

Université Mohamed Khider – Biskra

Faculté des Sciences et de la technologie

Département : Génie mécanique

Ref :.....



جامعة محمد خيضر بسكرة

لكلية العلوم و التكنولوجيا

قسم: الهندسة الميكانيكية

المرجع :.....

Mémoire présenté en vue de l'obtention
Du diplôme de
Magister en : Génie mécanique

Option : Dynamique et contrôle des structures et des systèmes

**Contrôle semi actif d'une suspension d'un véhicule
terrestre**

Présenté par :
LAMAMRA Belkacem
Soutenu publiquement le 01/12/2015

Devant le jury composé de :

Pr. Zakria BOUMERZOUG	Professeur	Président	Université de Biskra
Pr. Mohamed Nadir AMRANE	Professeur	Rapporteur	Université de Biskra
Dr. Mosbah ZIDANI	MC. A	Examineur	Université de Biskra
Dr. Semcheddine DERFOUF	MC. A	Examineur	Université de Biskra

Dédicace

A mes parents, mes frères et sœurs
et à tous mes amis.

LAMAMRA Belkacem

Remerciements

Mes remerciements vont tout d'abord à mon directeur de mémoire, le professeur AMRANE Mohamed Nadir de l'université de Biskra, pour les consultations fructueuses qu'il m'a accordées. Son engagement et son intérêt ont constitué une réelle source de motivation. Ma reconnaissance est acquise pour tout ce que j'ai appris à ses côtés, ce fut une chance et un privilège que de pouvoir travailler sous sa direction.

Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements le professeur Zakaria BOUMERZOUG président du jury, à Monsieur Mosbah ZIDANI maître conférence classe A et Monsieur Semcheddine DERFOUF maître conférence classe A aux membres du jury, qui ont accepté d'évaluer mon travail de mémoire.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur TIBERMACHINE T. maître conférence classe B de l'université de Biskra, pour son aide et à Monsieur BARKAT Belkacem, professeur à l'université de Batna, pour Leur précieuse collaboration.

Je remercie également tout les enseignants de département de génie mécanique de l'Université de Mohamed Khider, Biskra.

En fin, Je remercie également tous mes très chers amis, qui ont participé de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail.

ملخص

هدفت هذه الدراسة إلى التعرف على دور المراقبة النصف نشطة لنظام تعليق السيارات لتحسين القيادة و تحقيق الراحة للركاب.

و من اجل تحقيق أهداف الدراسة قمنا بلأخذ ربع سيارة لدراسة نظام تعليق الغير النشط و النصف نشط باستخدام برنامج « MATLAB » في محاكاة الأنظمة وتمثيل النظم ببرنامج « Simulink »، و ذلك بغية وضع قاعدة بيانات و جداول النتائج لتمثيلها بيانيا و التي يمكن الاعتماد عليها في عملية التحليل، مع استخدام خوارزمية "سكيهوك" « Skyhook » للتحكم في نظام التعليق النصف نشط، و ذلك تماشيا مع النتائج المراد الوصول إليها.

توصلنا من خلال هذه الدراسة إلى مجموعة من النتائج أهمها أن نظام التعليق نصف النشط لسيارة يوفر لنا نتائج أحسن في التحكم في السيارة و في راحة اكبر للسائق و الركاب بالنسبة لقرينه من نظام التعليق الغير النشط.

و أخيرا بينت ال دراسة أن نظام التعليق ال نصف نشط له فعالية كبيرة في تحسين النظام، وضمان اكبر لراحة الركاب مع السياقه و التحكم الجيد للسيارة المزودة بهذا النظام.

كلمات المفتاح:

التحكم النصف النشط، تحكم نشط، نظام التعليق الغير نشط، نظام التعليق النصف نشط، سكيهوك.

Résumé

La présente étude, vise à étudier le rôle du contrôle semi-actif d'une suspension d'un véhicule pour améliorer la tenue de route et le confort.

Afin d'atteindre les objectifs de l'étude, nous avons pris un quart de voiture pour étudier les suspensions passive et semi-active en utilisant le programme «MATLAB» dans les systèmes de simulation et le programme des systèmes de représentation «Simulink», ainsi que les données de commande pour la schématisation des tableaux et les représentations graphiques, qui peuvent être invoqués au réglage de base de l'analyse des processus ; avec l'utilisation d'un algorithme "Skyhook" pour contrôler le système semi-actif d'une suspension qui répond aux besoins de l'étude et aux objectifs recherchés.

Nous sommes parvenus à travers cette étude à une série de résultats, qui se résument essentiellement :

Le système de la suspension semi-actif d'un véhicule, nous donne les meilleurs résultats dans la conduite de la voiture, le confort et la tenue de route au système de la suspension passive.

Pour conclure, l'étude a montré que, le système de suspension semi-actif est très efficace pour améliorer la tenue de route et assurer un plus grand confort des passagers du véhicule équipé de ce système.

Mots clés :

Contrôle semi-actif, Contrôle actif, suspension passive, suspension semi-actif, skyhook.

Abstract

This research is aimed to identify the role of the semi-active control of car's suspension system to improve driving and comfort.

In order to achieve the objectives of the study we took quarter of car to study the passive and semi-active control of suspension system using «MATLAB» program in simulation systems and «Simulink» program in representation systems, in order to put a database and results tables to be in representing graphically and which can be drawn upon in the analysis process by using a Skyhook algorithm to control the semi-active suspension system in according to the needs of the study and it's for used goal.

We achieved through this study series results which essentially amount to the following:

The semi-active suspension car system gives best results in driving and car comfort and handling by contribution to passive suspension system.

In conclusion, the study shows that semi-active suspension system has a great effectiveness to improve the handling and ensure greater passenger comfort of the vehicle equipped with this system.

Keywords:

Semi-active control, active control, passive suspension, semi-active suspension, skyhook.

Sommaire

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I- Suspensions dans le monde de l'automobile

1. Introduction	2
2. Historique sur les suspensions.....	3
2.1. Suspensions actives et semi-actives dans la littérature scientifique	4
2.2 Les composants d'une suspension	6
2.3 Architecture des suspensions courantes	7
2.4 Différents types de Suspension.....	8
2.4.1 Suspension passive.....	8
2.4.2 Suspension active	9
2.4.3 Suspension semi-active	10
2.5. Confort dans un véhicule	13
2.6. La tenue de route	13
2.6.1 Butée de suspension	14
3. Conclusion.....	15

Chapitre II- Formulation dynamique du système suspension-route

1. Introduction	16
2. Description du modèle	16
2.1. Modèle quart de véhicule passif	16
3. Conclusion.....	21

Chapitre III- Stratégie de contrôle

1. Introduction	22
2. Stratégie de contrôle.....	22
2.1. Description du modèle utilisé Skyhook.....	23
2.3. Organigramme	25
2.4. L'algorithme du contrôle de skyhook.....	26
3. Simulation par MATLAB Simulink.....	27
3.1. Maquette de la suspension passive	27
3.2. Maquette de la suspension semi-active « Skyhook »	28
3.3. Maquette de la suspension semi-active et passive.....	29

4. Conclusion.....	30
<i>Chapitre IV- Etude paramétrique des facteurs d'amortissement semi-active</i>	
1. Introduction.....	31
2. Etude paramétrique de l'amortissement.....	31
2.1. Etude paramétrique de l'amortissement souple C_{souple}	31
2.1.1. Déplacement de la roue du véhicule.....	31
2.1.2. Déplacement du châssis du véhicule.....	32
2.1.3. Vitesse de la roue du véhicule.....	33
2.1.4. Vitesse du châssis du véhicule.....	34
2.1.5. Accélérations du châssis du véhicule.....	35
2.1.6. Déformation du pneu du véhicule.....	36
2.1.7. Déformation de la suspension du véhicule.....	37
2.1.8. Force de commande.....	38
2.2. Etude paramétrique de l'amortissement moyenne C_{sh}	39
2.2.1. Déplacement de la roue du véhicule.....	39
2.2.2. Déplacement du châssis du véhicule.....	40
2.2.3. Vitesse de la roue du véhicule.....	41
2.2.4. Vitesse du châssis du véhicule.....	42
2.2.5. Accélérations du châssis du véhicule.....	43
2.2.6. Déformation du pneu du véhicule.....	44
2.2.7. Déformation de la suspension du véhicule.....	45
2.2.8. Force de commande.....	46
2.3. Etude paramétrique de l'amortissement Rigide C_{rigide}	47
2.3.1. Déplacement de la roue du véhicule.....	47
2.3.2. Déplacement du châssis du véhicule.....	48
2.3.3. Vitesse de la roue du véhicule.....	49
2.3.4. Vitesse du châssis du véhicule.....	50
2.3.5. Accélération du châssis du véhicule.....	51
2.3.6. Déformation du pneu du véhicule.....	52
2.3.7. Déformation de la suspension du véhicule.....	53
2.3.8. Force de commande.....	54
3. Résultats de la simulation.....	56
3.1. Profil sinusoïdale de la route.....	56

3.1.1 Accélérations du châssis	56
3.1.2 Vitesse du châssis du véhicule	58
3.1.3 La vitesse de la roue du véhicule	59
3.1.4 Déplacement du châssis du véhicule.....	60
3.1.5 Déplacement de la roue du véhicule	62
3.1.6 Déformation de la suspension du véhicule	63
3.1.7 Déformation du pneu du véhicule.....	64
3.1.8 Force de commande véhicule.....	66
3.2. Profil de la route aléatoire	67
3.2.1 Accélérations du châssis	67
3.2.2 Vitesse du châssis du véhicule	68
3.2.3 La vitesse de la roue du véhicule	70
3.2.4 Déplacement du châssis du véhicule.....	71
3.2.5 Déplacement de la roue du véhicule	72
3.2.6 Déformation de la suspension du véhicule	74
3.2.7 Déformation du pneu du véhicule.....	75
3.2.8 Force de commande du véhicule.....	76
4. Conclusion.....	77

Conclusion générale

Conclusion générale	78
---------------------------	----

Bibliographie

Bibliographie.....	80
--------------------	----

Annexe

1. Etude paramétrique de l'amortissement souple C_{souple}	81
1.1. Déplacement de la roue du véhicule.....	81
1.2. Accélérations du châssis du véhicule	83
1.3. Déformation du pneu du véhicule	85
1.4. Déformation de la suspension du véhicule	87
1.5. Force de commande.....	89
2. Etude paramétrique d'amortissement moyenne C_{sh}	91
2.1. Déplacement de la roue du véhicule.....	91
1.2. Accélérations du châssis du véhicule	93
2. 3. Déformation du pneu du véhicule	95

2.4. Déformation de la suspension du véhicule	98
2.5. Force de commande	100
3. Etude paramétrique de l'amortissement Rigide C_{rigide}	102
3.1. Déplacement de la roue du véhicule	102
3.2. Accélérations du châssis du véhicule	105
3.3. Déformation du pneu du véhicule	107
3.4. Déformation du pneu du véhicule	109
3.5. Force de commande	112
4. Ratio de la pulsation	114

Liste des figures

Chapitre I- Suspensions dans le monde de l'automobile

Figure I.1	Mouvements linéaires et angulaires d'une voiture.....	2
Figure I.2	Différentes architectures des suspensions des trains avant.....	7
Figure I.3	Architectures de suspension des trains arrière.....	8
Figure I.4	Schéma d'une suspension active.....	9
Figure I.5	Système ABC dans sa nouvelle version.....	10
Figure I.6	Domaines de fonctionnement de chaque type de suspensions.....	11
Figure I.7	Amortisseurs MR (Delphi).....	12
Figure I.8	Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)	14

Chapitre II- Formulation dynamique du système suspension-route

Figure II.1	Modèle de la suspension d'un quart de véhicule à 2 DDL.....	16
-------------	---	----

Chapitre III- Stratégie de contrôle

Figure III.1	Modèle ¼ de véhicule de la suspension.....	22
Figure III.2	¼ de véhicule de la suspension semi-active.....	23
Figure III.3	Organigramme de l'algorithme Skyhook.....	25
Figure III.4	Système ¼ de véhicule de la suspension passive.....	27
Figure III.5	Sous Système ¼ de véhicule de suspension passive.....	27
Figure III.6	Système ¼ de véhicule de la suspension semi-active skyhook.....	28
Figure III.7	Système ¼ de véhicule de suspension passive et semi-active Skyhook .	29

Chapitre IV- Etude paramétrique des facteurs d'amortissement semi-active

Figure IV.1	Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}}=500$ N/(m/s).....	31
Figure IV.2	Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}}=1000$ N/(m/s).....	31
Figure IV.3	Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}}=1400$ N/(m/s).....	32
Figure IV.4	Déplacement du châssis avec $C_{\text{souple}}=500$ N/(m/s)	32
Figure IV.5	Déplacement du châssis avec $C_{\text{souple}}=1000$ N/(m/s).....	32
Figure IV.6	Déplacement du châssis avec $C_{\text{souple}}=1400$ N/(m/s).....	33
Figure IV.7	Vitesse de la roue avec $C_{\text{souple}}=500$ N/(m/s).....	33
Figure IV.8	Vitesse de la roue avec $C_{\text{souple}}=1000$ N/(m/s).....	33
Figure IV.9	Vitesse de la roue avec $C_{\text{souple}}=1400$ N/(m/s).....	34
Figure IV.10	Vitesse du châssis avec $C_{\text{souple}}=500$ N/(m/s).....	34
Figure IV.11	Vitesse du châssis avec $C_{\text{souple}}=1000$ N/(m/s).....	34
Figure IV.12	Vitesse du châssis avec $C_{\text{souple}}=1400$ N/(m/s).....	35
Figure IV.13	Acc. du châssis avec $C_{\text{souple}}=500$ N/(m/s).....	35
Figure IV.14	Acc. du châssis avec $C_{\text{souple}}=1000$ N/(m/s).....	35
Figure IV.15	Acc. du châssis avec $C_{\text{souple}}=1400$ N/(m/s).....	36
Figure IV.16	Déformation du pneu avec $C_{\text{souple}}=500$ N/(m/s).....	36
Figure IV.17	Déformation du pneu avec $C_{\text{souple}}=1000$ N/(m/s).....	36
Figure IV.18	Déformation du pneu avec $C_{\text{souple}}=1400$ N/(m/s).....	37
Figure IV.19	Déformation de la suspension avec $C_{\text{souple}}=500$ N/(m/s).....	37
Figure IV.20	Déformation de la suspension avec $C_{\text{souple}}=1000$ N/(m/s).....	37
Figure IV.21	Déformation de la suspension avec $C_{\text{souple}}=1400$ N/(m/s).....	38
Figure IV.22	Force de commande avec $C_{\text{souple}}=500$ N/(m/s).....	38
Figure IV.23	Force de commande avec $C_{\text{souple}}=1000$ N/(m/s).....	38
Figure IV.24	Force de commande avec $C_{\text{souple}}=1400$ N/(m/s).....	39

Figure IV.25	Déplacement de la roue avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$	39
Figure IV.26	Déplacement de la roue avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$	39
Figure IV.27	Déplacement de la roue avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$	40
Figure IV.28	Déplacement du châssis avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$	40
Figure IV.29	Déplacement du châssis avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$	40
Figure IV.30	Déplacement du châssis avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$	41
Figure IV.31	Vitesse de la roue avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$	41
Figure IV.32	Vitesse de la roue avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$	41
Figure IV.33	Vitesse de la roue avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$	42
Figure IV.34	Vitesse du châssis avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$	42
Figure IV.35	Vitesse du châssis avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$	42
Figure IV.36	Vitesse du châssis avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$	43
Figure IV.37	Acc. du châssis avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$	43
Figure IV.38	Acc. du châssis avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$	43
Figure IV.39	Acc. du châssis avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$	44
Figure IV.40	Déformation du pneu avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$	44
Figure IV.41	Déformation du pneu avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$	44
Figure IV.42	Déformation du pneu avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$	45
Figure IV.43	Déformation de la suspension avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$	45
Figure IV.44	Déformation de la suspension avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$	45
Figure IV.45	Déformation de la suspension avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$	46
Figure IV.46	Force de commande avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$	46
Figure IV.47	Force de commande avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$	46
Figure IV.48	Force de commande avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$	47
Figure IV.49	Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$	47
Figure IV.50	Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$	47
Figure IV.51	Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$	48

Figure IV.52	Déplacement du châssis avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$	48
Figure IV.53	Déplacement du châssis avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$	48
Figure IV.54	Déplacement du châssis avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$	49
Figure IV.55	Vitesse de la roue avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$	49
Figure IV.56	Vitesse de la roue avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$	49
Figure IV.57	Vitesse de la roue avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$	50
Figure IV.58	Vitesse du châssis avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$	50
Figure IV.59	Vitesse du châssis avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$	50
Figure IV.60	Vitesse du châssis avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$	51
Figure IV.61	Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$	51
Figure IV.62	Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$	51
Figure IV.63	Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$	52
Figure IV.64	Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$	52
Figure IV.65	Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$	52
Figure IV.66	Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$	53
Figure IV.67	Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$	53
Figure IV.68	Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$	53
Figure IV.69	Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$	54
Figure IV.70	Force de commande avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$	54
Figure IV.71	Force de commande avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$	54
Figure IV.72	Force de commande avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$	55
Figure IV.73	Profil de la route sinusoïdale.....	56
Figure IV.74	Accélérations du châssis de véhicule (1).....	56
Figure IV.75	Accélérations du châssis de véhicule (2).....	57
Figure IV.76	Accélérations du châssis de véhicule (3).....	57
Figure IV.77	Vitesse du châssis de véhicule (1).....	58
Figure IV.78	Vitesse du châssis de véhicule (2).....	58

