. Les coefficients intermédiaires correspondent à des chaussées humides ( $\mu = 0,6$ ) et des chaussées très glissantes ( $\mu = 0,3$ ). Les valeurs intermédiaires font la transition entre les types de chaussées. Souvent l'adhérence agit comme un terme proportionnel dans l'expression de la force.

### 2.4.2 Comportement longitudinal

Dans les phases d'accélération ou de freinage, un couple moteur ou de freinage est appliqué au pneumatique, une force longitudinale se naît à la surface de contact. Le

comportement longitudinal Est caractérisé par la relation liant cette force longitudinale à la vitesse relative du pneumatique par rapport au sol, cette relation est définie comme étant la caractéristique d'adhérence longitudinale

du pneumatique sur le sol. La vitesse relative du pneumatique par rapport au sol définit un glissement longitudinal sans dimension, exprimé en pourcent.

Pour la roue  $i$ , on définit le taux de glissement longitudinal comme suit :

$$\begin{cases} \lambda_i = \frac{r_{roue_i} \omega_{roue_i}}{v_{x_i}} - 1 < 0 \text{ si } v_{x_i} > r_{roue_i} \omega_{roue_i} \Rightarrow \text{freinage} \\ \lambda_i = 1 - \frac{r_{roue_i} \omega_{roue_i}}{v_{x_i}} > 0 \text{ si } v_{x_i} > r_{roue_i} \omega_{roue_i} \Rightarrow \text{traction} \end{cases} \quad (2.17)$$

Où  $\omega_{roue_i}$  et  $r_{roue_i}$  sont respectivement la vitesse angulaire de la roue et son rayon effectif,  $v_{x_i}$  est la vitesse linéaire du centre de la roue.

### 2.4.3 Comportement transversal

Les forces transversales ou connues sous le nom de forces de guidage prennent naissance lorsqu'il y a présence simultanée d'un angle de dérive et d'une force d'appui verticale. Cet angle de dérive est défini dans ce cas comme l'angle à surface de contact pneu/sol entre l'axe longitudinal de la roue et le vecteur vitesse du point de contact.

#### Expression de l'angle de dérive des pneumatiques

L'angle de dérive des pneumatiques noté  $\alpha_i$  peut être calculé comme suit : D'après la figure (2.3) :

$$\alpha_i = \text{arc tan}\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (2.18)$$

Le vecteur vitesse du point  $M$  est calculé par :

$$\begin{aligned}\overrightarrow{V_M^v} &= \frac{d}{dt} (\overrightarrow{O_a M_l}) \\ &= \frac{d}{dt} (\overrightarrow{O_a O_v}) + \left( \frac{d}{dt} \overrightarrow{O_v M_l} \right)\end{aligned}$$

Les dérivées de vecteurs sont respectivement :

$$\frac{d}{dt} (\overrightarrow{O_a O_v}) = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{pmatrix}$$

**Remarque 2.2** Dans notre cas, on néglige la chasse du pneumatique ( $\eta_{t_i}=0$ ), on suppose aussi que les différents angles sont faibles. On utilise l'approximation du modèle bicyclette du fait de la symétrie, correspondant à  $S_{av} = 0$

$$\frac{d}{dt} (\overrightarrow{O_v O M_l}) = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\psi} l_f \\ 0 \end{pmatrix}_{R^v} \quad (2.19)$$

Exprimons maintenant le vecteur vitesse dans le repère lié à la roue :

$$(V_{M_i})_{R_r} = \theta_{v \rightarrow r} (V_{M_i})_{R_r}$$

Le passage du repère véhicule  $R_v$  au repère roue  $R_r$  est donné par la matrice de rotation  $\theta_{v \rightarrow r}$  :

$$\theta_{v \rightarrow r} = \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & \sin(\delta_i) & 0 \\ -\sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

**Remarque 2.3 :**  $\delta_i$  représente l'angle de braquage des roues, où l'indice  $i$  est employé pour la numérotation des roues  $i = 1 \dots, i = 4$

En multipliant (2.20) par (2.19), l'expression finale de la vitesse vaut :

$$\begin{pmatrix} v_x \cos(\delta_i) + (v_y + \psi_{l_f}) \sin(\delta_i) \\ -v_x \sin(\delta_i) + (v_y + \psi_{l_f}) \cos(\delta_i) \\ 0 \end{pmatrix}_{R^r}$$

A partir de l'équation (2.18), l'expression de l'angle de dérive du pneumatique est :

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left( \frac{v_x \cos(\delta_i) + (v_y + \psi_{l_f}) \sin(\delta_i)}{-v_x \sin(\delta_i) + (v_y + \psi_{l_f}) \cos(\delta_i)} \right) \quad (2.21)$$

## Angle de dérive des roues avant

Du fait de la symétrie du véhicule, l'angle de dérive de la roue droite est égal à l'angle de dérive de la roue avant gauche :

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \delta_i - \left( \frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x} \right) \quad (2.22)$$

## Angle de dérive des roues arrière

Nous considérons dans notre cas, que seules les roues avant sont directrices. De plus, pour le calcul des angles de dérive arrières, on remplace  $l_f$  par  $-l_r$

$$\alpha_3 = \alpha_4 = - \left( \frac{v_y - l_r \dot{\psi}}{v_x} \right) \quad (2.23)$$

## 2.5 Modèle du pneumatique

La modélisation des forces d'interaction entre la roue et le sol et des phénomènes de frottement en général, est le centre d'intérêt de nombreuses recherches. Il existe principalement deux types de modèles de pneumatique dans la littérature :

### 2.5.1 Les modèles dynamiques

On entend par cette appellation que l'interaction pneu/sol est décrite par des lois de la physique.

Ces modèles sont fondés sur une représentation simplifiée du comportement mécanique du pneumatique qui permet de calculer le torseur d'efforts (force

latérale, longitudinale et verticale) faisant intervenir les phénomènes d'hystérésis. Ces modèles prennent aussi en compte des phénomènes observés lors de changement de points de fonctionnement du pneumatique.

On peut en particulier se référer aux travaux très avancés présentés dans [CAN 01, QU 00].

## 2.5.2 Les modèles empiriques statiques

Les modèles dits empiriques sont les plus souvent utilisés dans les laboratoires de recherche et dans l'industrie de l'automobile. Dans ce type de modèle, le comportement du pneumatique est décrit par des fonctions algébriques, fonction des expressions analytiques des deux variables  $\lambda_i$  et  $\alpha_i$ , capables de reproduire les mesures effectuées sur ce pneumatique. De nombreux modèles existent, les deux principaux modèles sont dus à Pacejka et Dugoff, [PAC 79, BAK 89, GIM 90]

### 2.5.2.1 Modèle du Dugoff

Ce modèle repose sur la formulation analytique de la force latérale et longitudinale en fonction de taux glissement  $\lambda_i$  de l'angle de glissement  $\alpha_i$  de la force normale et des raideurs pneumatiques  $C_{x_i} \cdot C_{y_i}$ . Ce modèle permet de tenir compte de manière simple du couplage longitudinal et latéral.

Pour chaque pneumatique, on définit :

$$f_{x_i} = C_{x_i} \frac{\lambda}{1 - \lambda_i} f_i \quad (2.24a)$$

$$f_{y_i} = C_{y_i} \frac{\tan \alpha_i}{1 - \lambda_i} f_i \quad (2.24b)$$

Avec

$$f_i = \begin{cases} (2 - \sigma_i) & \text{si } \sigma_i < 1 \\ 1 & \text{si } \sigma_i \geq 1 \end{cases}$$

Et

$$\sigma_i = \frac{(1 - \lambda_i) \mu F_{ni}}{\sqrt{C_{xi}^2 \lambda_i^2 + C_{yi}^2 \tan^2 \alpha_i}}$$

Notons que dans le cas où le pneumatique ne sature pas ( $\sigma_i = 1$ ), les formules précédentes se simplifient et deviennent linéaires.