Figure IV.79	Vitesse du châssis de véhicule (3).....	58
Figure IV.80	Vitesse de la roue de véhicule (1).....	59
Figure IV.81	Vitesse de la roue de véhicule (2).....	59
Figure IV.82	Vitesse de la roue de véhicule (3).....	60
Figure IV.83	Déplacement du châssis de véhicule (1).....	60
Figure IV.84	Déplacement du châssis de véhicule (2).....	61
Figure IV.85	Déplacement du châssis de véhicule (3).....	61
Figure IV.86	Déplacement de la roue de véhicule (1).....	62
Figure IV.87	Déplacement de la roue de véhicule (2).....	62
Figure IV.88	Déplacement de la roue de véhicule (3).....	62
Figure IV.89	Déformation de la suspension de véhicule (1).....	63
Figure IV.90	Déformation de la suspension de véhicule (2).....	63
Figure IV.91	Déformation de la suspension de véhicule (3).....	64
Figure IV.92	Déformation du pneu de véhicule (1).....	64
Figure IV.93	Déformation du pneu de véhicule (2).....	65
Figure IV.94	Déformation du pneu de véhicule (3).....	65
Figure IV.95	Force de commande de véhicule (1).....	66
Figure IV.96	Force de commande de véhicule (2).....	66
Figure IV.97	Force de commande de véhicule (3).....	66
Figure IV.98	Profil de la route aléatoire.....	67
Figure IV.99	Accélérations du châssis de véhicule (1).....	67
Figure IV.100	Accélérations du châssis de véhicule (2).....	67
Figure IV.101	Accélérations du châssis de véhicule (3).....	68
Figure IV.102	Vitesse du châssis de véhicule (1).....	68
Figure IV.103	Vitesse du châssis de véhicule (2).....	69
Figure IV.104	Vitesse du châssis de véhicule (3).....	69
Figure IV.105	Vitesse de la roue de véhicule (1).....	70

Figure IV.106	Vitesse de la roue de véhicule (2).....	70
Figure IV.107	Vitesse de la roue de véhicule (3).....	70
Figure IV.108	Déplacement du châssis de véhicule (1).....	71
Figure IV.109	Déplacement du châssis de véhicule (2).....	71
Figure IV.110	Déplacement du châssis de véhicule (3).....	72
Figure IV.111	Déplacement de la roue de véhicule (1).....	72
Figure IV.112	Déplacement de la roue de véhicule (2).....	73
Figure IV.113	Déplacement de la roue de véhicule (3).....	73
Figure IV.114	Déformation de la suspension de véhicule (1).....	74
Figure IV.115	Déformation de la suspension de véhicule (2).....	74
Figure IV.116	Déformation de la suspension de véhicule (3).....	74
Figure IV.117	Déformation du pneu de véhicule (1).....	75
Figure IV.118	Déformation du pneu de véhicule (2).....	75
Figure IV.119	Déformation du pneu de véhicule (3).....	76
Figure IV.120	Force de commande de véhicule (1).....	76
Figure IV.121	Force de commande de véhicule (2).....	77
Figure IV.122	Force de commande de véhicule (3).....	77

Liste des tableaux

Chapitre I -Suspensions dans le monde de l'automobile

Tableau I.1	Classification de la dynamique des véhicules en fonction de l'adhésion....	14
-------------	--	----

Chapitre III- Stratégie de contrôle

Table.III.1	Paramètres d'un quart de véhicule.....	30
-------------	--	----

Chapitre IV- Etude paramétrique des facteurs de l'amortissement semi-active

Table IV.1	Coefficients de l'amortissement de skyhook.....	55
------------	---	----

Introduction générale

Les exigences des performances du confort des véhicules terrestres nécessitent des systèmes physiques d'amortisseurs de vibrations, ces systèmes complexes sont composés de plusieurs organes (ressort, amortisseur,...etc), on distingue deux types de suspension passive et semi-active.

Notre mémoire, porte sur l'étude de la suspension semi-active avec le contrôle par une méthode basée sur l'algorithme de Skyhook.

Ce mémoire est composé de quatre chapitres:

Dans le premier chapitre une synthèse bibliographique sur les suspensions de véhicule terrestre est présentée.

Le deuxième chapitre est consacré à une formulation dynamique du système suspension –route.

La stratégie de contrôle de la suspension passive et semi-active par la méthode de contrôle « Skyhook » est simulée sur le logiciel de simulation MATLAB SIMULINK est représentée dans le chapitre III.

Le dernier chapitre concerne l'étude paramétrique des facteurs de conception du système de suspension semi-active.

Chapitre I

Suspensions dans le monde de l'automobile

1. Introduction

Sur un véhicule, la suspension est le système reliant les masses non suspendues (typiquement la roue, les systèmes de freinage, d'entraînement de roue, etc.) aux masses suspendues (à savoir le châssis, les passagers et tous les composants du véhicule fixés au châssis). La suspension est un élément essentiel de véhicule de transport terrestre, elle a pour but d'assurer une liaison des roues au sol en toutes circonstances. En absorbant les chocs dus à l'état de la route, elle permet d'augmenter la longévité du moteur et du châssis, en plus d'assurer un confort au conducteur et aux passagers. De plus, elle doit assurer au véhicule une bonne dynamique à la conduite, ceci signifie que son comportement doit être sain en ce qui concerne la liaison au sol et que celui-ci doit réagir conformément aux attentes de son conducteur, notamment dans les phases de virage, freinage et accélération. Ces différentes manœuvres sont à l'origine de plusieurs mouvements verticaux et angulaires du véhicule comme la montre, la figure I.1. D'une manière générale, les principaux rôles de la suspension sont définis à travers deux critères : le confort et la tenue de route [1].

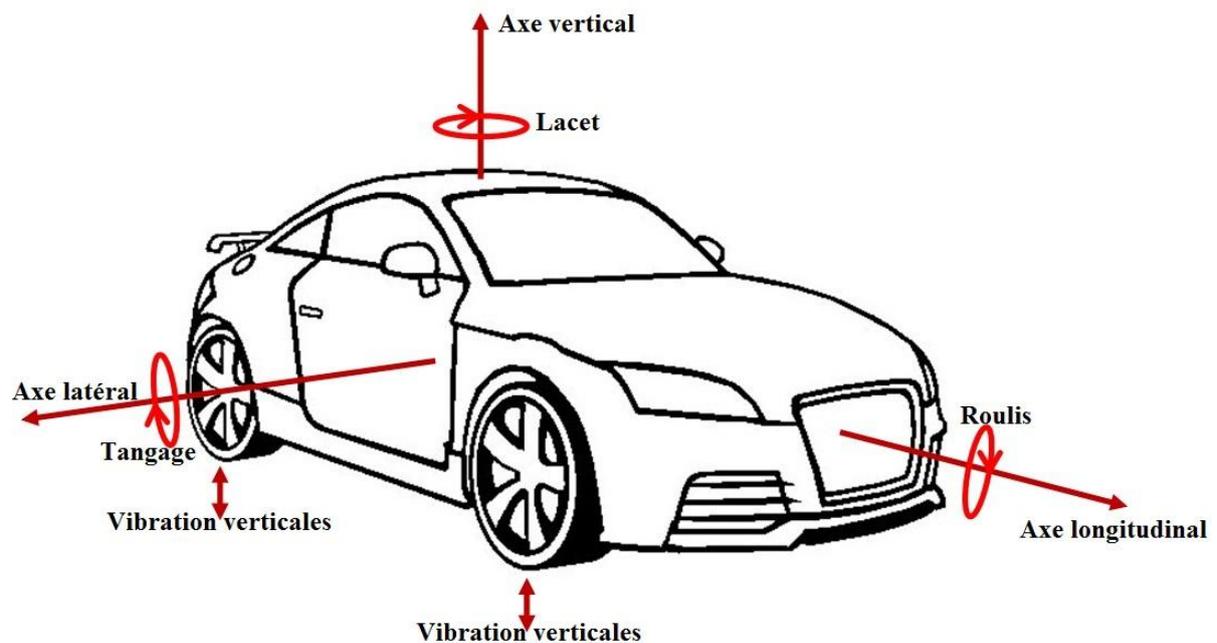


Figure I.1 - Mouvements linéaires et angulaires d'une voiture.

2. Historique sur les suspensions

Suspension, comme chaque système du véhicule, a étroitement j'ai vu l'évolution de la technologie de transport. Pendant des siècles des chariots n'ont été équipés d'aucune sorte de suspension. Seulement plus tard, au huitième siècle, avait lieu une suspension primitive basée sur un système développé de chaîne de fer. Des ressorts en métal ont été développés la première fois au 17^{ème} siècle et peu après ressorts à lame. De diverses conceptions ont été élaborées jusqu'au siècle dernier, qui a vu le développement du concept de la suspension basée sur un ressort et un amortisseur [2].

Les débuts des études sur le domaine du véhicule remontent aux années 1920 et aux années 1930 Lanchester en 1936. La recherche sur la dynamique de manipulation et de direction a été suivie plus tard dans les années 1950 comme rapporté par Milliken WF et Milliken DL 1995 la théorie aléatoire de vibration de l'étude du véhicule a été appliquée. L'arrivée des ordinateurs avec une plus grande capacité de traitement et du développement des modèles de véhicule de multi-corps de complexité toujours croissante a contribué à produire de plus en plus des modèles sophistiquées [2].

L'optimisation des suspensions est réalisée non seulement par l'intermédiaire d'une conception et d'un accord soigné ; des ressorts et des amortisseurs ; mais également en améliorant la conception des autres composants des suspensions (par exemple, les buissons en caoutchouc et les supports), afin d'améliorer et d'atténuer l'exploitation de leurs propriétés pour but d'obtenir une amélioration globale de tout, et par une conception appropriée de la géométrie de suspension (liens, bras, leviers) [2].

Essentiellement des suspensions peuvent être classées par catégorie dans deux familles nombreuses : suspensions dépendantes et indépendantes, la différence étant si les deux unités des suspensions (sur l'avant ou l'arrière du véhicule) sont-elle liées ou pas. Tandis qu'il est très commun d'avoir la suspension dépendante arrière, la plupart des suspensions avant sont du type indépendant. Parfois elles sont liées par une barre anti-roulement, qui est essentiellement attachée avec un ressort de torsion qui permet de réduire le roulis tout en négociant un virage.

Dans la mesure où la cinématique de la suspension et les fabricants de voiture concernés forment une série de conceptions, y compris le soit-disant double système de fourchette et les suspensions de multi-lien (utilisés sur l'Audi A4 par exemple). Comme déjà été indiqué ; l'écho de l'unité de suspension se compose d'amortisseur et de ressort et Les ressorts sont typiquement de type d'enroulement quant aux ressorts lame sont toujours les mêmes, particulièrement ceux des camions. Une conception classique est la soit-disant contrefiche de MacPherson, baptisée du nom Earle S. MacPherson qui l'a conçue dans les années 1940. C'est une conception très compacte où l'amortisseur est monté dans le ressort hélicoïdal. La suspension hydropneumatique est un autre type de suspension développé par Citroën, qui a commandé des suspensions pendant beaucoup d'années Curtis en 1991. Un autre type de suspension est La suspension de Hydragas a été utilisée par exemple sur le roadster de MGF Moulton et Le meilleur, 1979a et 1979b, Rideout et Anderson en 2003[2].

Les suspensions commandées (actif et semi-actif) ont fait appel à des ingénieurs automobile pendant beaucoup de décennies. Des amortisseurs semi-actifs ont été développés par des fabricants tels que ZF Sachs[2].

Maintenant beaucoup de véhicules offrent un certain genre de suspensions commandées. Des suspensions actives ont été développées la première fois pour des voitures de la formule 1 : Le Lotus était le premier véhicule équipé d'un système actif en 1983 Baker en 1984, Milliken en 1987. En plus des voitures de course, des systèmes actifs ont été étudiés pendant longtemps et également développés pour les véhicules routiers (typiquement voitures de salle). Hillebrecht en 1992, 15 ans avant la différence était entre l'avantage de client et le défi technologique de l'angle d'un fabricant de voiture. Mercedes agit pendant des années sur les suspensions actives. Le coupé de CL de Mercedes Cross en 1999 équipé de commande entièrement intégrée de suspension et de traction. Le modèle de Citroën BX fourni d'un système d'individu-niveleur et le Xantia Activa mécanisé par des barres anti-roulement actives ; quant à Toyota préfère les suspensions commandées, par exemple dans le Toyota Celica par Yokoya et autres en 1990, aussi bien que Volvo par Tiliback et Brood en 1989. Récemment l'abondance des voitures de haut-segment sont généralement équipées par des suspensions semi-actives (des véhicules de Mercedes, de Lamborghini et de Ferrari) [2].

Des suspensions semi-actives Magnétorhéologique sont employées sur un certain nombre de voitures du marché de haut-segment qui utilisent Delphi's MagneRide™, système basé sur des amortisseurs magnétorhéologique. Le système est adapté sur quelques véhicules comportent quelques modèles de Cadillac (Imaj, Séville, SRX, XLR, STS, DTS), le Chevrolet Corvette et récemment l'Audi TTT, l'Audi R8 et le Ferrari 599 GTB [2].

Un autre type de suspension intéressant mentionne que ; la suspension électromagnétique linéaire de Bose® conçue par Dr. Amar Bose est basée sur un moteur électrique et un amplificateur de puissance linéaires au lieu d'un ressort et un amortisseur [2].

2.1. Suspensions actives et semi-actives dans la littérature scientifique

Une quantité considérable de travail sur les systèmes de la suspension contrôlés est présente dans la littérature technique et scientifique. Le premier papier (journal) traitant les suspensions actives remonte aux années 1950 par Federspiel-Labrosse en 1954, L'une des premières revues de l'état de l'art ; de suspensions contrôlées a été effectuée par Hedrick et Wormely en 1975 [2].

Un autre a été produit en 1983 par Goodall et Kortüm qui a examiné la technologie de la suspension active. Quelques années plus tard Sharp et Crolla en 1987 et Crolla et Aboul Nour en 1988 ont fait une étude comparatifs des avantages et les inconvénients des types divers de suspensions. Crolla a donné une autre revue historique une tentative de présenter quelques critères de la conception en 1995. Un premier choix dans le design (la conception) d'une suspension entièrement active est le type d'actionnement. Le déclencheur peut être hydraulique, pneumatique, électromagnétique, ou une solution hybride.

Williams et d'autres en 1996, ont analysés les mérites d'un déclencheur oléopneumatique, Martins et d'autres en 1999 a proposé une suspension contrôlée hybride-électromagnétique. Une suspension active utilisant un actionneur hydraulique, à été propose par Satoh et d'autres en 1990 [2].

Les suspensions actives sont classées parmi les domaines les plus difficiles pour les ingénieurs de contrôle. Toutes les principales techniques de contrôle développées dans les 30 ans passés ont été appliquées au problème de contrôle de suspensions de véhicule. Une vue d'ensemble de cette recherche [2].

Au début il doit être souligné qu'un des principaux problèmes dans la conception d'algorithmes de contrôle est ; l'identification de véhicule et ses paramètres de suspension. Les erreurs dans leur connaissance peuvent gêner la performance des contrôleurs les plus sophistiqués, conçus avec des techniques mathématiques très raffinées. Majjad en 1997 et Tan et Bradshaw en 1997 ont abordé le problème de l'identification des paramètres de suspension de voiture.

La nécessité de la négociation parmi les exigences contradictoires des suspensions en termes de confort et tenue de route a conduit à l'utilisation des techniques d'optimisation. En 1976 Thompson a étudié un modèle quart de véhicule et a employés une théorie optimale linéaire par retour d'état pour la conception d'un contrôle suspension; Chalasani en 1987 a optimisé la performance de la conduite active à l'aide d'un modèle de voiture complet. Sammier a proposé un algorithme H_{∞} de suspensions actives et d'autres en 2000 [2].

Les conditions de conduire une voiture changent considérablement selon la route et la vitesse. Ceci suggère la nécessité de certaines formes de contrôle adaptatif, HAC en 1987 mise en œuvre de ce genre de régime. Ramsbottom en 1999, Chantranuwathana et Peng en 1999 ont étudié un système adaptatif de contrôle robuste pour des suspensions actives [2].

Le contrôle robuste, la philosophie de contrôle pour traiter les systèmes avec des paramètres incertains, a été examiné par beaucoup de chercheurs aussi. Mohan et Phadke en 1996 a étudié un contrôleur structure variable pour un quart de voiture. Park et Kim en 1998 ont étendu cette étude à un modèle de tour complet 7DOF. Le contrôle de mode glissant a été examiné par Yagtz et d'autres en 1997 et par Kim et Ro en 1998. Un contrôleur de mode confus mixtes glissant, présenté par Al-Houlu et d'autres en 1999 [2].

Les systèmes de suspension active ont été étudiés aussi pour les véhicules tout terrain Crolla et autre en 1987. Stayner en 1988 a proposé une suspension active pour les véhicules agricoles, des dispositifs actifs ont été également étudiés pour des applications ferroviaires tel que rapporté par Goodall et d'autres en 1981[2].

La suspension semi-active a été d'abord introduites dans les années 1970 par Crosby et Karnopp en 1973, Karnopp et d'autres en 1974 comme une alternative coûteuse, systèmes actifs fortement compliqués et exigeants de la puissance. Un travail similaire a été réalisé par Rakheja et Sankar en 1985 et Alanoly et Sankar en 1987, en termes d'isolants actifs et semi-actifs. Une étude comparative avec des systèmes passifs a été effectuée par Margolis en 1982 et par Ahmadian et la Marjolaine en 1989. La caractéristique la plus attractive de ce travail était que ; les stratégies de contrôle reposaient uniquement sur la mesure de la vitesse et du déplacement relatif. Une revue peut être trouvé dans Crolla en 1995 [2].

Un schéma de contrôle appelé amortissement skyhook, basée sur la mesure de la vitesse verticale absolue de la carrosserie de la voiture (le but est d'obtenir la même force d'amortissement que celle produite par un amortisseur relié à une référence inertielle idéale dans le ciel), a été proposé dans les années 1970 par Karnopp et est encore employé dans un certain nombre de variantes Alleyne et al.1993. Yi et Song en 1999 ont proposé une version adaptative du contrôle skyhook. Certains auteurs, Chang et Wu en 1997, pour améliorer le confort, ont conçu une suspension basée sur un système de contrôle biologique, similaire au neuromusculaire. Récemment Lu et d'autres en 2005 a étudié quatre stratégies de contrôle semi-actives différentes basées sur le skyhook et les stratégies de contrôle d'équilibre [2].

La réduction de la force de pneu dynamique est un domaine stimulant. Cole en 1994 y ont fait un travail vaste, tant théorique qu'expérimental. Groundhook contrôlent la logique a été aussi examiné par Valasek en 1998 pour réduire les forces de pneu dynamiques [2].

Ils ont été envisagés non seulement pour les voitures de tourisme, mais aussi pour d'autres types de véhicules. Besinger en 1991 ont étudié une application d'amortisseurs semi-actifs sur des camions. Un algorithme skyhook pour des applications de train a été examiné par Ogawa et d'autres en 1999. Miller et Nobes en 1988 ont étudié une suspension semi-active pour les chars militaires. Une étude a été exécutée par Margolis et Noble en 1991 pour contrôler le soulèvement et les mouvements de roulement des grands véhicules tout terrain.

Comme avec les systèmes actifs, il a proposé une variété de schémas de contrôle pour des suspensions semi-actives : schéma adaptatifs Bellizzi et Bouc en 1989, contrôle optimal Tseng et Hedrick en 1994, LQG (Quadratique Linéaire Gaussian) schéma Barak et Hrovat en 1988 ainsi que des algorithmes robustes Titli et d'autres en 1993. Crolla et Abdel Hady en 1988 ont proposé un contrôleur multivariable pour un modèle de véhicule complet. Hac a proposé le contrôle de prévisualisation en 1992 et Hac et Youn en 1992 [2].

Une solution intéressante a été proposée par Groenewald et Gouws en 1996, qui a suggéré l'amélioration de conduite et manipulation à l'aide du contrôle en boucle fermée pour ajuster la pression des pneus. En contrôlant la pression des pneumatiques, il est possible de contrôler par résonance roue-hop et donc améliorer la conduite dite secondaire, etc. .. , le comportement proche de la résonance de roue-hop par Shaw en 1999, ainsi que l'amélioration de la durée de vie des pneus et la réduction de la consommation de carburant [2].

Au cours de ces dernières années on a énormément d'activité sur les applications des techniques d'intelligence artificielle pour systèmes de suspension. Réseaux de neurones et de la logique floue par Vemuri en 1993 ; Agarwal en 1997 ont attiré l'attention de nombreux chercheurs dans le domaine par Moran et Nagai en 1994, Watanabe et Sharp en 1996 et 1999, Ghazi Zadeh en 1997, Yoshimura et d'autre en 1997 [2].

Cette brève étude a montré qu'un grand nombre de recherches ont été effectués et reste toujours en cours sur la conception de systèmes de suspension contrôlée bon marché et fiable pour les véhicules [2].

2.2 Les composants d'une suspension

De nombreux composants sont implantés dans la suspension, ces éléments possèdent des rôles différents mais surtout complémentaires. Les principaux sont listés ci-dessous.

- **L'amortisseur** est l'élément central de la suspension automobile ; il sert à dissiper l'énergie cinétique due aux mouvements du châssis. Il en existe plusieurs géométries et conceptions. Son type de fonctionnement permet de déterminer la nature de la suspension. La technologie hydraulique est la plus utilisée, dans ce cas la force d'amortissement est due à la perte de charge hydraulique à l'intérieur de l'amortisseur et son expression dépend principalement de la vitesse. Dans les autres types de suspensions, la force dépend d'autres variables qui peuvent être de nature électrique.

- Le ressort monté précontraint et en parallèle avec l'amortisseur, sert à absorber les chocs grâce à sa déformation élastique. Il restitue l'énergie accumulée lors de sa compression permettant à la suspension de regagner continuellement sa position d'équilibre initiale [2].
- Le pneu est monté sur une jante, il a pour fonction première l'adhérence mais il joue aussi un rôle comparable à l'amortisseur en se déformant. C'est un composant essentiel dans la maîtrise du comportement d'un véhicule. Il transmet les forces longitudinales nécessaires à l'accélération et au freinage ainsi que les forces latérales permettant de tourner [2].

D'autres pièces assurent la liaison de la suspension au châssis ainsi que l'entraînement de roues telles que le moyeu qui est la partie centrale de la roue traversée par l'essieu. Ce dernier est une barre transversale supportant la carrosserie du véhicule. Des pièces en matériau caoutchouté (bushing) sont placées aux extrémités de fixation de l'amortisseur afin de fournir une isolation des vibrations acoustiques [1].

2.3 Architecture des suspensions courantes

Dans cette partie nous présentons un inventaire des architectures de suspension les plus utilisées. Il existe plusieurs types de systèmes de suspensions. Ils se différencient suivant qu'ils se situent sur les trains avant ou arrière du véhicule. Dans les deux cas on peut diviser l'ensemble de ces systèmes en deux familles : les suspensions à essieu rigide et celles à essieu indépendant. Généralement, le train avant est équipé de suspensions indépendantes tandis que l'essieu rigide est utilisé sur les roues arrière [3]. En ce qui concerne le train avant, trois configurations sont aujourd'hui répandues [1] ;

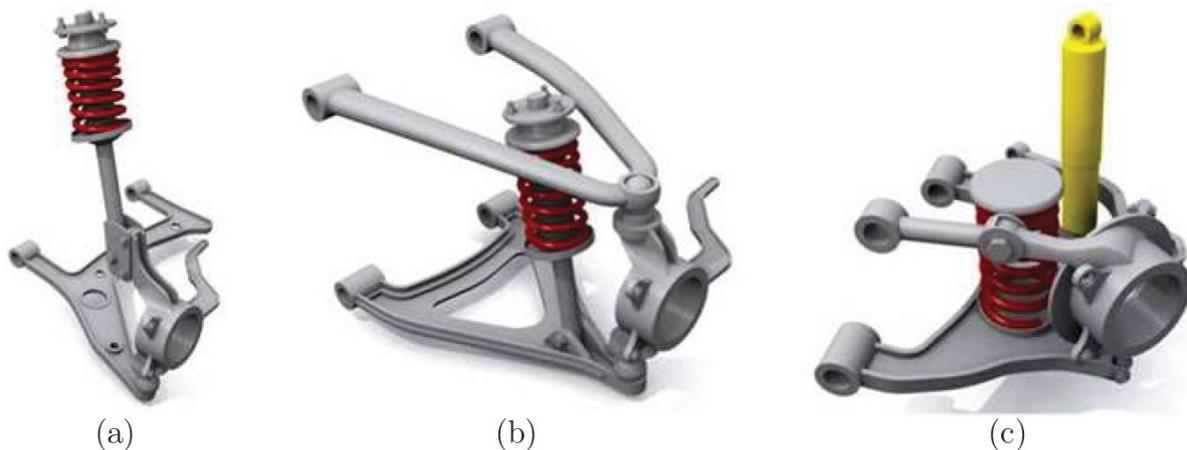


Figure I.2 - Différentes architectures des suspensions des trains avant [1].

2.3.1 Le Mac Pherson (figure I.2.a), c'est la suspension la plus utilisée en automobile. Le combiné ressort-amortisseur est ici un élément à part entière du train avant puisqu'il assure la liaison entre le moyeu et la caisse, à même titre que le triangle inférieur (liaison rotule au niveau du moyeu et pivot avec la caisse). Dans cette situation il faut alors être vigilant quant au dimensionnement du combiné car il doit subir des efforts importants [1].

2.3.2 La double triangulation (figure I.2.b), cette architecture est plutôt utilisée sur les véhicules à tendance sportive ou haut de gamme car plus coûteux, mais aussi plus efficace quant à la conservation de la géométrie initiale du train (parallélogramme déformable). Dans cette situation, le combiné ressort l'amortisseur la rigidité et la robustesse du train lui revient puisque c'est le rôle des deux triangles [1].

2.3.3 Le multilink (figure I.2.c), c'est la configuration la plus récente, elle est utilisée sur certains modèles de voitures de luxe. On retrouve toujours deux triangles mais la partie

supérieure est composée de plusieurs parties articulées afin d'augmenter les possibilités de réglages du train pour optimiser la tenue de route, d'après les constructeurs, On remarque également que dans ce cas l'amortisseur et le ressort forment deux pièces distinctes contrairement aux modèles précédents [1].

Pour le train arrière de multiples configurations existent du fait des différents modes de transmission (traction, propulsion, 4x4), cependant certains sont plus couramment utilisés, en particulier:

2.3.4 L'essieu de torsion (figure I.3.a), il fait partie de la classe des essieux à roues dépendantes. En effet les roues sont reliées par une barre qui admet une certaine flexibilité. Une barre rigide appelée barre *Panhard* qui fait la liaison entre une extrémité de l'essieu et la carrosserie sert à maintenir la caisse latéralement au dessus de l'essieu et limite ainsi ses mouvements horizontaux. Cette configuration est très populaire pour les véhicules à traction avant ; car c'est une solution simple, robuste et peu coûteuse [1].

2.3.5 Le train multibras (figure I.3.b), il Veil à une répartition équilibrée de charge. L'architecture complexe du guide d'essieu garantit un appui optimal à la carrosserie et une direction précise qui renforcent la stabilité du véhicule.

Remarque: l'essieu de torsion (a) est très répandu simple et robuste tandis que le multibras (b) est d'une conception plus complexe mais très efficace notamment en guidage [1].

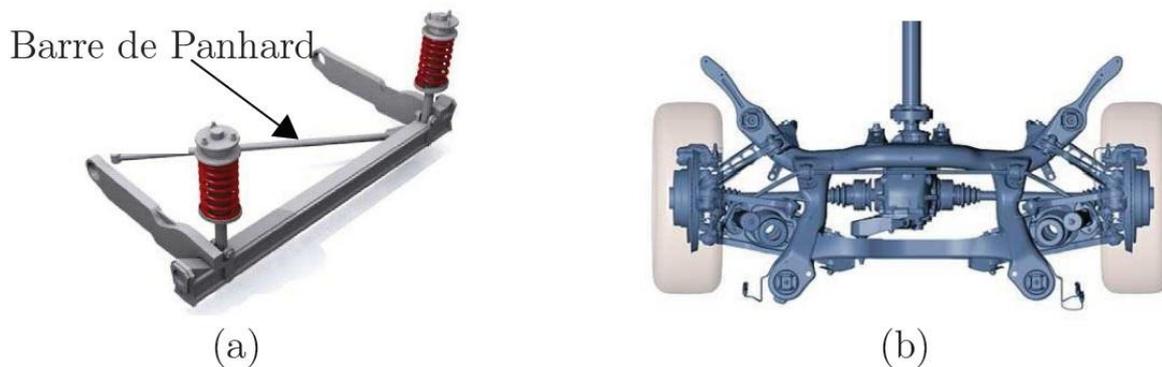


Figure I.3 - Architectures de suspension des trains arrière

2.4 Différents types de Suspension

2.4.1 Suspension passive

Les systèmes à suspension passive traditionnelle sont conçus à base des éléments passifs, c'est-à-dire équipée généralement d'un ressort et d'un amortisseur une force en fonction de la différence entre la vitesse de la masse suspendue et celle de la masse non suspendue. Dans les cas d'amortissement passifs les plus usuels, la force développée par l'amortisseur est supposée dépendre linéairement de la vitesse :

$$F_{\text{amortisseur}} = c (\dot{x}_{\text{roue}} - \dot{x}_{\text{caisse}}) \quad (I.1)$$

Où c : le coefficient d'amortissement supposé constant.

La technologie d'amortissement passive est de loin la plus utilisée et l'amortisseur hydraulique classique est le plus employé. Il est implanté sur la grande majorité des véhicules actuels. Les suspensions passives fonctionnent par réaction uniquement en absorbant une partie de l'énergie d'entrée. Lorsque la suspension est passive, ses caractéristiques ne varient qu'avec l'usure des éléments. Elles ont le même comportement et rendement quelque soient les situations. Avec ce type de suspensions passives, il existe des fréquences qui ne sont pas bien filtrées, ce qui constitue leur plus grand inconvénient [4].

2.4.2 Suspension active

Les suspensions actives agissent et réagissent aux diverses contraintes et perturbations subies par le châssis afin d'améliorer le comportement du véhicule, tant sur le plan de la tenue de route que sur le plan du confort. Dans ces systèmes la force développée est produite directement à partir d'un actionneur électromécanique commandé, en général via un calculateur qui détermine en temps réel l'effort à fournir. Cet actionneur électromécanique fonctionne à la fois en frein et en moteur contrôlable d'où le qualificatif d'actif contrairement à l'amortisseur classique qui ne peut que dissiper l'énergie. La suspension active vise à imposer une force ou un déplacement au châssis du véhicule, en fonction de l'état mesuré ou de l'historique de celui-ci. Les performances d'une suspension active dépendent de la manière dont l'actionneur est contrôlé. Un schéma d'un système de contrôle actif des suspensions est présenté sur la figure I.4. Il consiste, dans un premier temps, les informations telles que l'accélération de la roue et du véhicule sont transmises au contrôleur qui calcule, selon une stratégie de contrôle, la consigne nécessaire à l'actionneur. Ce dernier agit sur le véhicule pour atténuer les vibrations [1].

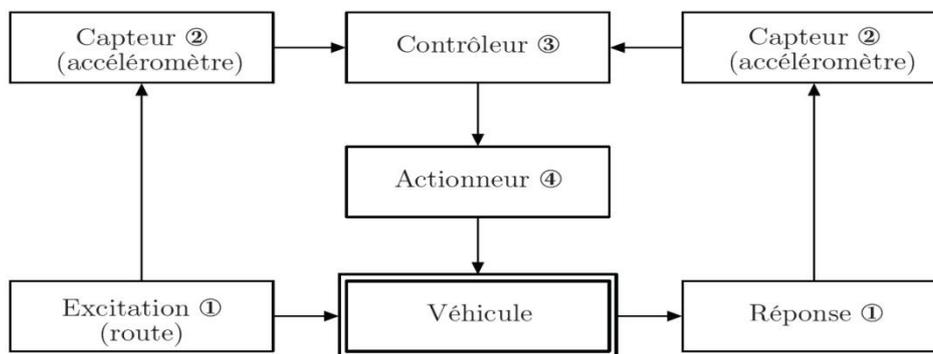


Figure I.4 - Schéma d'une suspension active [1].

Premièrement, à placer les capteurs (accéléromètres) sur le châssis et au niveau des axes des roues (moyeu), pour mesurer à chaque instant, la réponse du véhicule ou l'excitation liée à la route. La deuxième étape consiste à choisir une loi et une stratégie de contrôle convenables qui permettent, à l'actionneur de produire une force de contrôle. La plupart des travaux effectués sur la conception des stratégies de contrôle des suspensions actives concernent uniquement le sous-système « suspension », c'est à dire que la stratégie de contrôle ne prend pas en compte l'interaction avec d'autres sous-systèmes du véhicule.

Des nombreuses études ont été menées sur le contrôle et le développement des suspensions actives [3]. A titre d'exemple, il existe le système Active Body Control (ABC) de Mercedes™ qui est constitué par des vérins hydrauliques placés au niveau des suspensions de chaque roue et qui compensent l'écrasement des ressorts pour mieux contrôler le mouvement du châssis (voir figure I.5). Deux lasers, intégrés aux phares avant, balayent continuellement l'avant de la voiture à la recherche d'imperfections et d'aspérités de la chaussée. Le système transmet ensuite l'information au système de contrôle de l'ABC qui contrôle le débit d'huile

dans des pistons directement en contact avec le ressort de chaque roue et de façon indépendante, c'est la raideur de chaque suspension qui est contrôlée, ce qui rend ce système actif. D'après [1].

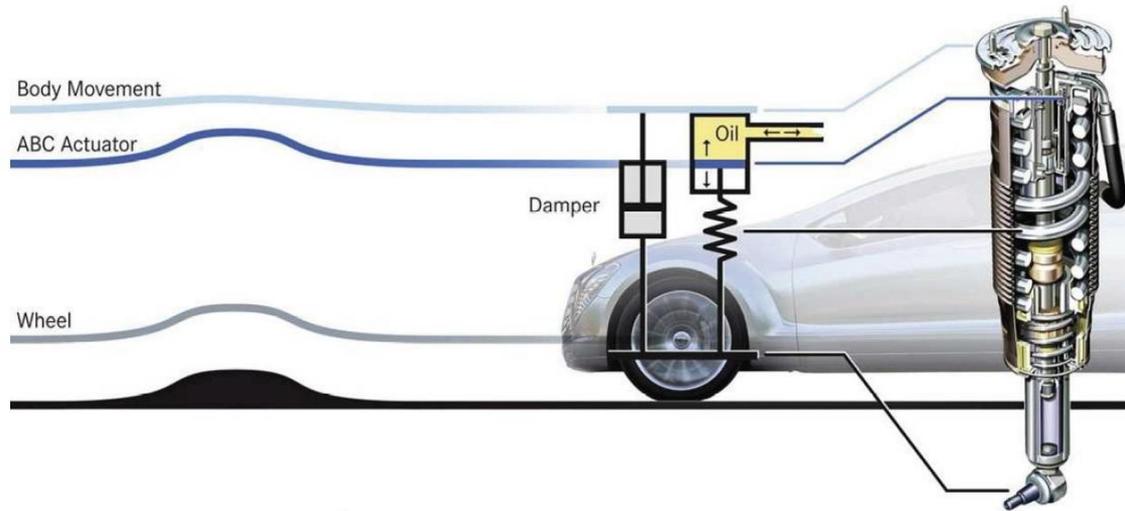


Figure I.5 - Système ABC dans sa nouvelle version [1].

Plus récemment la suspension développée par Bose™ *Linear Electromagnetic Suspension* associe un moteur électromagnétique linéaire ainsi qu'un amplificateur de puissance à chaque roue.

En dépit de, leurs très bonnes performances, les suspensions actives sont à ce jour peu répandues à cause de leur complexité, de leur coût, de leur consommation d'énergie et du risque potentiel d'instabilité inhérent à tout système actif.

2.4.3 Suspension semi-active

Comme son nom l'indique, la suspension semi-active est un compromis entre les systèmes passifs et actifs. Un dispositif semi-actif, tout comme l'amortisseur passif, ne peut que dissiper de l'énergie en produisant une force qui s'oppose à la vitesse relative entre la caisse et la roue. Par contre cette force est contrôlable en temps réel. Un premier avantage de ce concept est le caractère adaptatif dans le temps de l'amortissement. On peut régler par exemple l'amortissement de manière optimale au cours du temps pour des excitations de caractéristiques lentement ou rapidement variables. Cette modification de caractéristiques en temps réel est issue de la loi de contrôle. L'idée principale du contrôle semi-actif est très simple: elle consiste à changer, en temps réel, les caractéristiques des dispositifs de dissipation d'énergie et ce changement ne nécessite qu'une source minimale d'énergie. Le concept de ce type de contrôle a été introduit pour la première fois par Karnopp qui propose de modifier la force d'amortissement du fluide en contrôlant l'ouverture de la valve d'un amortisseur conventionnel, par exemple, un amortisseur hydraulique muni d'une servovalve qui contrôle le débit d'huile. Le diagramme schématisant le fonctionnement d'une suspension semi-active est similaire à celui de la figure I.4 sauf que dans ce cas la force délivrée par l'amortisseur est exclusivement négative (opposée au déplacement), c'est une force dissipative et non motrice. L'avantage des suspensions semi-actives réside dans le fait qu'elles délivrent un amortissement variable avec des temps de réaction très courts (de l'ordre de la dizaine de ms) tout en nécessitant un faible besoin en énergie. De plus le caractère passif de ce type de suspension les rend naturellement stables [1].