### 2.5.2.2 Modèle de Pacejka quasi-statique

La communauté scientifique utilise ce modèle connu sous le nom *formule magique*. C'est un modèle statique non linéaire, il tient compte de beaucoup de paramètres identifiés sur la base de mesures, et permet d'approcher au mieux le comportement longitudinal et latéral du pneumatique. On a décrit le modèle du pneumatique en calculant les forces longitudinales, latérales, le moment d'auto-alignement respectivement en fonction du glissement longitudinal et de l'angle de dérive des pneumatiques [PAC 02]. Le modèle, est alors donné par la formule générale :

$$y = (y_i(x)) = (D_i \sin(C_i \arctan(B_i x - E_i(B_i x)))) \quad (2.25)$$

$$Y(x_i) = y_i(x) + S_v$$

$$x = X + S_h$$

Avec  $y, Y, S_v \in \mathbb{R}^3, x, X, S_h \in \mathbb{R}^2$

$$Y(x_i) = \begin{pmatrix} \text{Force de traction } F_x \\ \text{Force latérale } F_y \\ \text{Moment d'auto-alignement} \end{pmatrix}, X = \begin{pmatrix} \text{Glissement latéral } \alpha \\ \text{Glissement longitudinal } \lambda \end{pmatrix}$$

$B_i$  : Vecteur de raideur de dérive

$C_i$  : facteur de forme

$D_i$  : Facteur de Pic

$S_v$  : Biais vertical

$E_i$  : Facteur de courbure

$S_h$  : Biais horizontal

Où ces coefficients dépendent des caractéristiques des pneumatiques, des conditions d'adhérences et des paramètres du véhicule.

### 2.5.3 Comportement découplé

Dans le cas de faible glissement, nous considérons que les forces latérales et les forces longitudinales appliquées au pneumatique sont découplées

#### Effort longitudinal à glissement longitudinal pur

Il s'agit de la force de réaction du sol sur le véhicule pendant le freinage ou la traction. Compte tenu de la formule (2.25), l'effort longitudinal pur en fonction du glissement longitudinal  $\lambda$  peut se mettre sous la forme suivante :

$$F_{xi}^t = D_{xi} \sin \left( C_{xi} \arctan(B_{xi}(1 - E_{xi})\lambda_i + E_{xi} \arctan(B_{xi}\lambda_i)) \right) \quad (2.26)$$

### Effort transversal à angle de dérive pur

Il s'agit de la réaction du sol sur le véhicule pendant le braquage des roues. L'effort latéral pur est fonction de l'angle de la dérive  $\alpha$ , et est défini par :

$$F_{yi}^t = D_{yi} \sin \left( C_{yi} \arctan(B_{yi}(1 - E_{yi})\alpha_i + E_{yi} \arctan(B_{yi}\alpha_i)) \right) \quad (2.27)$$

### Moment d'auto-alignement à angle de dérive pur

Le moment d'auto-alignement est généré par les pneumatiques, tend à ramener la roue dans son plan longitudinal. Sous l'hypothèse de découplage, ce couple  $M_z$  est fonction uniquement de l'angle de dérive.

$$M_z^t = D_{mi} \sin \left( C_{mi} \arctan(B_{mi}(1 - E_{mi})\alpha_i + E_{mi} \arctan(B_{mi}\alpha_i)) \right) \quad (2.28)$$

**Remarque 2.4** Les coefficients  $a_i, b_i, c_i$  peuvent être déterminés expérimentalement en connaissant la force normale  $F_{zi}^t$ .

### 2.5.4 Comportement couplé

Lorsque le pneumatique est sollicité simultanément selon son axe longitudinal et transversal il apparaît que ces efforts sont couplés, en d'autres termes qu'il existe une relation entre l'effort longitudinal et l'effort latéral. La relation liant la force

transversale à la force longitudinale est connue sous le nom des ellipses de frictions. Ces dernières ont pour rôle de mettre en évidence les caractéristiques limites de fonctionnement des pneumatiques. Le comportement couplé apparaît dans l'expression des forces latérale et longitudinale :

## 2.6 Modèle de la chaîne cinématique et de transmission

On présente sur la figure 2.6 les différents organes intervenant dans la dynamique longitudinale, ces sous-systèmes sont constitués du groupe moteur, de la chaîne cinématique, du système de freinage, du groupe embrayage ou convertisseur de couple, de la transmission, ainsi que des roues.

La transmission et la chaîne cinématique servent de lien entre la puissance générée (moteur et freinage) et le mécanisme de dissipation externe (forces de traction et forces latérales). Elles ont comme entrées le couple moteur et le couple de freinage et comme sortie, le glissement de la roue qui permet de générer les forces de traction.

### 2.6.1 Modélisation de la chaîne cinématique

Le mouvement de rotation de chaque roue peut être décrit par :

$$J_{roue_i} \dot{\omega}_{roue_i} = \epsilon_1 T_{essieu} - \epsilon_2 T_{fr_i} - r_{roue_i} F_{x_i}^r \quad (i = 1 \text{ à } 2) \quad (2.36a)$$

$$J_{roue_i} \dot{\omega}_{roue_i} = \epsilon_3 T_{fr_i} - r_{roue_i} F_{x_i}^r \quad (i = 3 \text{ à } 4) \quad (2.36b)$$

Où :

- $\omega_{roue_i}$  est la vitesse de rotation de la roue  $i$ ,  $r_{roue_i}$  est le rayon de la roue  $i$
- $T_{essieu}$  est le couple moteur appliqué sur l'essieu avant
- $T_{fr_i}$  est le couple de freinage appliqué sur la roue  $i$
- $\epsilon_1$  présente la distribution du couple sur l'essieu vis-à-vis du différentiel

## 2.6.2 Modélisation de la transmission

Le couple appliqué à l'essieu est obtenu à la sortie de la boîte de transmission, son équation est donnée par :

$$T_{essieu} = \frac{1}{R_{g_j} R_d} T_m \quad (2.37a)$$

$$\omega_m = \frac{1}{R_{g_j} R_d} \omega_{roue moy} \quad (2.37b)$$

Avec

- $R_{g_j}$  : la valeur du rapport de vitesse ( $j = 1$  à  $5$ )
- $R_d$  : le rapport du différentiel
- $\omega_m$  : la vitesse de rotation sur l'arbre du moteur

## 2.6.3 Modélisation du moteur

La version simplifiée d'un modèle du moteur thermique à essence peut être décrite par deux états, la masse d'air ( $m_a$ ) dans la chambre d'admission et le régime moteur ( $\omega_m$ ). Le modèle a comme entrée l'angle de papillon  $\alpha_p$ , et comme sortie  $T_m$ , le couple net généré par le moteur. La première équation traduit le mouvement de rotation du vilebrequin. Elle est régie par :

$$J_m \dot{\omega}_m = T_m - T_{ch} \quad (2.38)$$

Où,  $J_m$  est le moment d'inertie polaire du moteur,  $\dot{\omega}_m$  est l'accélération angulaire du vilebrequin,  $T_m$ ,  $T_{ch}$  sont le couple généré par le moteur et le couple de charge sur l'arbre de sortie.

La deuxième équation est :

$$\dot{m}_a = (\dot{m}_{a_e} - \dot{m}_{a_s}) \quad (2.39)$$

$\dot{m}_a$  est le débit massique d'air dans la chambre d'admission et  $\dot{m}_{a_e} - \dot{m}_{a_s}$  sont respectivement les débits massiques d'air entrant et sortant de la chambre d'admission.

Le débit massique  $\dot{m}_{a_e}$  s'écrit sous la forme suivante :

$$\dot{m}_{a_e} = MAX.TC(\alpha_p).PRI(m_a) \quad (2.40)$$

Où  $MAX$  représente le débit maximum au travers la valve d'admission,  $TC$  est la caractéristique normalisée du papillon et  $PRI$  est la fonction normalisée d'influence de la pression.

On présente sur les figures 2.8(b), 2.7(b), 2.7(c) et 2.7(d) l'allure des différentes variables intervenant dans la description du modèle du moteur. L'entrée de commande du moteur 2.8(b) est un créneau. En réponse à cette entrée, les figures 2.7(c) et 2.7(d), donnent le régime moteur et la pression dans la chambre d'admission. Ils correspondent à l'ordre de grandeur pour un angle de papillon variant entre 20 et 40. La sortie du moteur décrite par la réponse du couple moteur 2.7(d), la valeur du couple en régime permanent n'excède pas la valeur de  $150N.m$  ce qui est correct.