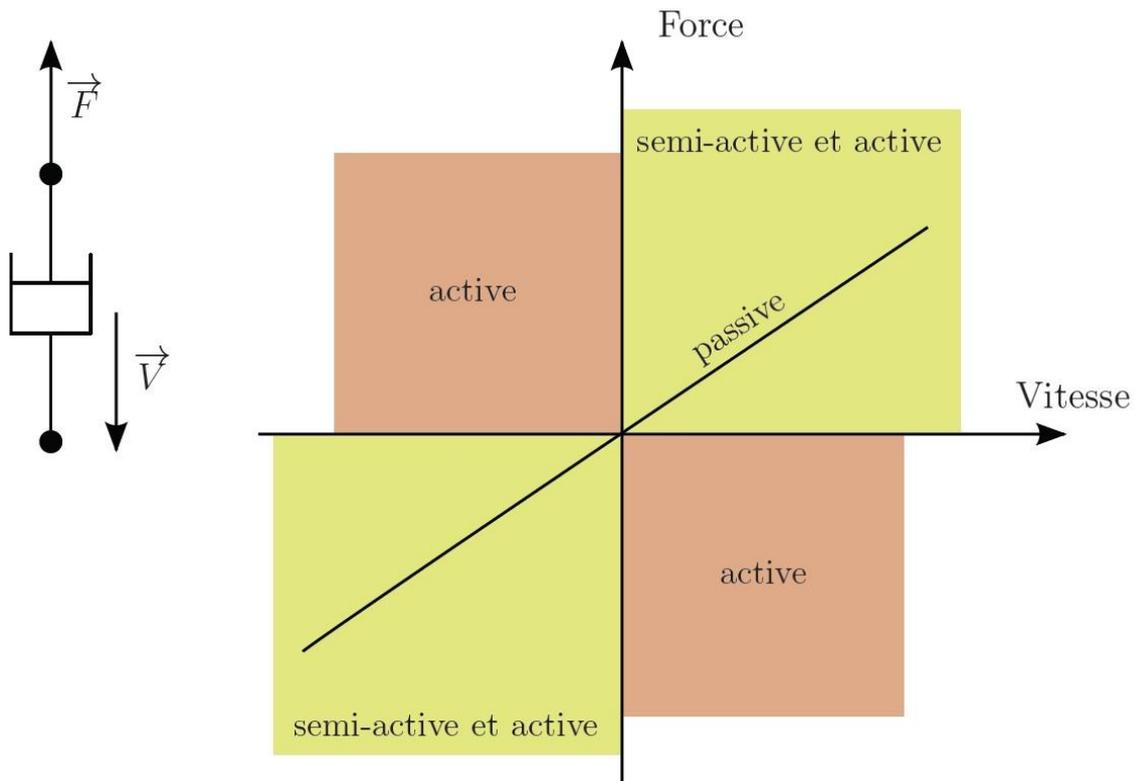


Figure I.6 - Domaines de fonctionnement de chaque type de suspensions [1].

On distingue sur la figure que ; la suspension active couvre toutes possibilités de réaction quelque soit le sens de la vitesse, elle peut être motrice ou dissipative. La suspension semi-active reste purement dissipative mais avec la possibilité de modifier en temps réel le taux de dissipation de l'énergie. Le dernier cas, la suspension passive est limitée à une seule caractéristique dissipative non modifiable [1].

À titre d'exemple ; nous citons le cas de la suspension semi-active hydropneumatique développée par Citroën™. L'amortisseur classique est remplacé par une sphère contenant deux fluides : un liquide (huile minérale) et un gaz (l'azote) qui constitue l'élément élastique. Ce système utilise une pompe hydraulique entraînée par le moteur et couplée à un accumulateur qui assure la distribution du liquide sous haute pression dans tout le circuit hydraulique. La suspension hydropneumatique permet d'obtenir une grande flexibilité et une hauteur constante, quelle que soit la charge. Cependant l'entretien de ce système exige de très grandes compétences et doit être régulier, les sphères peuvent perdre leur azote toutefois l'éventuelle perte de pression dans le circuit ne permet plus à la voiture de rouler [1].

*exemple : Amortisseur hydraulique à orifice variable de la société Soben™. Le contrôle est effectué en maîtrisant le passage d'huile, en rétrécissant ou augmentant le diamètre de ces orifices [1].

Les suspensions à base de fluide magnéto rhéologique font aussi partie des suspensions semi-actives. Le fonctionnement est basé sur l'utilisation d'un fluide dont le comportement rhéologique est variable en fonction du champ magnétique. Ces amortisseurs ont un temps de réponse assez rapide et sont capables de dissiper de grande quantité d'énergie, de plus ils ne contiennent pas de parties mécaniques mobiles à l'intérieur de l'amortisseur, ce qui les rend plus robustes par comparaison aux amortisseurs à orifices variables.

Les véhicules automobiles utilisant des suspensions contrôlées sont majoritairement très luxueux ou très sportifs.

Les liquides MR connurent leur première application à grande échelle dans l'industrie automobile en 2002 avec la commercialisation de la Cadillac Seville STS, équipée du système

MagneRide™ fabriqué par l'équipementier Delphi Corporation [5]. L'avantage du MagneRide par rapport aux autres systèmes de suspension semi-actifs déjà commercialisés est qu'il ne requiert pas de centrale hydraulique ou pneumatique. Il est caractérisé par un fonctionnement silencieux. Une grande résistance à l'usure et l'absence totale d'entretien. Ainsi, il est plus facile à installer sur un châssis déjà existant. Cette technologie est compatible avec tous les types d'automobiles. Depuis 2006, certains constructeurs automobiles européens ont adopté cette technologie, elle est actuellement installée sur les nouvelles Audi TT et Ferrari 599 GTB [1].

Le MagneRide™ est un amortisseur d'une course totale entre 36 et 46 mm (voir figure I.7). Sa consommation électrique est assez faible, de l'ordre de 20 Watts maximum par amortisseur. Son électronique de contrôle peut être intégrée avec celle des ABS 3 et ESP4 avec un pilotage indépendant de chaque suspension. Ce système se sert des capteurs existants pour évaluer la vitesse et le déplacement du véhicule, ainsi que l'importance des mouvements imprimés au volant et à la pédale de frein par le conducteur. L'analyse du style de conduite permet au module de contrôle de présélectionner différents modes de conduite[1].

Si le conducteur adopte un style de conduite dynamique (mode sport), l'intensité du courant et l'activité du système sont plus importants que s'il opte pour une vitesse de croisière classique (mode de conduite en ville). Ensuite la loi de contrôle, c'est à dire la manière dont on active l'amortisseur, est une loi de tout ou rien. L'activation ou non du système dépend de la stratégie de contrôle choisie [1].

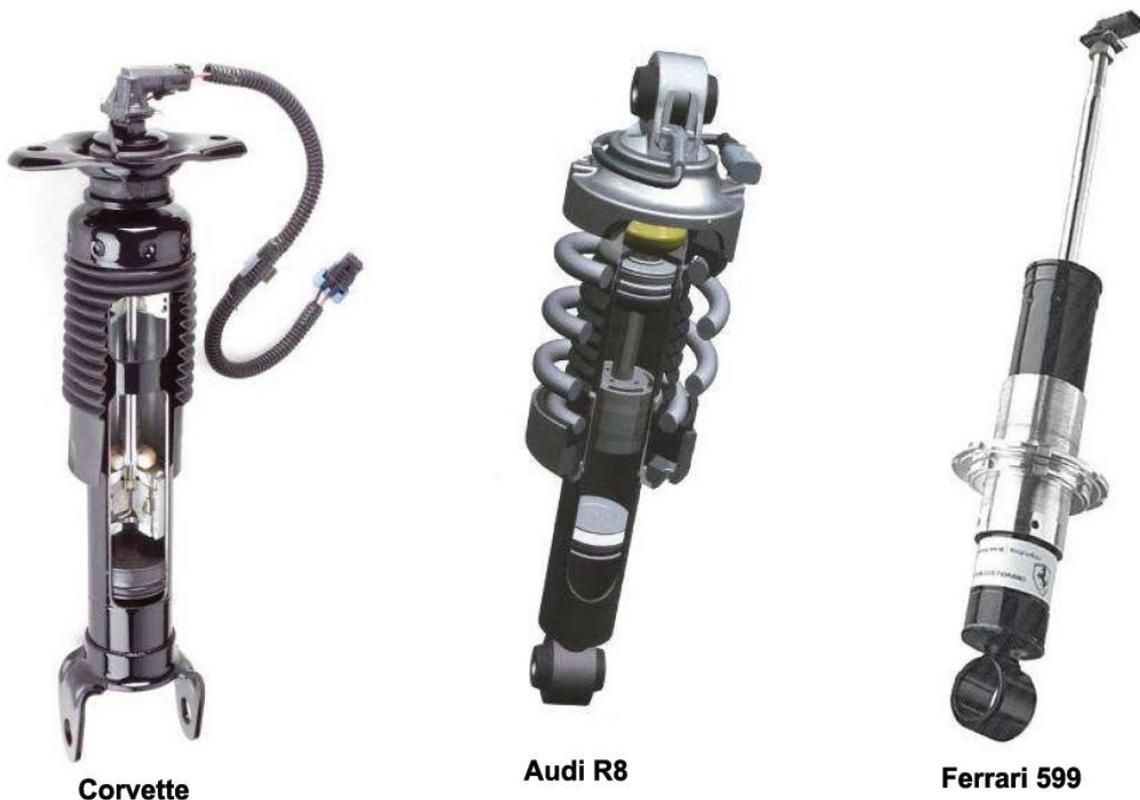


Figure I.7 - Amortisseurs MR (Delphi)

La figure I.7, il consiste une amortisseurs MR commercialisés par l'équipementier Delphi™ et équipant des véhicules de luxe ou sportif [5].

2.5. Confort dans un véhicule

L'objectif premier des suspensions automobiles est d'atténuer les perturbations causées par les imperfections de la route et idéalement d'éliminer les vibrations néfastes pour le véhicule et pour les passagers afin d'assurer un meilleur confort et bien-être des passagers dans le véhicule. Selon l'accélération à laquelle est soumis le passager, ce dernier peut ressentir des malaises. Par exemple, à certaines fréquences, une sensation de malaise due aux vibrations de certains organes du corps humain peut être ressentie. De plus, l'allongement de la durée d'exposition aux vibrations augmente la sensibilité du corps humain. Dans ce contexte, afin de quantifier le confort, des normes définissent les seuils de tolérance du corps humain aux vibrations en fonction de l'amplitude, de la fréquence et de la durée des perturbations [1].

2.6. La tenue de route

Sur un véhicule, la suspension doit assurer la continuité du contact roue/chaussée malgré les défauts de la route. La tenue de route représente la stabilité d'un véhicule, elle est relative à la capacité du véhicule à suivre la trajectoire que le conducteur souhaite lui imposer. Pour obtenir cela, il faut que les efforts moteurs, directionnels ou de freinage soient correctement transmis. C'est le pneu qui génère les forces longitudinales et latérales nécessaires aux changements et aux corrections de trajectoire. Cette force varie en fonction des paramètres suivants [1] :

- le glissement qui correspond à la différence entre la vitesse de déplacement longitudinale du véhicule et la vitesse de rotation de la roue rapporté (en la multipliant par le rayon de la roue) au niveau de la surface de contact.
- l'angle de carrossage qui désigne l'angle formé par le plan de roulement de la roue avec la verticale (figure I.8.a).
- l'angle de dérive qui est la variation de la trajectoire du véhicule due à la déformation transversale du pneu quand il est soumis à l'action d'une force latérale lors d'un virage. C'est l'angle formé par le plan de la roue et la tangente à la trajectoire réelle du pneu (figure I.8.b).
- la force normale ou la force verticale, elle correspond à la composante verticale de la force appliquée à la surface de contact entre le pneu et la route.

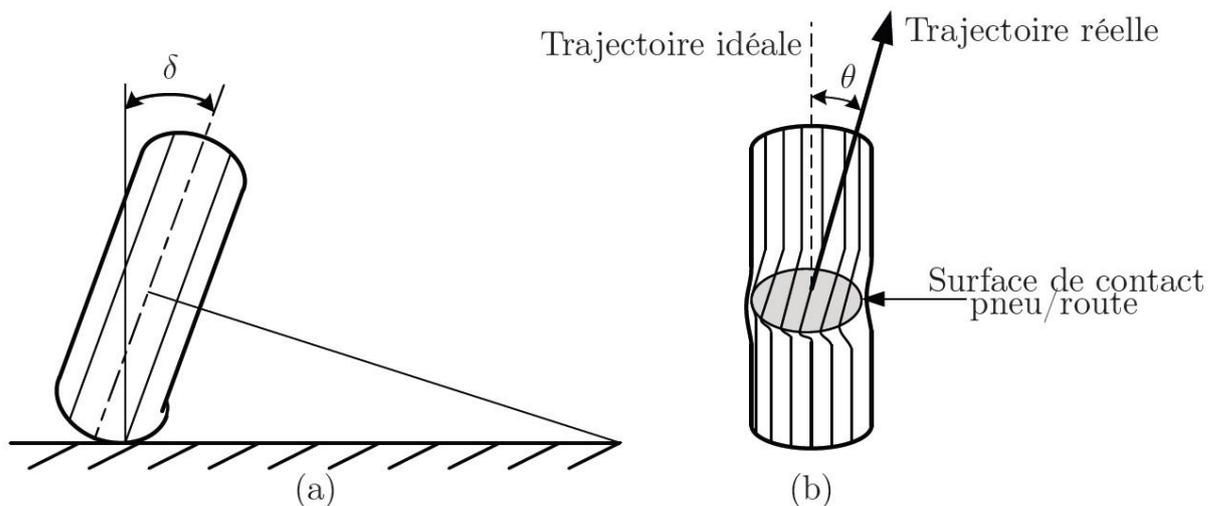


Figure I.8 - Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b) [1].

Le glissement et l'angle de dérive sont contrôlés par le conducteur afin de diriger le véhicule. L'angle de carrossage varie selon la géométrie de la suspension, mais la force générée par le pneu varie largement en fonction de la force normale. Pour assurer un effort constant entre la route et le pneu, la suspension doit réduire les variations de la force normale appliquée sur le pneu, ce dernier est généralement modélisé par un ressort linéaire de très grande raideur couplé parallèlement à un amortisseur (voir fig I.2). Dans ce modèle de pneu, la déflexion du pneu est donc utilisée comme mesure représentative de la tenue de route du véhicule. Un critère de mesure de la tenue de route consiste à étudier les variations de cet effort normal, et plus particulièrement la valeur minimale que peut prendre. En effet, plus cet effort est important, meilleure est l'adhérence du pneu sur la route; et inversement, si cet effort devient trop faible, la tenue de route se dégrade. On se sert de cette constatation pour le calcul de l'«adhésion». Cela correspond en réalité à la déviation de l'effort par rapport à sa valeur statique. Cette charge statique correspond au poids du quart de véhicule en supposant que le poids du véhicule est uniformément réparti sur les quatre roues. L'adhésion est calculée sur un intervalle de fréquences et pour un type de route, elle se traduit par la formule suivante[1] :

$$\text{adhésion} = 100 \frac{\text{effort minimal}}{\text{charge statique}} \% \quad (I.2)$$

Tableau I.1 - Classification de la dynamique des véhicules en fonction de l'adhésion [1]

Adhésion du véhicule	Classification selon l'EuSAMA
61% à 100%	Excellente dynamique et tenue de route
41% à 60%	Bonne dynamique et tenue de route
21% à 40%	Dynamique et tenue de route moyennes
1% à 20%	Faible dynamique et tenue de route
0%	Mauvaise dynamique et tenue de route

Remarque : Cette classification est donnée par l'Association des Fabricants d'Amortisseurs Européens (*EuSAMA1*). Pour donner une idée quant à la qualité de la tenue de route des véhicules [1].

2.6.1 Butée de suspension

En pratique, les éléments constituant la suspension du véhicule disposent d'un débattement limité. Il est donc important de prendre en compte le débattement maximal de suspensions dans la synthèse d'une loi de commande afin d'éviter les chocs qui surviennent lorsque la suspension arrive en fin de course. Le but est donc uniquement de le contraindre à rester dans un certain intervalle [1].

3. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons tout d'abord présenté un historique sur la suspension du véhicule et particulièrement en détails les différents types de suspension.

Par la suite, nous avons introduit les différentes composantes d'une suspension ainsi que l'architecture de la suspension, le confort et la tenue de route du véhicule.

Chapitre II

**Formulation dynamique du système suspension-
route**

1. Introduction

La voiture est un ensemble de pièces mécaniques et la suspension est un ensemble formé de pièces en mouvement dynamique.

Notre étude concerne la formulation dynamique du sous /système « suspension » par la mise en équation dynamique en vu de leurs résolution par MATLAB SIMULINK .

2. Description du modèle

La majorité des travaux de recherche ont étudiés les suspensions que soit actives, passives ou Semi-actives ont utiliser un modèle (fig II.1) de quart de véhicule avec deux degrés de liberté (2DDL).

2.1. Modèle quart de véhicule passif

Le modèle ¼ de véhicule étudié est illustré dans la figure (II.1). Nous trouvons ce modèle dans la plupart des véhicules à suspension passive. Cette suspension est composée d'un ressort linéaire et d'un amortisseur passif assemblés en parallèles.