## 2.6.4 Expression des forces longitudinales et latérales

Les efforts verticaux ne sont pas considérés (les efforts de suspensions et d'amortisseurs sont négligés). A partir de cette hypothèse, les expressions des forces projetées sur les deux axes du repère véhicule  $R_v$  prennent la forme suivante :

Sur l'axe longitudinal  $x_v$  :

$$F_{long_i}^v = F_{x_i}^r \cos(\delta_i) - F_{y_i}^r \sin(\delta_i) \quad (2.41)$$

Sur l'axe latéral  $y_v$  :

$$F_{late_i}^v = F_{x_i}^r \sin(\delta_i) + F_{y_i}^r \cos(\delta_i) \quad (2.42)$$

**Remarque 2.6** *On considère les forces latérale et longitudinale sont découplées du fait d'un faible angle de braquage. Ceci implique  $\cos \delta \approx 1$  et  $\sin \delta \approx 0$*

En développant les deux équations ci-dessus, et en tenant compte de la remarque (2.6), on complète les équations par les efforts qui sont dus à la résistance de l'air et les forces de roulement.

Au final, ces efforts s'expriment ainsi :

$$\begin{pmatrix} F_{long_i}^v \\ F_{lat_i}^v \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{x_i}^r - F_{air_{long}} \\ F_{y_i}^r - F_{air_{lat}} \\ 0 \end{pmatrix}_{R_v} \quad (2.43)$$

$F_{air_{long}} = C_x v_x^2$  ,  $F_{air_{lat}} = C_y v_y^2$  sont respectivement les forces aérodynamiques.

## 2.7 Simplification du modèle

Afin d'exprimer les différentes dynamiques régissant le comportement du véhicule, nous avons besoin de quelques hypothèses, permettant de réduire encore la complexité du modèle.

### 2.7.1 Hypothèses simplificatrices

- 1) On considère aussi que seules les roues avant du véhicule sont directrices ce qui implique que :  $\delta_3 = \delta_4 = 0$ .
- 2) Le véhicule roule sans glissement (aucun glissement longitudinal au contact pneumatiques/chaussée,  $\lambda = 0$  ).
- 3) On utilise la symétrie du véhicule pour projeter sur l'axe longitudinal afin de réduire le modèle 4 roues en un modèle de type bicyclette

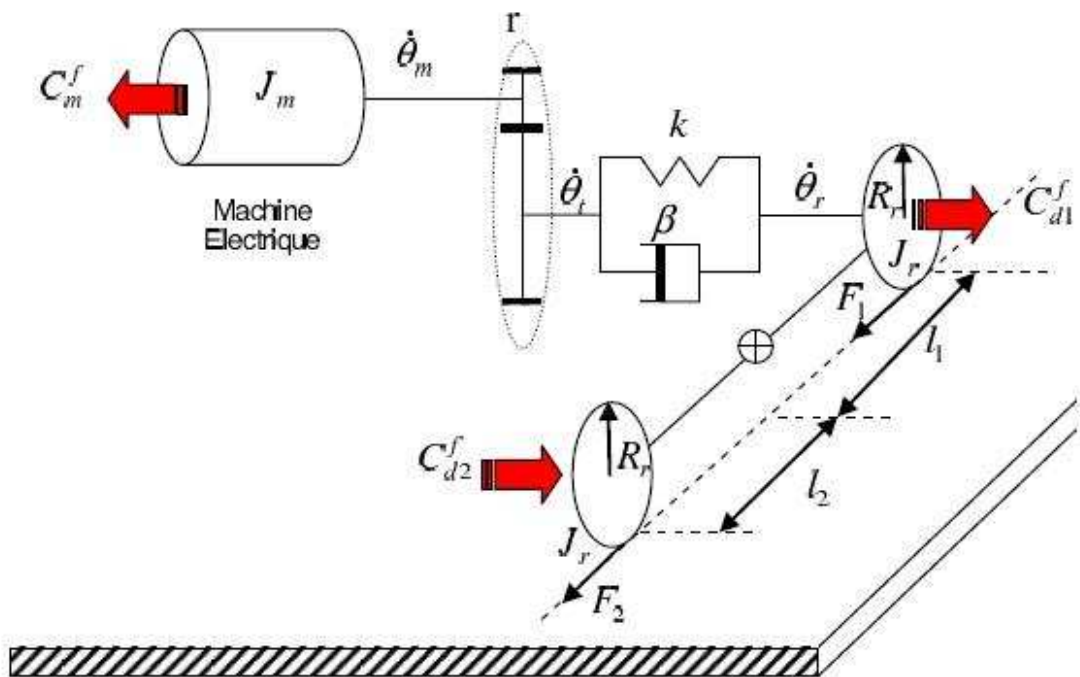
$$F_{yf}^r = F_{lat_1}^r + F_{lat_2}^r \quad (2.44)$$

$$F_{yr}^r = F_{lat_3}^r + F_{lat_4}^r \quad (2.45)$$

$$F_{lat}^r = F_{yf}^r + F_{yr}^r \quad (2.46)$$

### **Modélisation de la chaîne de transmission**

Le but de cette section est de construire un modèle pour la commande de la chaîne de transmission avec pour entrées : le couple de freinage demandé par la machine électrique et le couple de freinage demandé par les freins à friction ; et pour mesures : le régime moteur et le régime roue.



**Figure II.1 : schéma physique de la chaîne de transmission**

Le schéma de la figure II.1 représente le modèle physique retenu pour le système constitué par la chaîne de transmission et le véhicule. Le tableau 1 résume les variables utilisées ainsi que leurs unités.

**TABLEAU 1 : symboles et unités**

Symbole	Variables	Unité
$R$	Rapport de réduction	[.]
$R_r$	Rayon roue	m
$l_j$	Distance du centre de gravité à l'essieu j	m
$M$	Masse totale du véhicule	kg

$J_r$	Inertie roue	kg.m <sup>2</sup>
$J_m$	Inertie machine électrique	kg.m <sup>2</sup>
$K$	Raideur de la transmission	Nm/rad
$B$	Coefficient de frottement visqueux de la transmission	Nm/rad/s
$\dot{\theta}_m$	Régime moteur	Rad/s
$\dot{\theta}_r$	Régime roue	Rad/s
$\dot{\theta}_t$	Régime après réducteur	Rad/s
$\gamma_d$	Décélération du véhicule	m/s <sup>2</sup>
$F_j$	Effort contact sol-pneu j	N
$C_m^f$	Couple de freinage récupératif	Nm
$C_{dj}^f$	Couple de freinage non récupératif roue j	Nm
$J=1(2)$	Essieu avant (arrière)	

En appliquant le principe fondamental de la dynamique à l'arbre du moteur on obtient :

$$J_m \ddot{\theta}_m = -C_m^f + r \left( k(\theta_r - r\theta_m) + \beta (\dot{\theta}_r - r\dot{\theta}_m) \right) \quad (1)$$

Soit,

$$\ddot{\theta}_m = -\frac{C_m^f}{J_m} + \frac{rk}{J_m} \theta_r - \frac{r^2}{J_m} \theta_m + \frac{r\beta}{J_m} \dot{\theta}_r - \frac{r^2\beta}{J_m} \dot{\theta}_m \quad (2)$$

Le principe fondamental de la dynamique appliqué aux deux roues, on obtient :

$$\begin{cases} J_r R_{r1} = F_1 R_r - C_{d1}^f - (k(\theta_{r1} - r\theta_m) + \beta(\dot{\theta}_{r1} - r\dot{\theta}_m)) \\ J_r R_{r2} = F_2 R_r - C_{d2}^f \end{cases} \quad (3)$$

En utilisant les efforts de freinages  $F_1$  et  $F_2$  (d'après les équations 3) et la relation de la dynamique  $F_1 + F_2 = M\gamma_d$

Il vient :

$$M\gamma_d = \frac{C_{d1}^f}{R_r} + \frac{1}{R_r} \left( k(\theta_{r1} - r\theta_m) + \beta(\dot{\theta}_{r1} - r\dot{\theta}_m) \right) + 2 \frac{J_r}{R_r} \ddot{\theta}_{r1} + \frac{C_{d2}^f}{R_r} + \frac{J_r}{R_r} \ddot{\theta}_{r2} \quad (4)$$