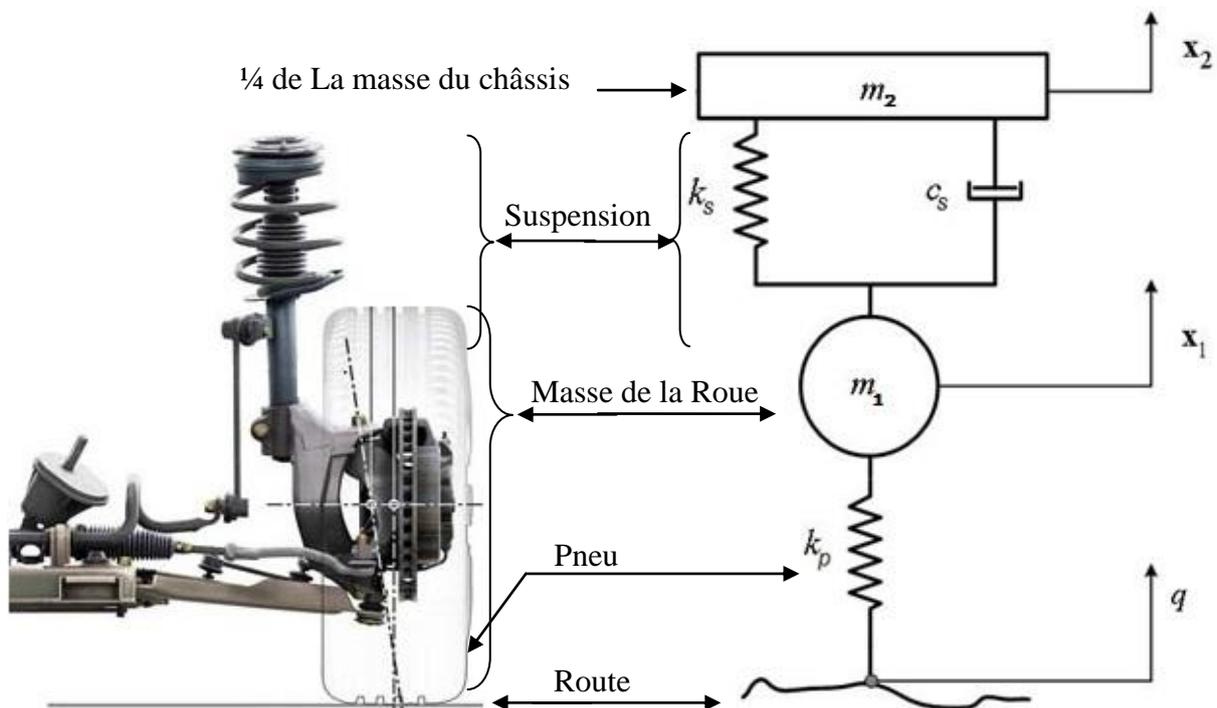


Figure II.1 - Modèle de la suspension d'un quart de véhicule (2 DDL).

Ce système est composé de deux masses distinctes. La masse suspendue m_2 représente la masse du châssis. La masse non-suspendue m_1 représente la masse du pneu, de la jante, du portemoyeu et la moitié des bras de suspension. La suspension proprement dite est composée d'un ressort en parallèle avec un amortisseur linéaire de constante k_s et C_s . Le pneu est modélisé par un ressort linéaire de constante k_p avec un amortisseur mais, l'amortissement du pneu est considéré comme négligeable.

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_s(x_2 - x_1) + c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_p(x_1 - q) \quad (\text{II.1})$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -k_s(x_2 - x_1) - c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (\text{II.2})$$

Formulation analytique des fréquences et des déplacements du système à 2 dll

On calcule analytiquement les équations précédentes de la suspension passive dans quatre cas sur le même système, chaque cas est différent de l'autre.

1^{ère} Cas : Système libre sans amortissement

Dans le cas du système précédant non amorti et sans force d'excitation (vibrations libres) et tel qu'illustré à la figure II.1 le système homogène (sans second membre) suivant doit être résolu et en cherche des solutions de la forme $\{x\} = \{X_0\} \cos \omega t$.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_p + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{II.3})$$

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\}$$

Les valeurs propres (les fréquences propres) sont trouvées en calculant le déterminant de l'équation (II.3)

$$\det[K - \omega^2 M] = 0 \quad (\text{II.4})$$

$$\begin{vmatrix} (k_p + k_s) - (\omega^2 m_1) & -k_s \\ -k_s & k_s - (\omega^2 m_2) \end{vmatrix} = 0 \quad (\text{II.5})$$

$$\omega^4 m_1 m_2 - (k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2) \omega^2 + k_p k_s = 0 \quad (\text{II.6})$$

On remplace ω^2 par λ dans (II.6) ce trouve

$$m_1 m_2 \lambda^2 - (k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2) \lambda + k_p k_s = 0 \quad (\text{II.7})$$

Résolution de l'équation :

Le discriminant de l'équation (II.7) est la valeur Δ définie par :

$$\Delta = (k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)$$

Si le **discriminant** est strictement positif, l'équation admet deux solutions λ_1 et λ_2 ou $(\omega_1^2$ et $\omega_2^2)$ données par les formules suivantes :

$$\lambda_1 = \omega_1^2 = \frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)}{2(m_1 m_2)} - \sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)}{2(m_1 m_2)}}$$

$$\lambda_2 = \omega_2^2 = \frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)}{2(m_1 m_2)} + \sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)}{2(m_1 m_2)}}$$

ω_1^2 et ω_2^2 sont les pulsations naturelles du système (rad/s).

alors, les fréquences propres sont données par :

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)}{2(m_1 m_2)} - \sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)}{2(m_1 m_2)}}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)}{2(m_1 m_2)} + \sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)}{2(m_1 m_2)}}$$

On remplace les pulsations naturelles du système dans les solutions $x_1(t)$ et $x_2(t)$:

$$x_1(t) = X_{01} \cos\left(\left(\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)}{2(m_1 m_2)} - \sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)}{2(m_1 m_2)}}\right)t\right)$$

$$x_2(t) = X_{02} \cos\left(\left(\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)}{2(m_1 m_2)} + \sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)}{2(m_1 m_2)}}\right)t\right)$$

2^{ème} Cas : Système forcé sans amortissement

Dans ce cas on prend le même système précédant avec la force d'excitation, soit :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (k_s + k_p)x_1 - k_s x_2 &= k_p q \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_s x_2 - k_s x_1 &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_p + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} k_p q \\ 0 \end{Bmatrix} \\ [M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} &= \{0\} \end{aligned} \quad (\text{II.})$$

On cherche des solutions de la forme $\{x\} = \{X_0\} \sin \omega t$ avec la force $q = q_0 \sin \omega t$

$$\begin{aligned} (k_p + k_s - m_1 \omega^2)X_{01} - k_s X_{02} &= k_p q_0 \\ (k_s - m_2 \omega^2)X_{02} - k_s X_{01} &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} (k_p + k_s - m_1 \omega^2) & -k_s \\ -k_s & (k_s - m_2 \omega^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_{01} \\ X_{02} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_p q_0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

On applique la règle de Cramer pour trouver les amplitudes X_{01} et X_{02}

$$X_{01} = \frac{\begin{vmatrix} k_p q_0 & -k_s \\ 0 & (k_s - m_2 \omega^2) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} (k_p + k_s - m_1 \omega^2) & -k_s \\ -k_s & (k_s - m_2 \omega^2) \end{vmatrix}}$$

$$X_{01} = \frac{q_0 (k_p k_s - k_p m_2 \omega^2)}{\omega^4 m_1 m_2 - (k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2) \omega^2 + k_p k_s}$$

$$X_{02} = \frac{\begin{vmatrix} (k_p + k_s - m_1 \omega^2) & k_p q_0 \\ -k_s & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} (k_p + k_s - m_1 \omega^2) & -k_s \\ -k_s & (k_s - m_2 \omega^2) \end{vmatrix}}$$

$$X_{02} = \frac{-q_0 (k_p k_s)}{\omega^4 m_1 m_2 - (k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2) \omega^2 + k_p k_s}$$

Alors on remplace les pulsations naturelles ω_1 et ω_2 du système, les déplacements $x_1(t)$ et $x_2(t)$ donc sont données sous la forme :

$$x_1(t) = \frac{q_0(k_p k_s - k_p m_2 \omega^2)}{\omega^4 m_1 m_2 - (k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2) \omega^2 + k_p k_s} \sin\left(\sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)}{2(m_1 m_2)} - \frac{\sqrt{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)}}{2(m_1 m_2)}}\right)t$$

$$x_2(t) = \frac{-q_0(k_p k_s)}{\omega^4 m_1 m_2 - (k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2) \omega^2 + k_p k_s} \sin\left(\sqrt{\frac{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)}{2(m_1 m_2)} + \frac{\sqrt{(k_s m_1 + (k_p + k_s) m_2)^2 - 4(m_1 m_2)(k_p k_s)}}{2(m_1 m_2)}}\right)t$$

3^{ème} Cas : Système libre amorti

Dans ce cas on prend le même système amortie sans force d'excitation :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - k_s(x_2 - x_1) - c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_p(x_1) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_s(x_2 - x_1) + c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{II. 1})$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_p + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{II.3})$$

$$[M]\{\ddot{x}\} + [c_s]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\}$$

On cherche les solutions de la forme : $\{x\} = \{X_0\}e^{-i\omega t}$

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m_1 + i\omega c_s + (k_p + k_s) & -i\omega c_s - k_s \\ -i\omega c_s - k_s & -\omega^2 m_2 + i\omega c_s + k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_{01} \\ X_{02} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

4^{ème} Cas : Système forcé amorti

Dans ce cas On prend le système amorti avec une force d'excitation telle qu'illustrée à la figure II.1 :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - k_s(x_2 - x_1) - c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_p(x_1) &= k_p q & \text{(II.1)} \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_s(x_2 - x_1) + c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_p + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_p q \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \text{(II.3)}$$

$$[M]\{\ddot{x}\} + [c_s]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\}$$

On cherche des solutions de la forme : $\{x\} = \{X_0\}e^{i\omega t}$

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m_1 + i\omega c_s + (k_p + k_s) & -i\omega c_s - k_s \\ -i\omega c_s - k_s & -\omega^2 m_2 + i\omega c_s + k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_{01} \\ X_{02} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

3. Conclusion

Dans ce chapitre on a réalisé des formules pour résoudre le problème dynamique de la suspension semi-active d'un quart de véhicule, ce dernier sera résolu dans le chapitre suivant par un simulateur afin de trouver les réponses du système pour établir une stratégie de contrôle adaptative.

Chapitre III

Stratégie de contrôle d'une suspension semi-Active

1. Introduction

Nous présentons dans ce chapitre la stratégie de contrôle de la suspension de véhicule terrestre. L'objectif est de déterminer les paramètres de suspension optimaux pour un quart de véhicule. Pour ce faire nous utilisons la méthode Skyhook semi-active, pour différents coefficients d'amortissement, des vitesses, de l'élasticité des pneus et du relief de la route.

2. Stratégie de contrôle

Il existe plusieurs méthodes de contrôle appliquées dans le domaine de la suspension de véhicules, dans cette étude nous adoptons la méthode Skyhook.

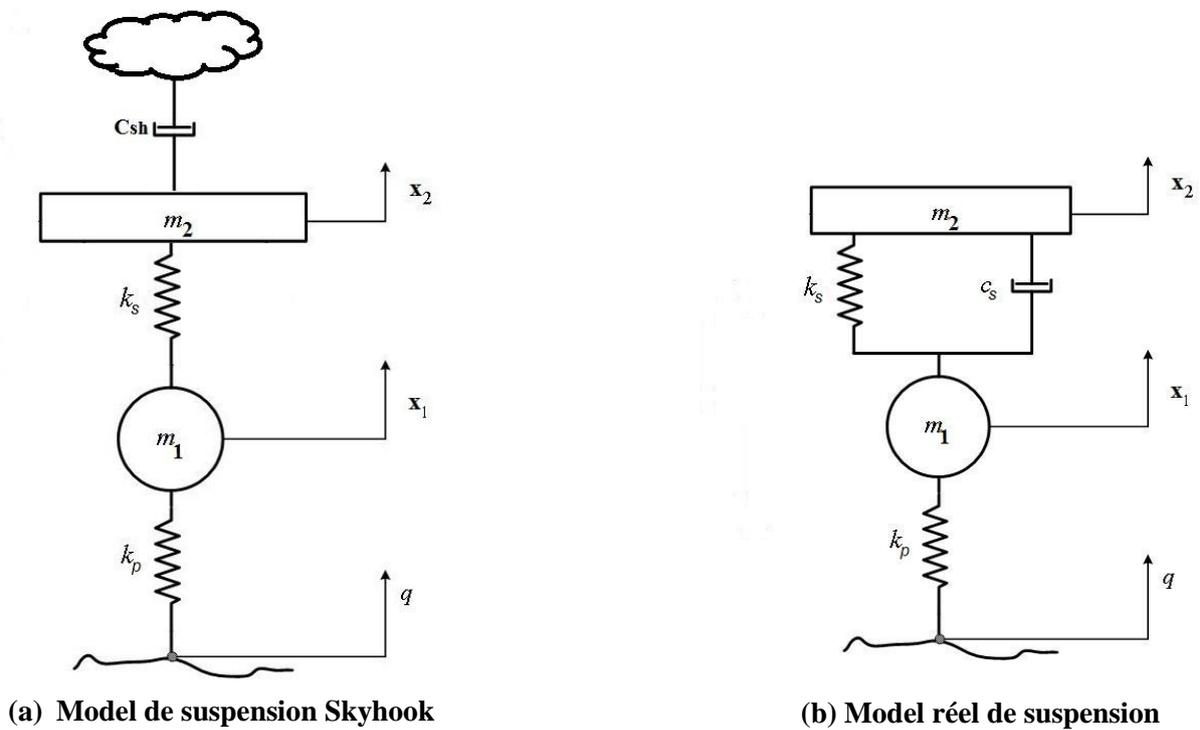


Figure III.1 Model $\frac{1}{4}$ de véhicule de la suspension

2.1. Description du modèle utilisé Skyhook

L'amortisseur est placé entre la masse suspendue (m_2) et le ciel (référence virtuelle des déplacements).

Il existe un grand nombre d'études sur l'efficacité de la commande Skyhook avec d'autres techniques optimales de la commande [2] [6] [7] [8] [9].

Parmi ces méthodes, il y'a celle où on emploie des amortisseurs semi-actifs tenant compte d'un coefficient d'amortissement (et donc d'une force d'amortissement).

Les amortisseurs semi-actifs sont réglable en ouvrant ou en fermant la valve. La seule puissance exigée pour l'amortisseur est la puissance relativement petite pour enclencher la valve.

Des amortisseurs MR (Magnéto Rhéologique) seront utilisés, l'amortissement vari en soumettant le fluide à un champ magnétique [10].

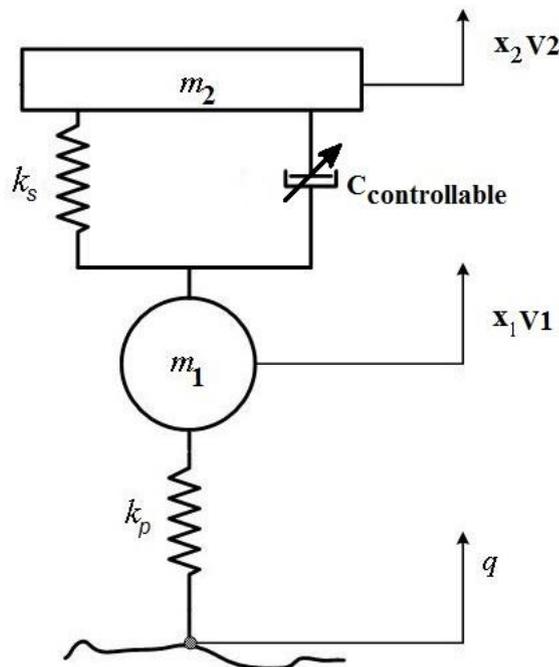


Figure III.2 ¼ de véhicule de la suspension semi-active

Dans le cas de l'amortisseur semi-actif, il est impératif de déterminer comment modéliser l'amortisseur tel qu'il simule un amortisseur Skyhook.

V_{12} : la vitesse de la masse suspendue relative à la masse non suspendue (V_{12} positive pour $V_1 > V_2$).

1/ la masse suspendue se déplace vers le haut avec une vitesse positive V_1 .

Si nous considérons la force qui est appliquée par l'amortisseur Skyhook à la masse suspendue dans la direction opposée (X_1 négative) [7].

$$F_{sh} = C_{sh} \times V_1 \quad (1)$$

F_{sh} : La force de skyhook

Après, nous devons déterminer si l'amortisseur semi-actif est capable de fournir la même force. Considérons que la force appliquée à la masse suspendue est dans la direction négative de X1.

$$F_{ctrl} = C_{ctrl} \times V_{12} \quad (2)$$

F_{ctrl} : la force appliquée à la masse suspendue.

Puisque nous pouvons produire une force dans la direction appropriée, la seule condition d'amortir la suspension est :

$$C_{ctrl} = C_{sky} \times \left(\frac{V_1}{V_{12}}\right) \quad (3)$$

Pour récapituler, si V1 et V12 sont positifs, C_{ctrl} devrait être définie comme dans l'équation 3.

Considérons maintenant le cas où la masse suspendue descend avec une vitesse négative v_1 dans la configuration Skyhook. La force d'amortissement sera maintenant appliquée vers le haut (X1 positive) dans la configuration semi active cependant l'amortisseur semi-actif est toujours sous tension et la force d'amortissement sera encore appliquée vers le bas (direction négative) [7].

Puisque la force d'amortissement semi active ne peut être appliquée dans la même direction que la force d'amortissement Skyhook, le meilleur qui peut être réalisé est de réduire au minimum la force d'amortissement [7].

Dans le meilleur des cas, l'amortisseur semi actif est désiré pour être placé de sorte qu'il n'y ait aucune force d'amortissement mais en réalité il y 'a une petite force d'amortissement qui n'est pas dans la même direction que la force d'atténuation Skyhook.

Ainsi si V12 positive et V1 négative, nous devons réduire au maximum la force d'atténuation semi-active.

Nous pouvons appliquer la même simple analyse aux deux autres combinaisons de V1 et V12 [7].