Soit, en utilisant les hypothèses H3 et H5 :

$$-MR_r \ddot{\theta}_r = \frac{1}{R_r} \left( k(\theta_r - r\theta_m) + \beta(\dot{\theta}_r - r\dot{\theta}_m) \right) + 2 \frac{J_r}{R_r} \ddot{\theta}_r + \frac{C_{d1}^f}{R_r} + \frac{C_{d2}^f}{R_r} \quad (5)$$

Si on introduit  $J_{eq} = MR_r^2$  on obtient :

$$\ddot{\theta}_r = -\frac{C_{d1}^f}{J_{eq}} - \frac{C_{d2}^f}{J_{eq}} - \frac{k}{J_{eq}} \theta_r + \frac{rk}{J_{eq}} \theta_m - \frac{\beta}{J_{eq}} \dot{\theta}_r + \frac{r\beta}{J_{eq}} \dot{\theta}_m \quad (6)$$

Finalement on utilise H6 pour aboutir à :

$$\ddot{\theta}_r = -\frac{k}{J_{eq}}\theta_r + \frac{rk}{J_{eq}}\theta_m - \frac{\beta}{J_{eq}}\dot{\theta}_r + \frac{r\beta}{J_{eq}}\dot{\theta}_m - \frac{(1+\alpha)}{J_{eq}}C_{d1}^f \quad (7)$$

On obtient la représentation d'état :

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \dot{\theta}_m \\ \theta_r \\ \dot{\theta}_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{r^2k}{J_m} & -\frac{r^2\beta}{J_m} & \frac{rk}{J_m} & \frac{r\beta}{J_m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{rk}{J_{eq}} & \frac{r\beta}{J_{eq}} & -\frac{k}{J_{eq}} & -\frac{\beta}{J_{eq}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \dot{\theta}_m \\ \theta_r \\ \dot{\theta}_r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{1}{J_m} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{(1+\alpha)}{J_{eq}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_m^f \\ C_{d1}^f \end{pmatrix} \quad (8)$$

On considère pour la suite de l'étude les paramètres ci-dessous qui caractérisent le véhicule expérimenté par SAS Renault et SUPELEC :

$$\begin{cases} J_r = 1,5 \text{ kg.m}^2 \\ J_m = 0,034 \text{ kg.m}^2 \\ r = 1/9,336 \\ R_r = 0,3 \text{ m} \\ M = 1600 \text{ kg} \end{cases} \quad (9)$$

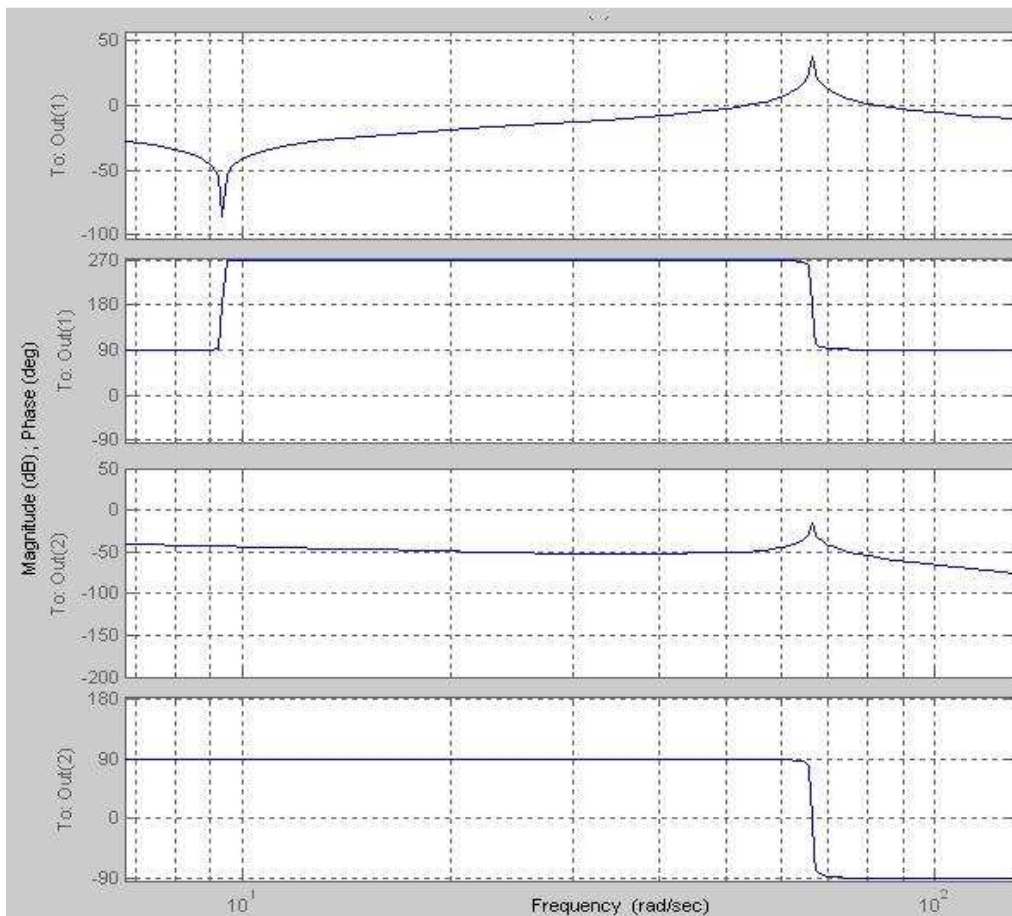
Les paramètres identifiés par ces données sont la raideur et l'amortissement de la chaîne de transmission et sont :

$$\begin{cases} k = 12,86 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad} \\ \beta = 1,17 \text{ Nm/rad/s} \end{cases} \quad (10)$$

Après calcul on obtient la représentation d'état suivante :

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \dot{\theta}_m \\ \theta_r \\ \dot{\theta}_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -4340 & -0,39 & 4,05 \cdot 10^4 & 3,69 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 9,37 & 0,000852 & -87,48 & -0,008 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \dot{\theta}_m \\ \theta_r \\ \dot{\theta}_r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ -29,41 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -0,0136 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_m^f \\ C_{d1}^f \end{pmatrix}$$

Dans la figure ci-dessous, on peut observer le diagramme de Bode entre le couple de freinage exercé par le moteur électrique et les régimes moteurs et roues.



**Figure II.2** : Réponse fréquentielle : commande couple machine électrique vers régime moteur



### 3. Synthèse de la loi de commande

La loi de commande présentée peut être décomposée en trois fonctions : Action préventive, action curative et compensation active. (voir figure ci-dessous)