La formulation de la force semi-active modèle du Skyhook s'écrit de la façon suivante :

$$\begin{cases} V_{12}V_1 > 0 & F_{sa} = C_{sky} V_1 \\ V_{12}V_1 < 0 & F_{sa} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Où

F_{sa} : la force semi-active de l'amortisseur Skyhook

L'équation (4) implique que lorsque la vitesse relative (V_{12}) à travers la suspension et la masse suspendue (V_1) sont de même signe, une force d'amortissement proportionnel à V_1 est désirée.

Autrement la quantité minimale d'amortissement est désirée.

En outre l'équation (4) fourni une méthode très simple pour simuler le système idéal de la suspension Skyhook en utilisant seulement un amortisseur semi-actif [7].

2.3. Organigramme

Le contrôleur « Skyhook » de la suspension de 1/4 de véhicule [8] est illustré par la figure suivante :

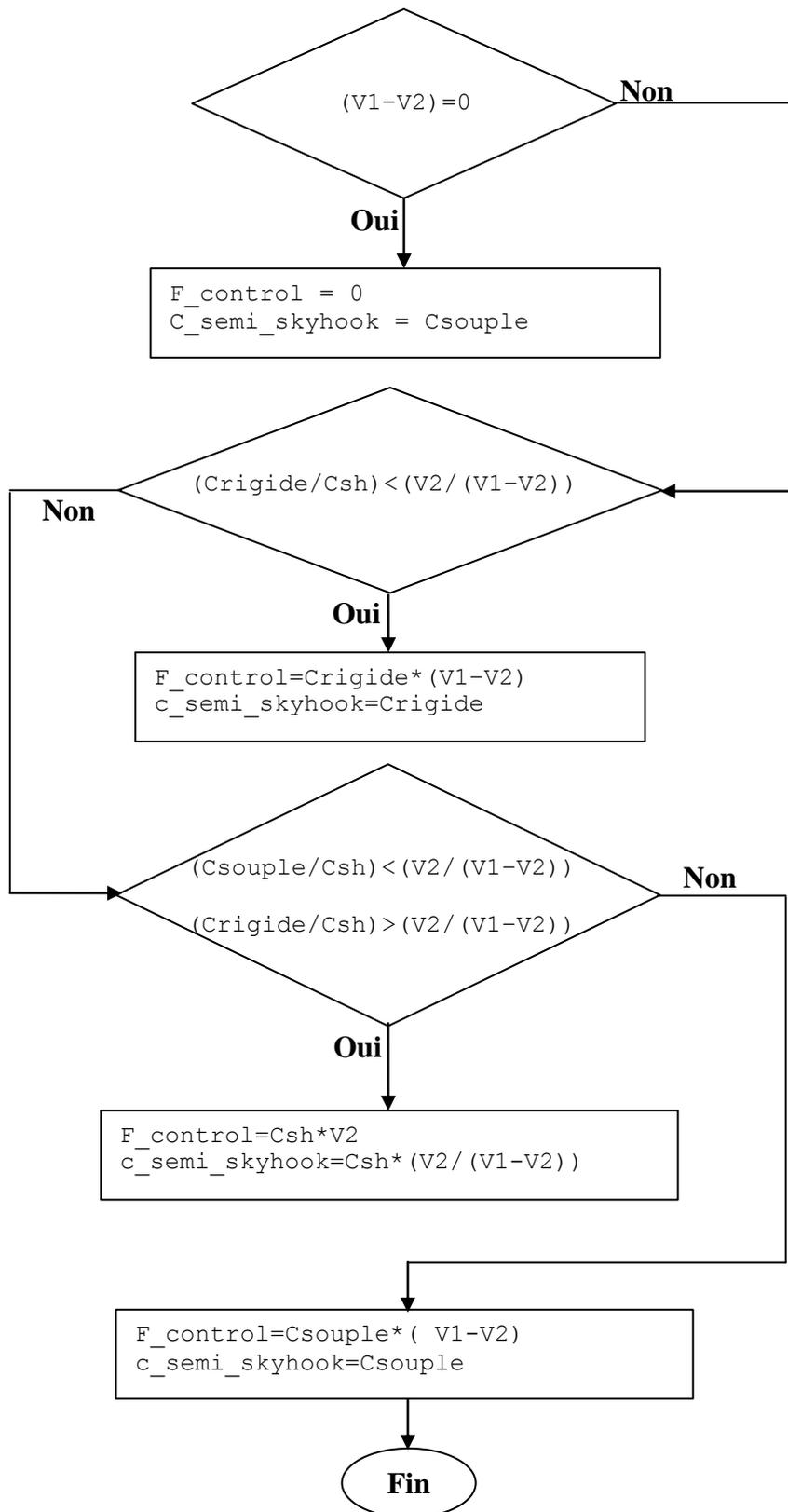


Figure III.3 Organigramme de l'algorithme Skyhook

2.4. L'algorithme de contrôle de skyhook

```
function [u_control,c_semi_skyhook] = skyhook(V1, V2, V3,Crigide,Csouple,Csh)

%      V1 = vitesse de la mass non suspendue
%      V2 = vitesse de la mass suspendue
%      V3 = vitesse de la route
%      Crigide : coefficient d amortissement Maximum du Skyhook
%      Csh : coefficient d amortissement Moyenne du skyhook
%      Csouple : coefficient d amortissement Minimum du skyhook

if (V1 - V2)=0

%      F_control : force contrôle de skyhook
%      C_semi_skyhook : coefficient d amortissement de Skyhook

    F_control = 0;
    C_semi_skyhook = Csouple;

else
    if (Crigide/Csh)<( V2 /( V1 - V2))

        F_control=Crigide*( V1 - V2);
        c_semi_skyhook=Crigide;

    else
        if (Csouple/Csh)<(V2/( V1-V2))&(Crigide/Csh)>(V2/( V1 - V2))

            F_control=Csh*V2;
            c_semi_skyhook=Csh*( V2/( V1-V2));

        else

            F_control=Csouple*( V1-V2);
            c_semi_skyhook=Csouple;

        end
    end
end
```

3. Simulation par MATLAB Simulink

Dans cette partie on présente les blocs réalisés sur Matlab Simulink illustrés par les figures suivantes :

3.1. Maquette de la suspension passive

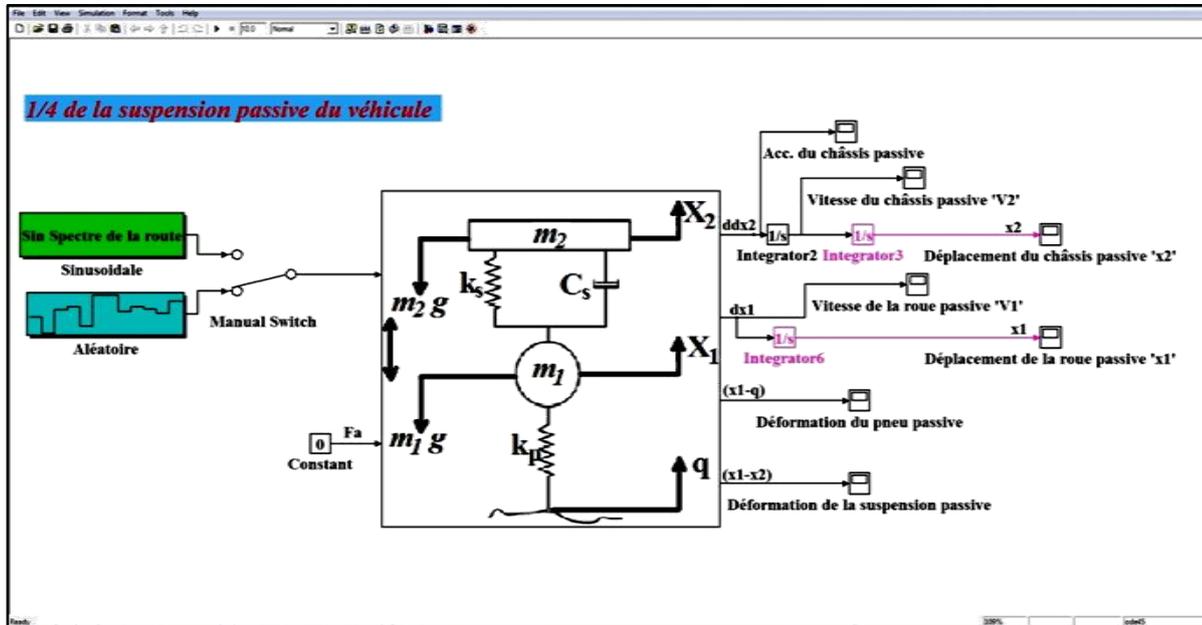


Figure III.4 Système ¼ de véhicule de la suspension passive

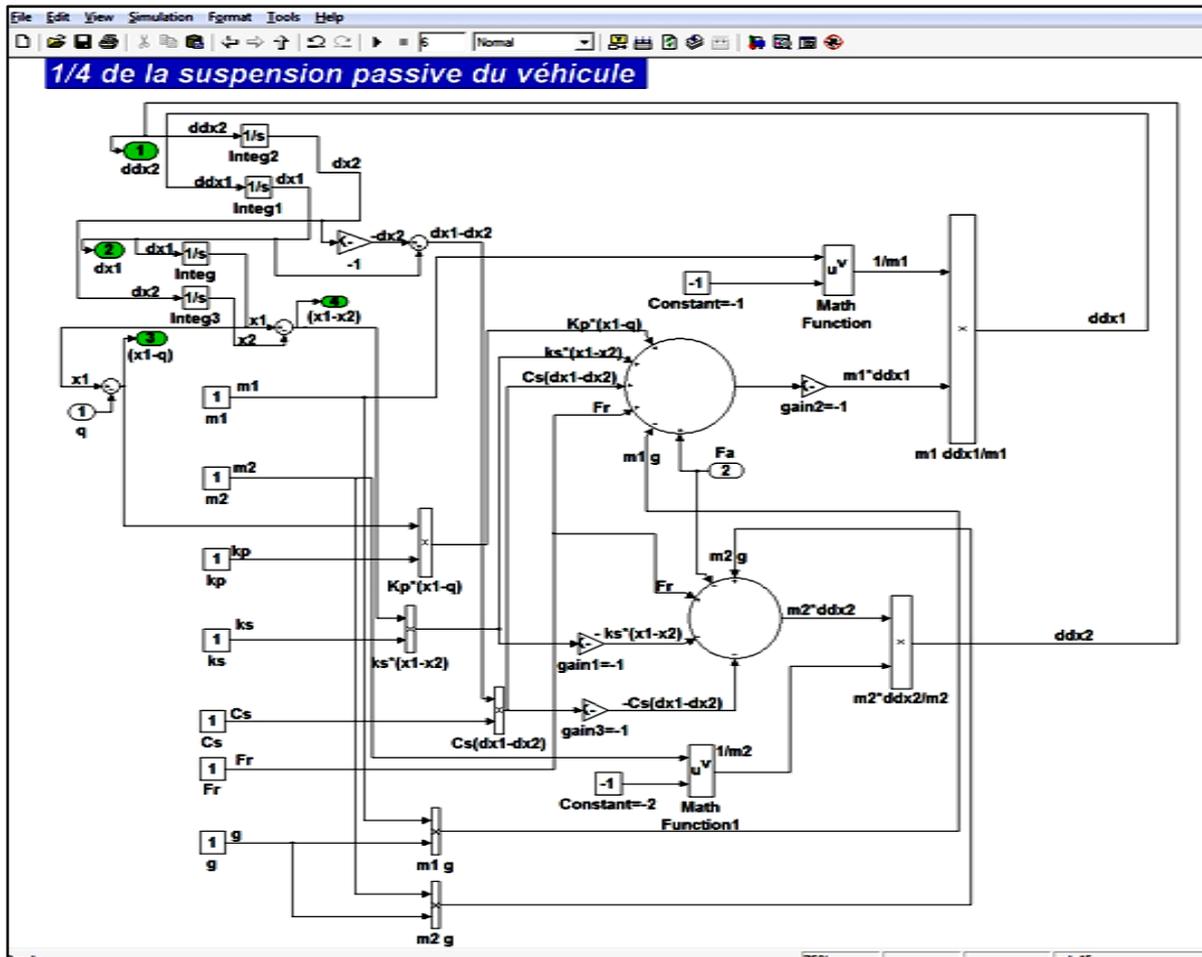


Figure III.5 Sous Système ¼ de véhicule de la suspension passive

Détails du bloc ¼ de véhicule de la suspension

3.2. Maquette de la suspension semi-active « Skyhook »

On représente dans cette maquette, (fenêtre de Simulink Matlab), le modèle de contrôle Skyhook de 1/4 de véhicule de la suspension semi-active.

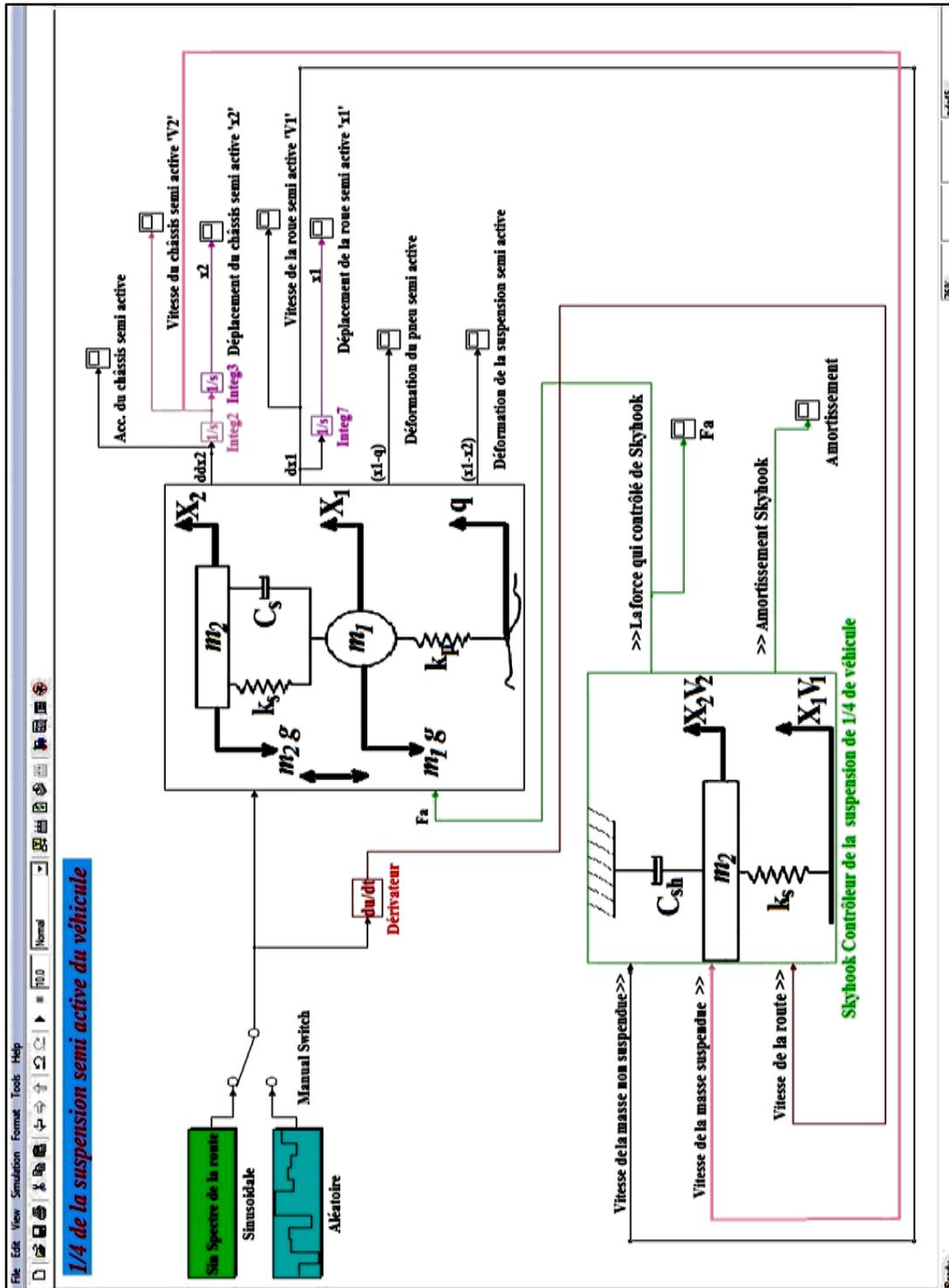


Figure III.6 Système 1/4 de véhicule de la suspension semi-active skyhook

3.3. La maquette de la suspension semi-active et passive

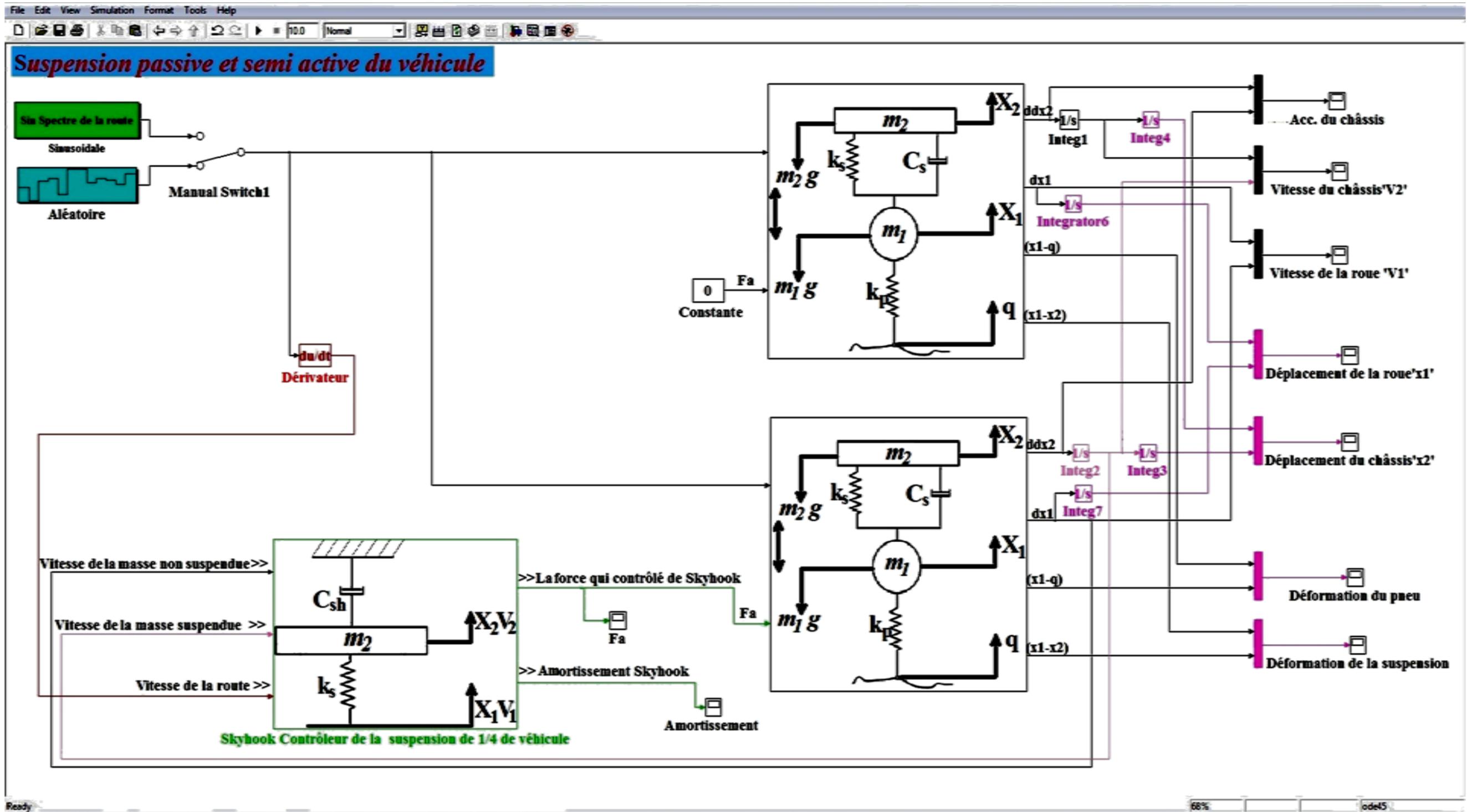


Figure III.7 Système ¼ de véhicule de la suspension passive et semi-active

Pour simuler le système on doit définir les paramètres : (m_1 , m_2 , k_p , k_s , C_s).