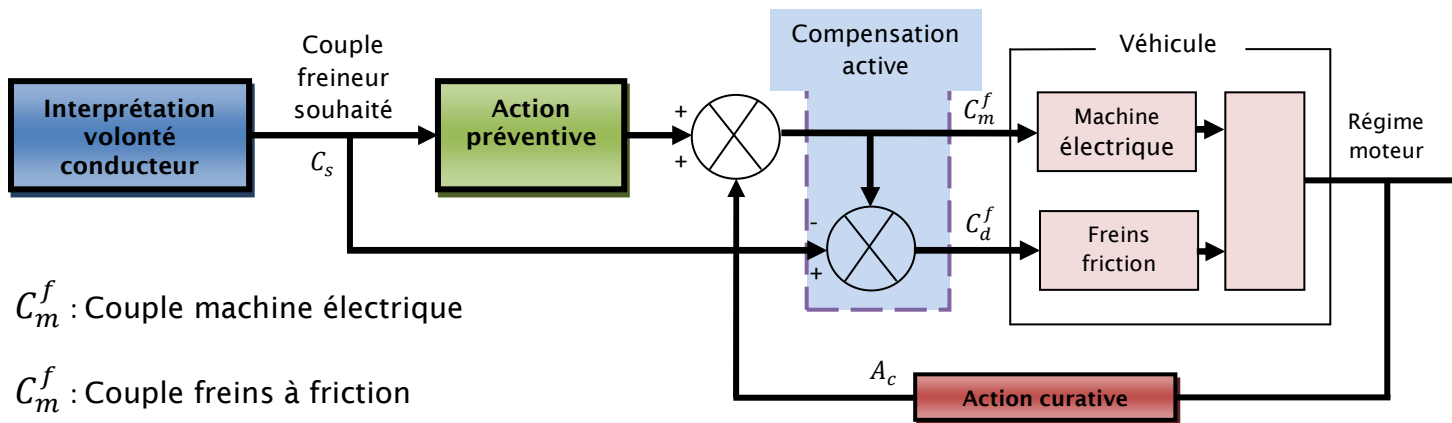
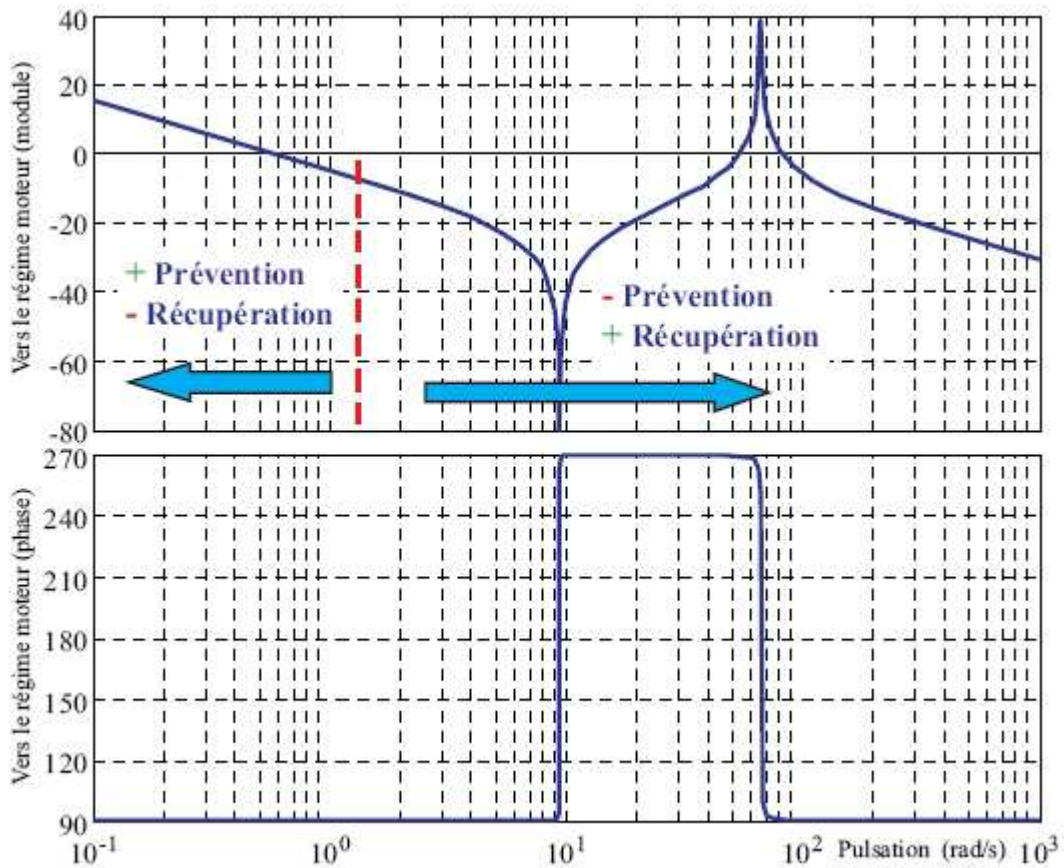


Figure III.1 Schéma de principe de la loi de commande

#### A) Action préventive

La commande de couple  $C_m^f$  de la machine électrique est obtenue par filtrage du couple demandé par le conducteur et un terme de retour obtenu à partir de la mesure du régime moteur. Le but du filtrage est de limiter l'excitation du mode de flexion de la chaîne de transmission. Cette limitation a comme objectif de faciliter la synthèse de la loi de commande en boucle fermée (fonction curative). Le filtrage est réalisé avec une fonction passe-bas du premier ordre de constante de temps  $\tau_p$ . Cette constante permet de gérer le compromis entre la prévention des à-coups et la récupération. En effet, l'augmentation de la valeur de  $\tau_p$ , permet un filtrage plus basse fréquence, conduisant ainsi à la limitation des à-coups mais dégrade en conséquence la récupération d'énergie. (voir figure ci-dessous)



**Figure III.2** schéma de principe de l'action préventive

### **B) Action curative : amortissement actif de la chaîne de transmission**

Cette fonction permet d'amortir les oscillations de la chaîne de transmission en utilisant la mesure du régime moteur pour modifier les commandes de couple demandées à la machine électrique. La fonction de transfert du correcteur associé à la forme suivante :

$$T(s) = \frac{s^2}{(1 + \tau_1 s)^2} \cdot K \cdot \frac{(1 + \tau_3 s)}{(1 + \tau_2 s)}$$

Ce correcteur comporte :

- une double action dérivée filtrée dont la constante de temps  $\tau_1$  permet de limiter son influence aux hautes fréquences afin de ne pas amplifier les bruits
- un couple pôle-zéro (retard de phase) qui permet d'ajuster le diagramme de phase afin d'optimiser la robustesse de la loi de commande ou de mesure

- le gain  $K$ , les constantes de temps  $\tau_2$  et  $\tau_3$  permettent de régler les marges de phases de la boucle et en conséquence son amortissement.

La double action dérivée s'explique par le besoin de maximiser la récupération d'énergie. En effet cette action dans la chaîne de retour au regard de la structure proposée dans (la figure III.1), en phase de décélération constante permet :

- que la totalité de l'effort de freinage demandé par le conducteur soit transmis à la commande de couple de la machine électrique,
- que la commande de couple demandé aux freins à friction soit nulle (en conséquence ces freins n'agissent pas).

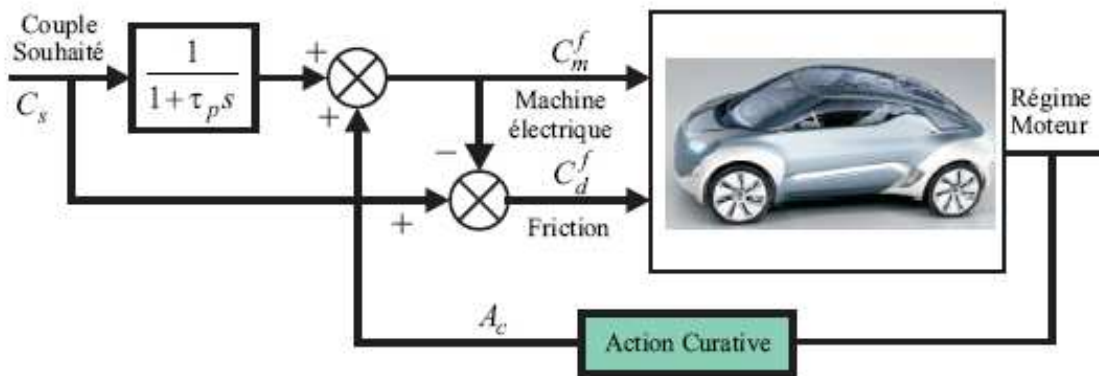
Notons que la récupération du maximum du couple de freinage ne peut être assurée que dans la mesure de la capacité statique de l'ensemble moteur-batterie. Enfin, le module d'action curative pourrait être supprimé mais au prix d'un filtrage pour l'action préventive très important (filtre passe-bas avec une fréquence de coupure très faible) ce qui conduirait à une diminution non négligeable de l'énergie récupérée.

### **C) Compensation active**

Cette action permet d'assurer que la totalité de l'effort de freinage souhaité par le conducteur soit demandée aux actionneurs. Pour satisfaire cette contrainte, le couple demandé aux freins à friction est obtenu en réalisant l'écart instantané entre l'effort souhaité par le conducteur et celui demandé à la machine électrique. Une variante de la solution retenue serait d'élaborer l'écart entre l'effort souhaitée par le conducteur et celui réalisé pratiquement par la machine électrique. Ce choix serait cependant dangereux, car il serait nécessaire de connaître le contenu spectral de l'effort réalisé par la machine électrique et en plus prévoir des stratégies de commande dans les cas où le signal serait invalide (mode de défaillance).

### **Evaluation et simulation**

On rappelle que le schéma de la loi de commande en boucle fermée et comme suit :



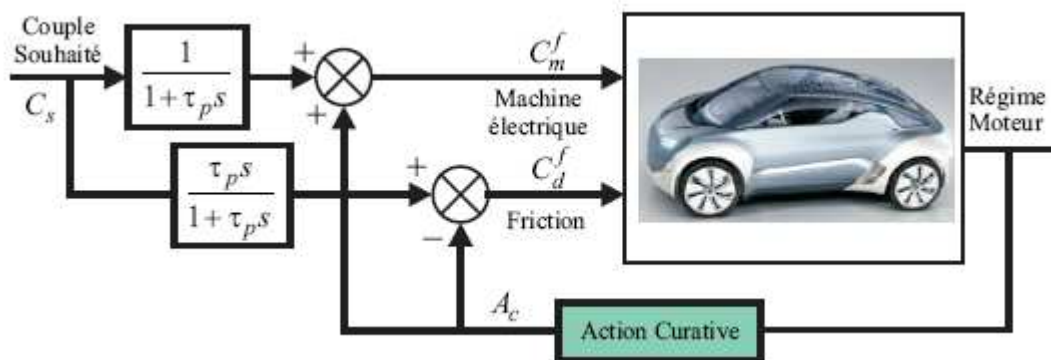
On peut écrire que :

$$C_d^f = C_s(s) - \left( C_s(s) \frac{1}{1 + \tau_p s} + A_c(s) \right)$$

D'où :

$$C_d^f = C_s(s) \frac{\tau_p s}{1 + \tau_p s} - A_c(s)$$

Le schéma-bloc peut donc être restructuré comme suit :



En utilise le bloc Simulink de Matlab pour la simulation. Les dynamiques des actionneurs sont