En utilisant trois différent $\frac{1}{4}$ de véhicule. Les paramètres suivant sont adaptés pour l'exemple de simulation [7] [8] [9].

Tableau .III.1 Paramètres d'un quart de véhicule

Paramètres	Véhicule 1	Véhicule 2	Véhicule 3
m_1 : La masse non suspendue (Kg)	25	36	30
m_2 : La masse suspendue (Kg)	180	240	250
k_p : La rigidité de pneu (N/m)	190 000	160 000	200 000
k_s : La rigidité de la suspension(N/m)	16 000	16 000	20 000
C_s : Le coefficient d'amortissement de la suspension (N/m/s)	1000	1400	1000

Avec les paramètres précédents, ajouté à cela les trois coefficients d'amortissement de la commande C_{souple} , C_{sh} et C_{rigide} avec ($C_{souple} \leq C_{sh} \leq C_{rigide}$).

4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les maquettes (ensembles de bloc) par Matlab Simulink de système d'un quart de véhicule de la suspension passive et semi-active avec les valeurs nécessaires pour compléter la simulation.

Chapitre IV

**Etude paramétrique des facteurs de l'amortissement
semi-actif**

1. Introduction

Après avoir étudié le système de suspension d'un quart de véhicule et défini les notions de la commande Skyhook, on présente dans la première partie de ce chapitre les résultats de la simulation d'une suspension passive et d'une suspension semi-active avec un profil de route sinusoïdal.

Les systèmes de suspensions passives et semi-actives sont considérés ensemble en vue de mettre en évidence l'efficacité du contrôle semi-actif.

2. Etude paramétrique de l'amortissement

Dans cette partie on varie les valeurs d'amortissement pour choisir les bonnes valeurs des amortissements appliquées dans l'algorithme de commande « Skyhook ».

2.1. Etude paramétrique de l'amortissement souple C_{souple}

On prend $C_{\text{sh}} = 1400$ (N/(m/s)), $C_{\text{rigide}} = 3000$ (N/(m/s)) et on varie la valeur de C_{souple} dans l'intervalle 0-1400 (N/(m/s)) avec « $C_{\text{souple}} \leq C_{\text{sh}} \leq C_{\text{rigide}}$ ».

2.1.1. Déplacement de la roue du véhicule

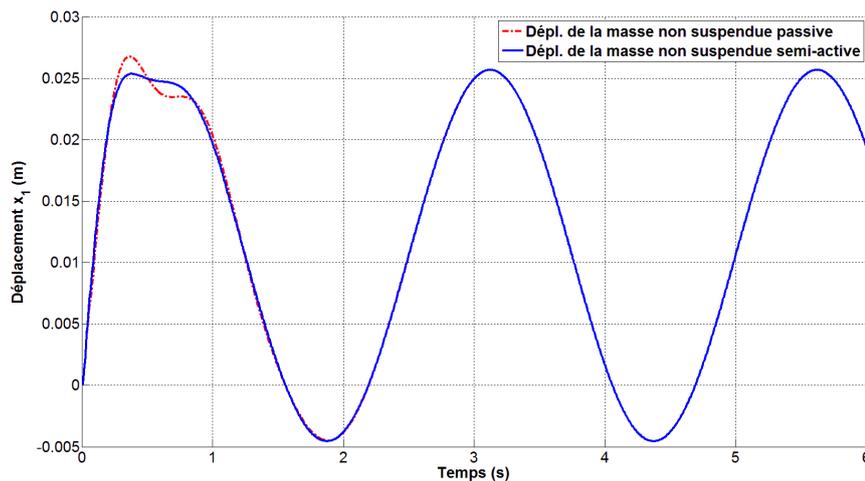


Figure IV.1 Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}} = 500$ N/(m/s)

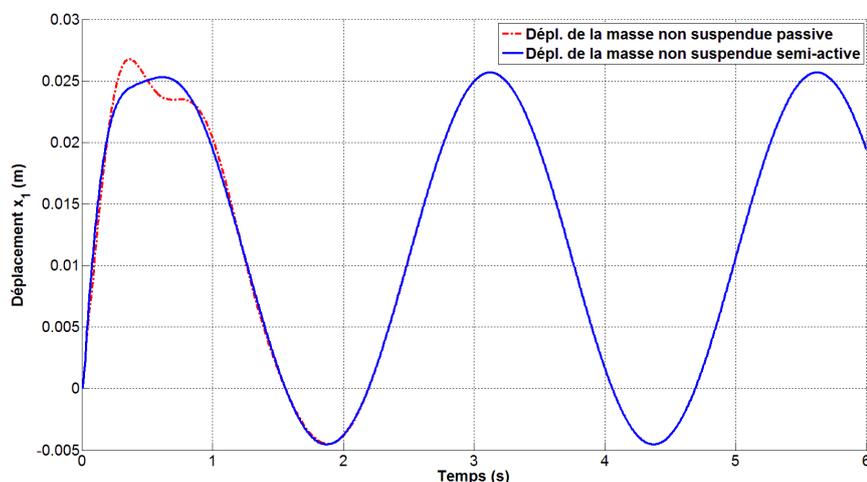


Figure IV.2 Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}} = 1000$ N/(m/s)

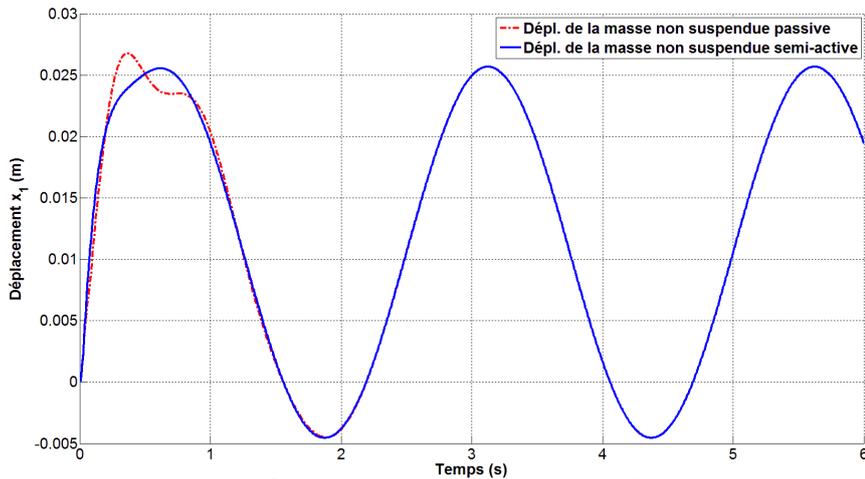


Figure IV.3 Déplacement de la roue avec $C_{souple} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.1, IV.2 et IV.3 montrent le déplacement de la roue du véhicule avec la variation de C_{souple} .

Dans la première seconde on voit une variation du déplacement de la roue entre les deux systèmes semi-active et passive.

2.1.2. Déplacement du châssis du véhicule

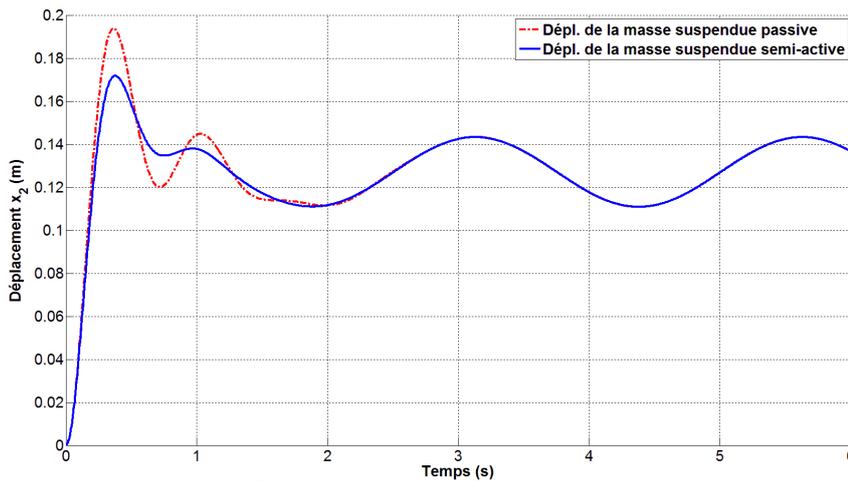


Figure IV.4 Déplacement du châssis avec $C_{souple} = 500 \text{ N/(m/s)}$

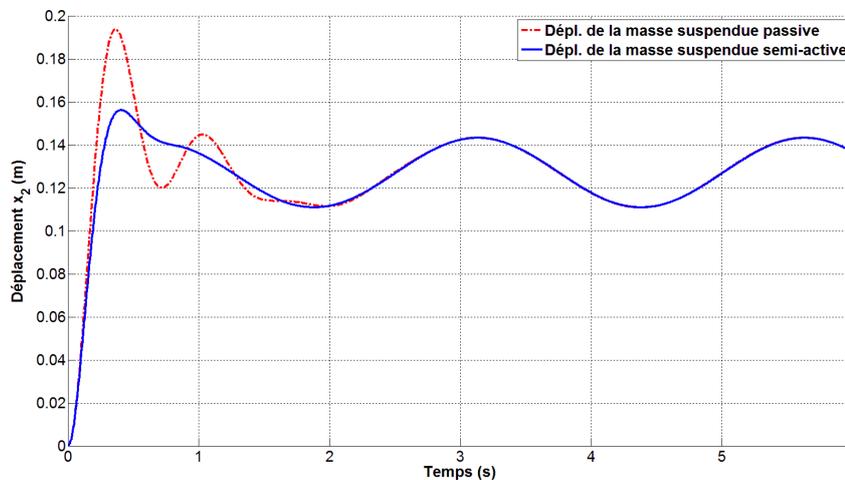


Figure IV.5 Déplacement du châssis avec $C_{souple} = 1000 \text{ N/(m/s)}$

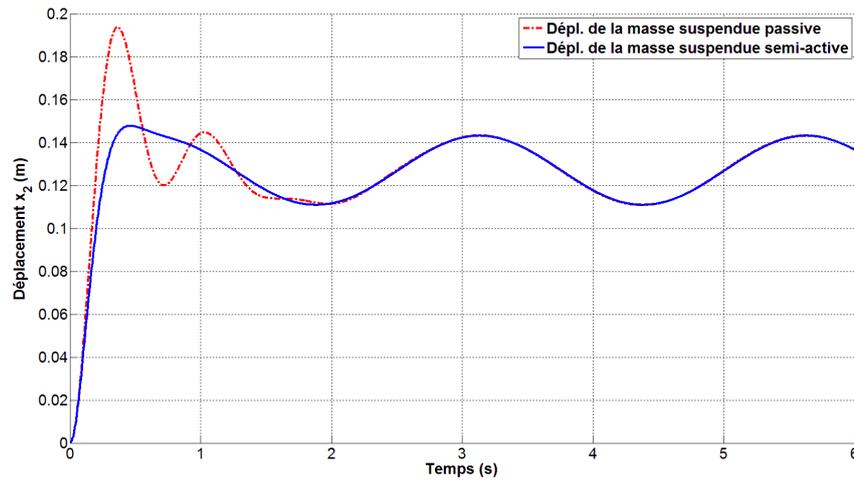


Figure IV.6 Déplacement du châssis avec $C_{souple} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.4, IV.5 et IV.6 montrent le déplacement du châssis de véhicule avec variation de C_{souple} . Le déplacement du châssis à suspension passive est plus grand par rapport la suspension semi-active dans les deux second sur les trois figures alors le système semi-active est plus stable par rapport système passive.

2.1.3. Vitesse de la roue du véhicule

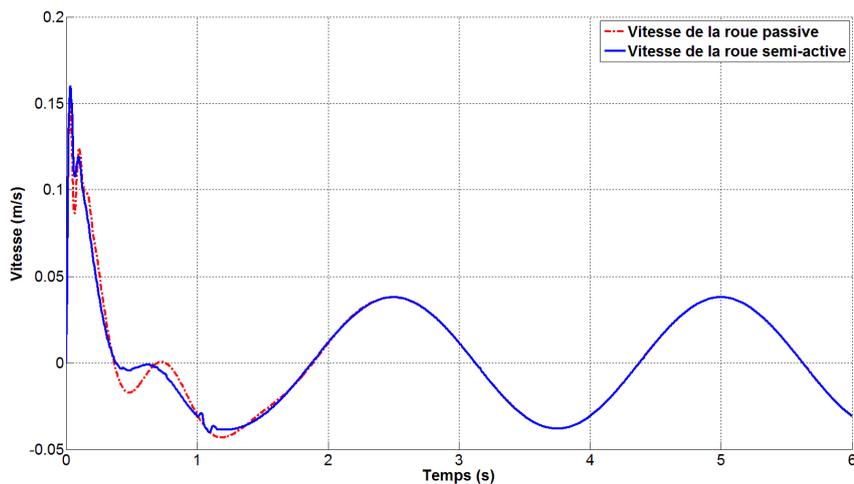


Figure IV.7 Vitesse de la roue avec $C_{souple} = 500 \text{ N/(m/s)}$

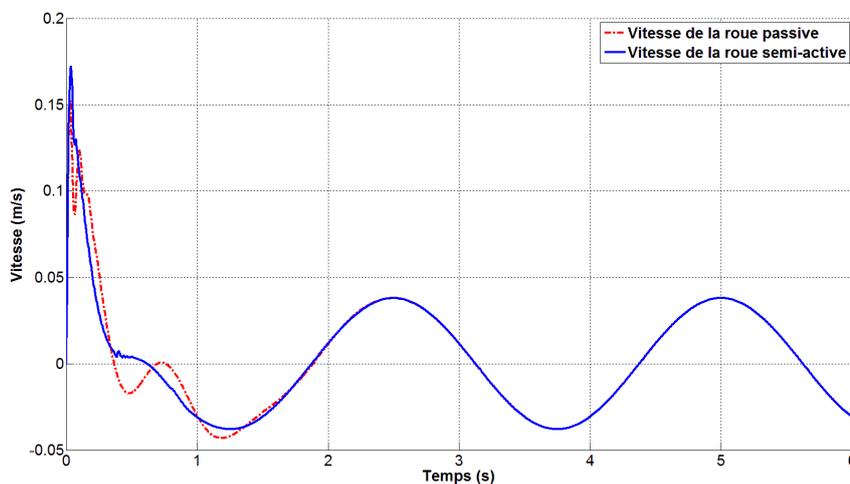


Figure IV.8 Vitesse de la roue avec $C_{souple} = 1000 \text{ N/(m/s)}$

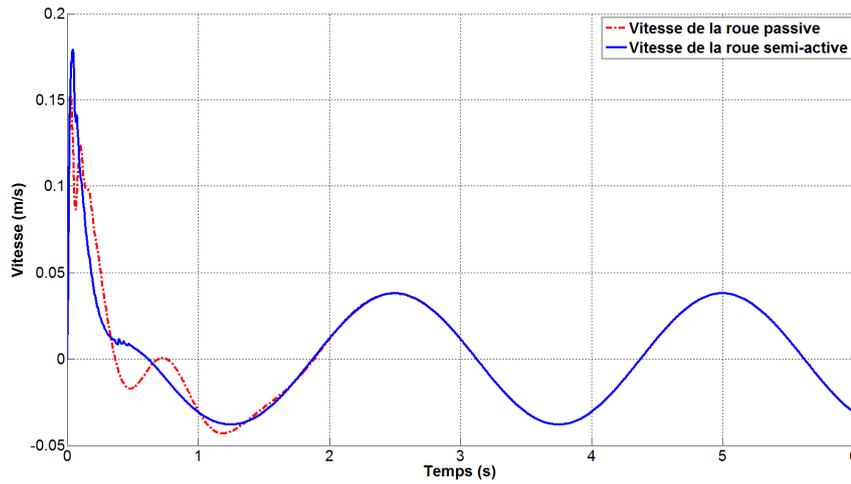


Figure IV.9 Vitesse de la roue avec $C_{souple} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.7, IV.8 et IV.9 montrent la vitesse de la roue de véhicule avec variation de C_{souple} . La vitesse de la roue du système passive et semi-active se varient jusqu'à 2 sec. Mais dans la figure IV.7 de $C_{souple} = 500 \text{ N/(m/s)}$, la vitesse de la roue de suspension semi-active et passive plus petit par rapport figures IV.8 et IV.9