modélisées dans la suite comme deux fonctions du premier ordre avec des constantes de temps de 20 ms pour la machine électrique et 40 ms pour le système de freinage à friction.

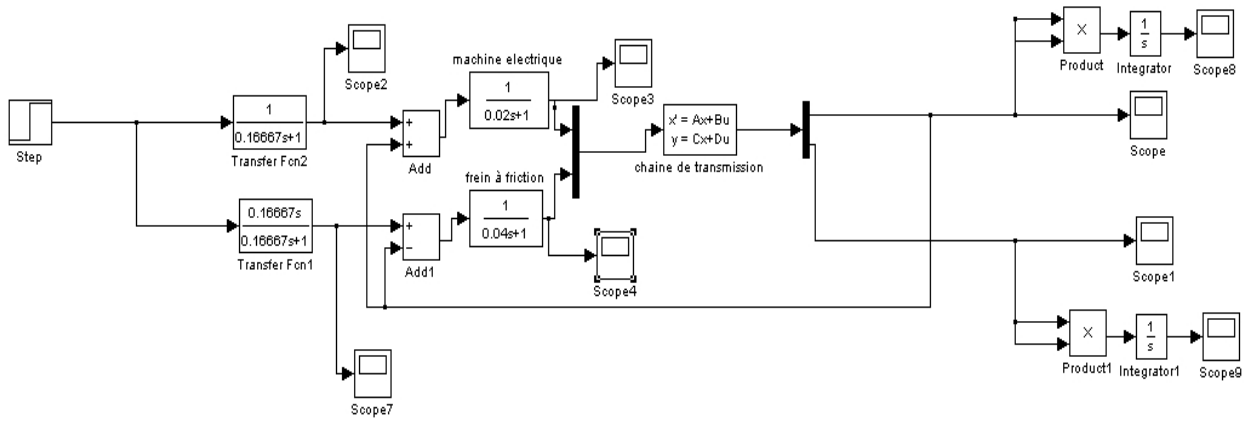


Schéma-bloc simulé sous matlab

En supposant que le conducteur freine après 10 secondes, on obtient les résultats suivants :

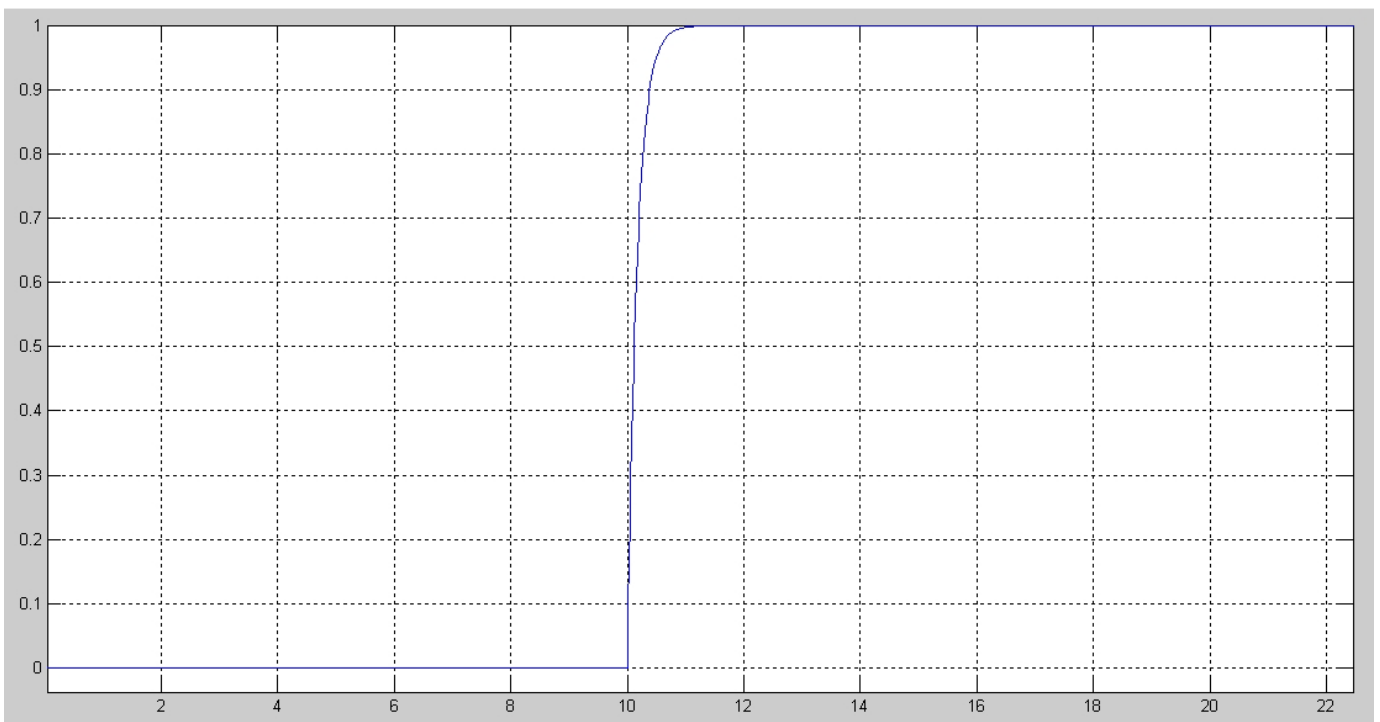
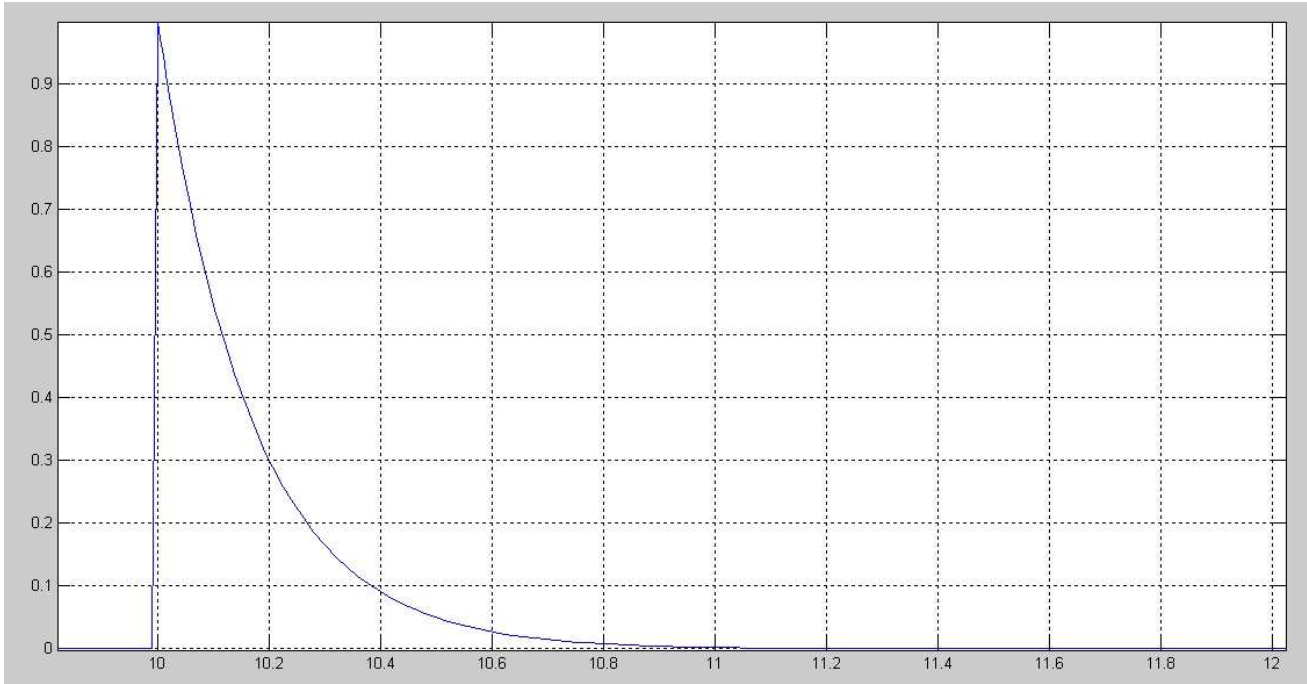
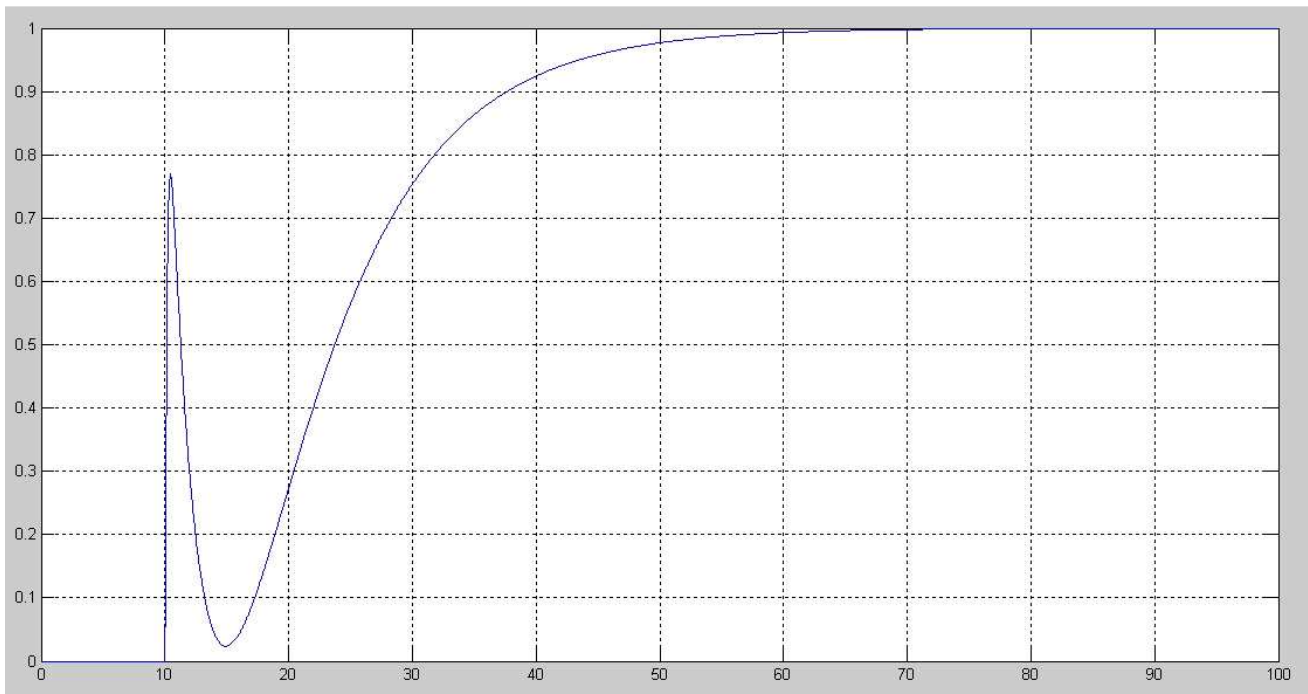


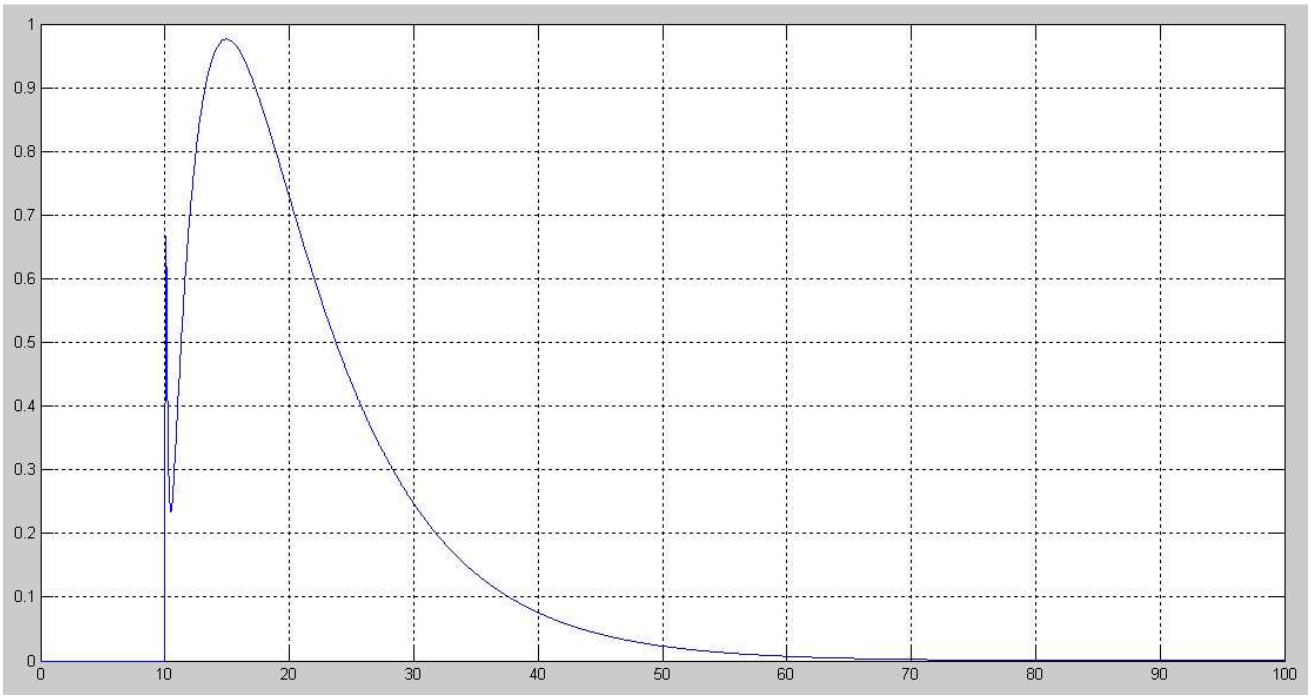
Figure III.3 Action préventive



**Figure III.4** couple de freinage demandé au frein à friction pour un échelon de consigne

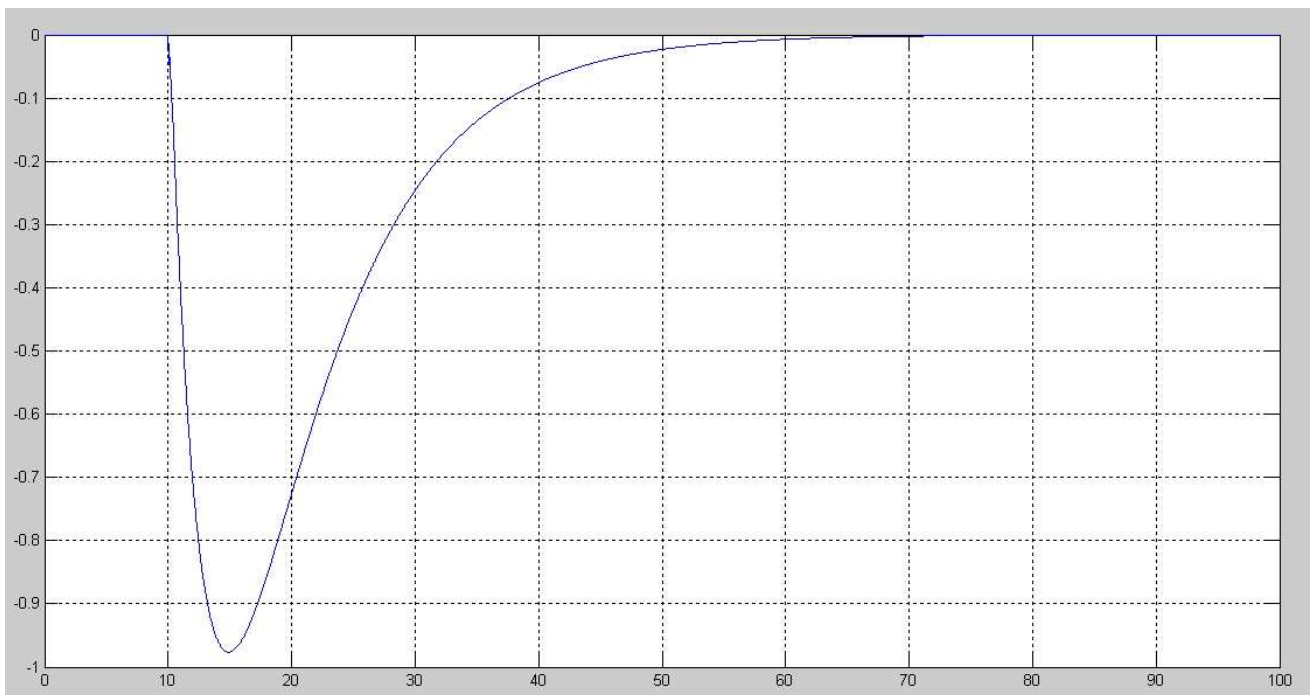


**Figure III.5** Réaction du moteur électrique pour un échelon de consigne

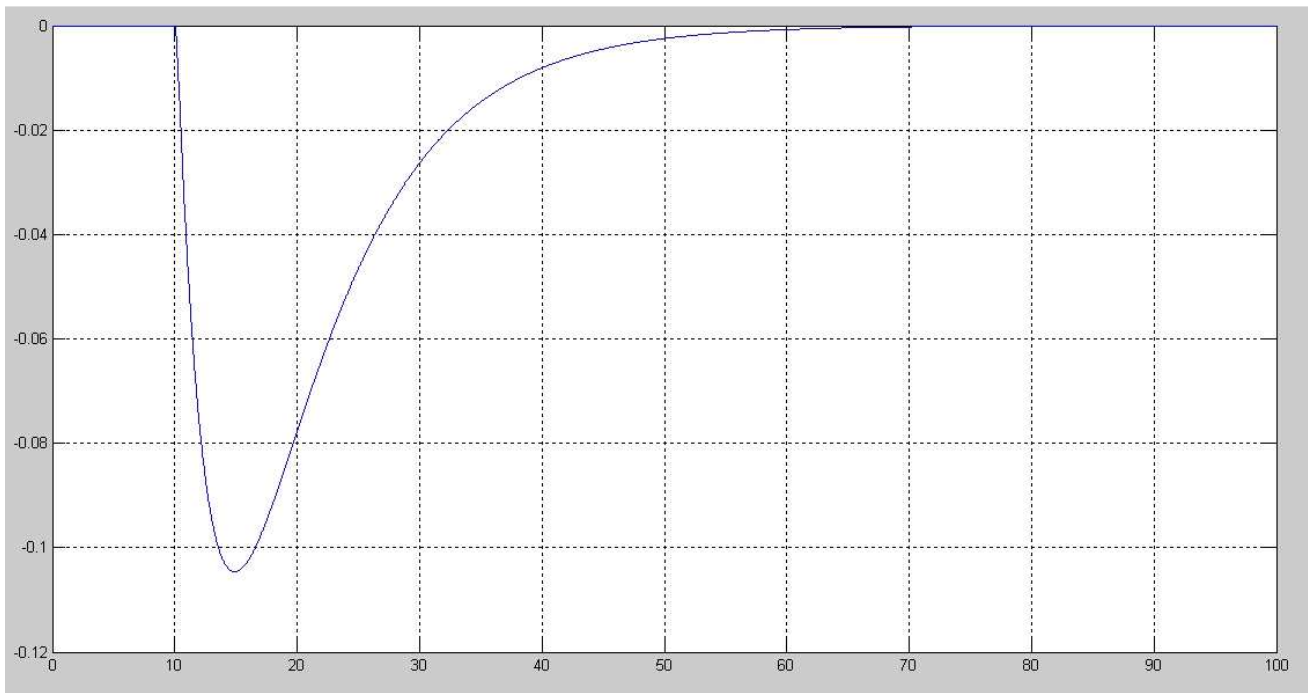


**Figure III.6** Réaction des freins pour un échelon de consigne

Si on observe le couple demandé aux freins, on remarque que ceux-ci ne sont utilisés que pendant les phases transitoires.



**Figure III.7** accélération du véhicule



**Figure III.8** accélération des roues

Si on observe l'allure de la courbe de la réaction du moteur électrique, on remarque l'absence d'oscillations ce qui est confortable pour le conducteur.

Et on observe les deux dernières figures, on remarque que l'amplitude de la décélération du moteur est nettement plus importante que celle des roues ce qui signifie que le véhicule s'arrête en évitant tout de même un abus de freinage et donc de grande consommation d'énergie.

## *Conclusion générale*

Dans ce travail, nous avons présenté une stratégie de freinage applicable aux véhicules électriques et hybrides qui sont dotés d'un système de récupération d'énergie au freinage qui représente une perte énergétique importante.

Nous avons commencé par présenter un modèle du véhicule de manière générale qui reste toujours utile pour d'autres études dans le domaine de *l'automatique et l'automobile*, et après simplification du modèle de la chaîne de transmission en un modèle dit *bicyclette*, nous avons effectué des simulations d'implémentation de la commande en aval des actionneurs des freins (machine électrique et freins à friction).

La stratégie de commande présentée assure :

- Que tout le couple de freinage demandé par le conducteur soit transmis, dans toutes les situations aux actionneurs de freinages.
- Que la récupération d'énergie soit maximisée pour un niveau de confort donné en amortissant les à-coups de la chaîne de transmission.

## **Bibliographie :**

- [1] Ahmed Chibet, *contrôle latéral et longitudinal pour le suivi de véhicule*. Thèse de doctorat. Université d'Evry val d'Essonne UFR sciences et technologies 2006.
- [2] Imine Hocine, *observation d'état d'un véhicule pour l'estimation du profil dans les traces de roulement*. Thèse de doctorat. Université de Versailles Saint-Quentin-en-Yvelines 2003.
- [3] Guillermo PITA GIL, Emmanuel GODOY, Didier DUMUR, Marco MARSILIA, Samuel CREGUT. *Stratégie de récupération d'énergie sur véhicule électrique et hybride*. Renault SAS, direction de l'électronique avancée. SUPELEC Science des systèmes Gif-sur-Yvette.
- [4] Giuseppe GUIDI, Hisao KOBOTA, Yoichi HODI. *Induction motor control for electric vehicle application using low resolution position sensor and sensorless vector control technique*. Università Degli Studi Dell'Aquila. Meiji University. The University of Tokyo.
- [5] Abdelhakim HADDOUN, Mohamed El Hachemi BENBOUZID, Demba DIALLO, Rachid ABDESSEMED, Jemel GHOUILI and Kamel SRAIRI. *A loss-minimization DTC scheme for EV induction motor*. IEEE transactions on vehicular Technology 2007.
- [6] L.BAGHLI, E.GOUDA, S.MEZANI, A.REZOUG. *Hybrid vehicle with a magnetic planetary gear*. Université de Tlemcen. Université de Nancy
- [www.avem.fr](http://www.avem.fr)
- [www.voitureelectrique.net](http://www.voitureelectrique.net)