2.1.4. Vitesse du châssis du véhicule

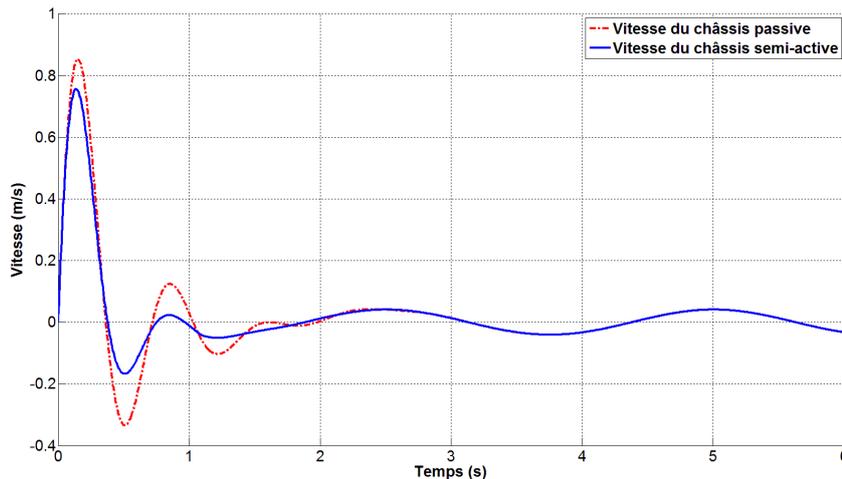


Figure IV.10 Vitesse du châssis avec $C_{souple} = 500 \text{ N/(m/s)}$

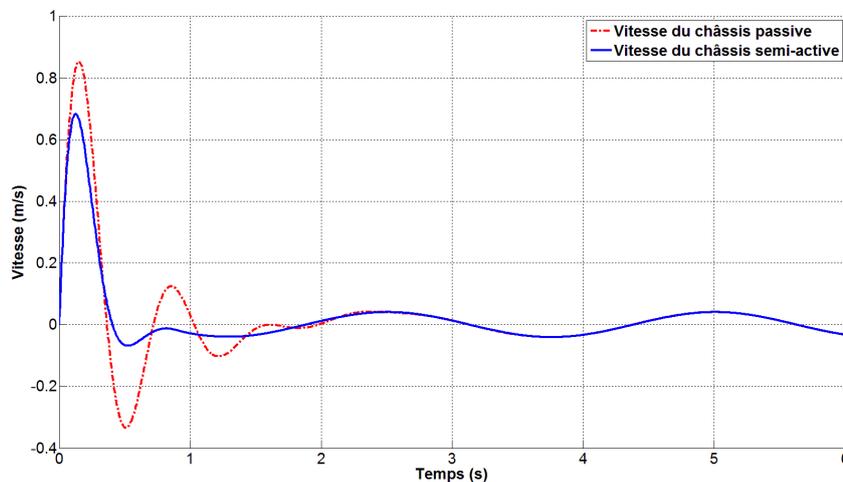


Figure IV.11 Vitesse du châssis avec $C_{souple} = 1000 \text{ N/(m/s)}$

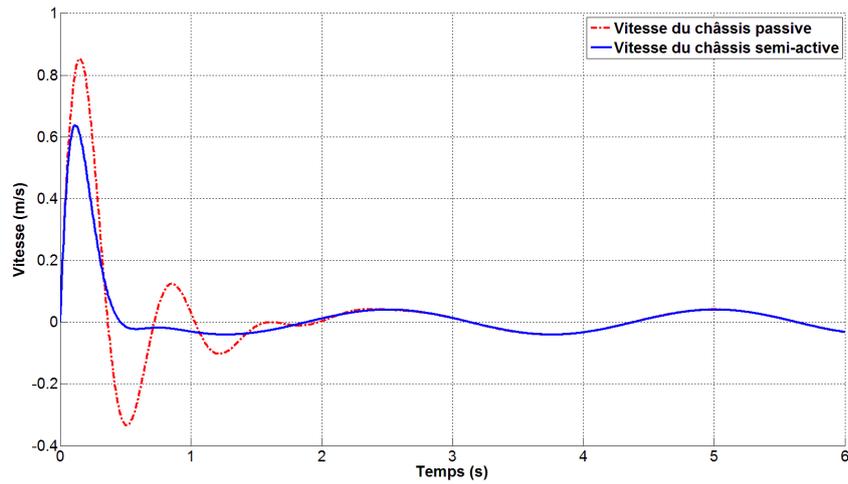


Figure IV.12 Vitesse du châssis avec $C_{\text{souple}} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.10, IV.11 et IV.12 montrent la vitesse du châssis de véhicule avec variation de C_{souple} . La vitesse du châssis de la suspension passive est plus grande que la vitesse de la suspension semi-active et se stabilise à 2.5 sec.

2.1.5. Accélérations du châssis du véhicule

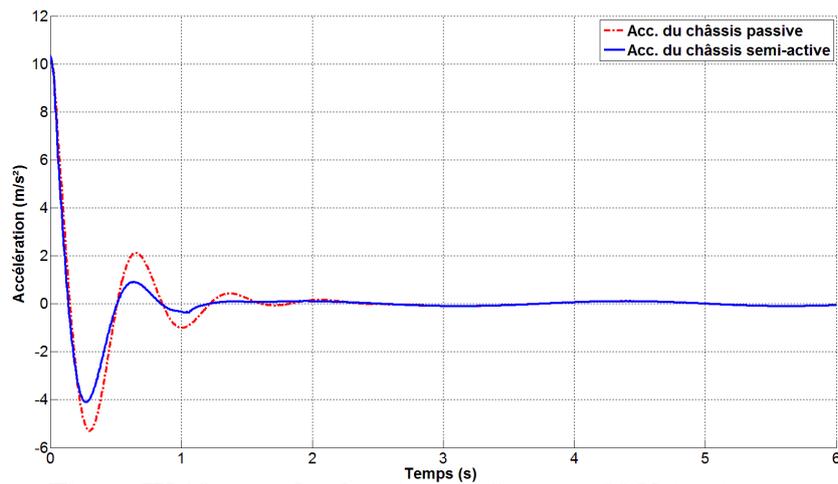


Figure IV.13 Acc. du châssis avec $C_{\text{souple}} = 500 \text{ N/(m/s)}$

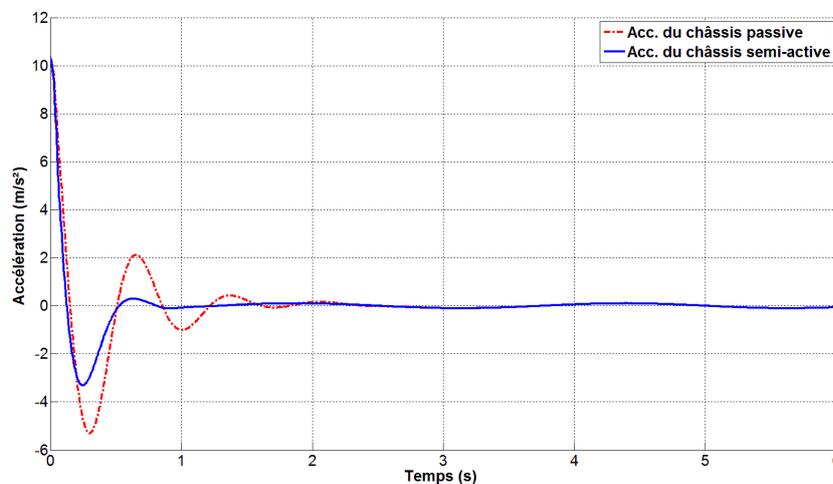


Figure IV.14 Acc. du châssis avec $C_{\text{souple}} = 1000 \text{ N/(m/s)}$

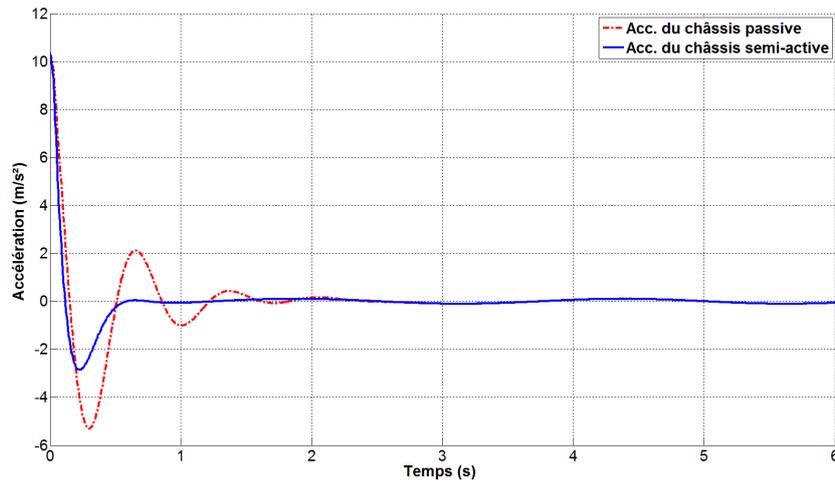


Figure IV.15 Acc. du châssis avec $C_{souple} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.13, IV.14 et IV.15 montrent l'accélération du châssis de véhicule avec variation de C_{souple} . L'accélération du châssis de la suspension passive est plus grande que l'accélération de la suspension semi-active et se stabilise à 2.5 sec.

2.1.6. Déformation du pneu du véhicule

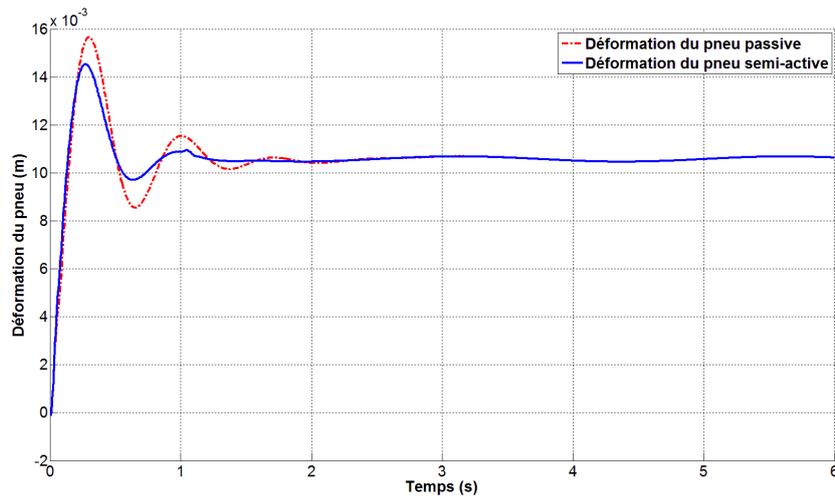


Figure IV.16 Déformation du pneu avec $C_{souple} = 500 \text{ N/(m/s)}$

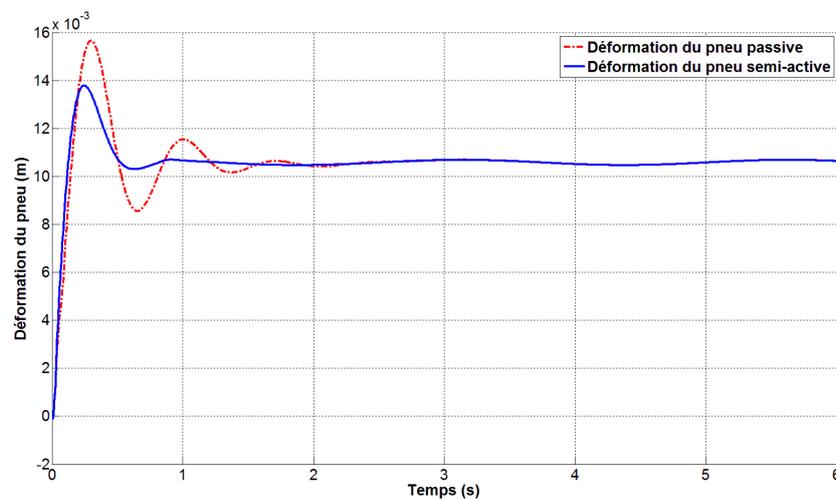


Figure IV.17 Déformation du pneu avec $C_{souple} = 1000 \text{ N/(m/s)}$

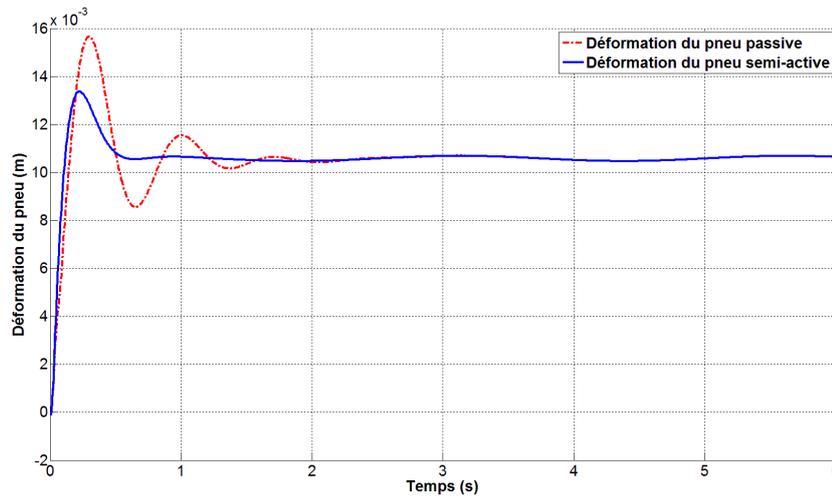


Figure IV.18 Déformation du pneu avec $C_{souple} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.16, IV.17 et IV.18 montrent la déformation du pneu de véhicule avec variation de C_{souple} . La déformation du pneu de la suspension semi-active est plus petit et stable par rapport la déformation du pneu de la suspension passive jusqu'à la 2^{ème} sec

2.1.7. Déformation de la suspension du véhicule

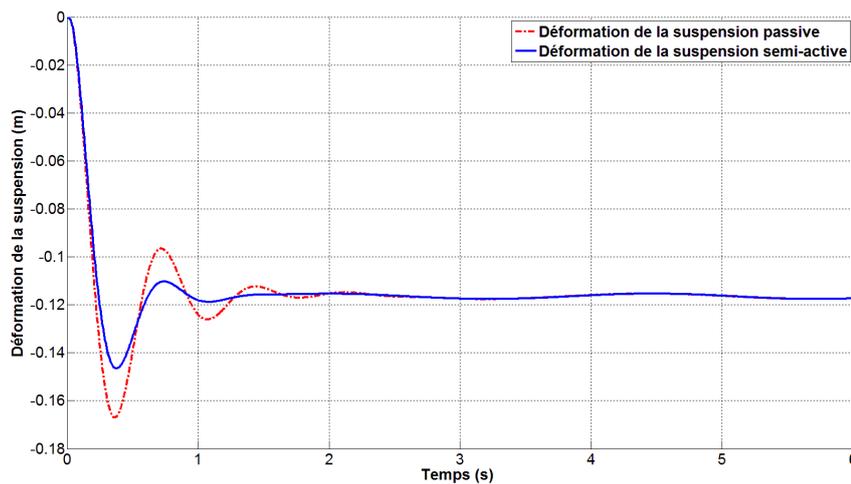


Figure IV.19 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 500 \text{ N/(m/s)}$

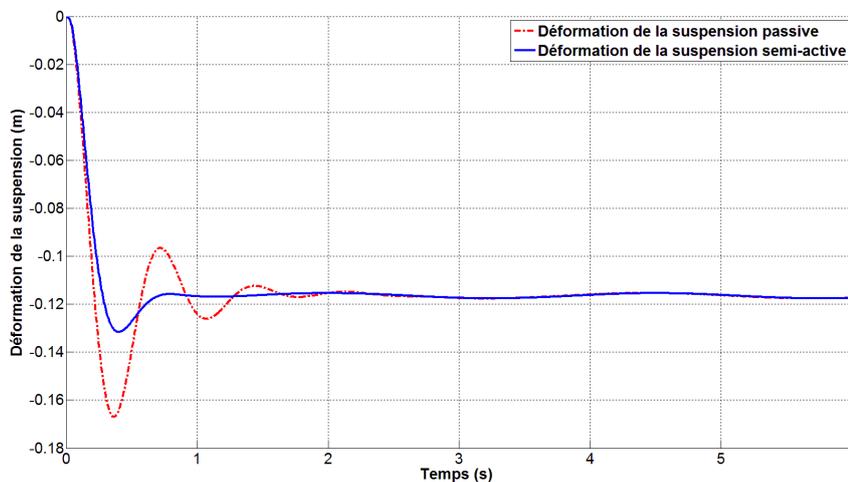


Figure IV.20 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 1000 \text{ N/(m/s)}$

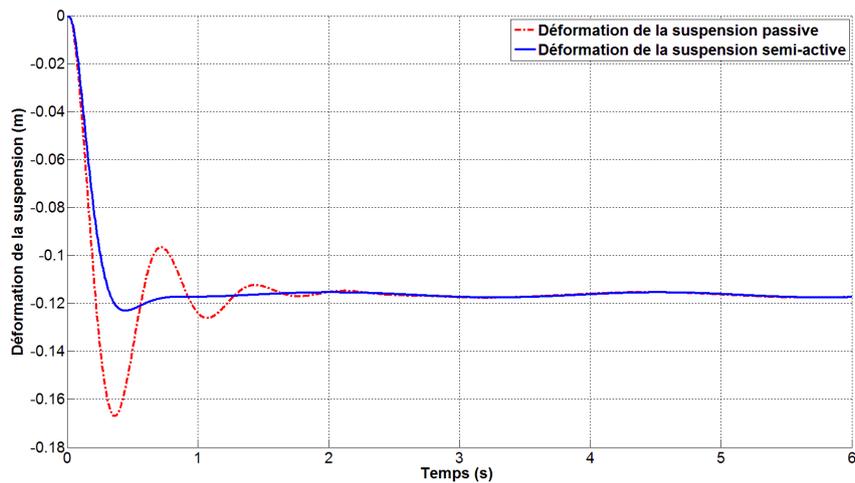


Figure IV.21 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.19, IV.20 et IV.21 montrent la déformation de la suspension de véhicule avec variation de C_{souple} . La déformation de la suspension du système passive est plus grande par rapport au système semi active des deux modèles(1), (2) et se stabilise à 2.5 sec.

2.1.8. Force de commande

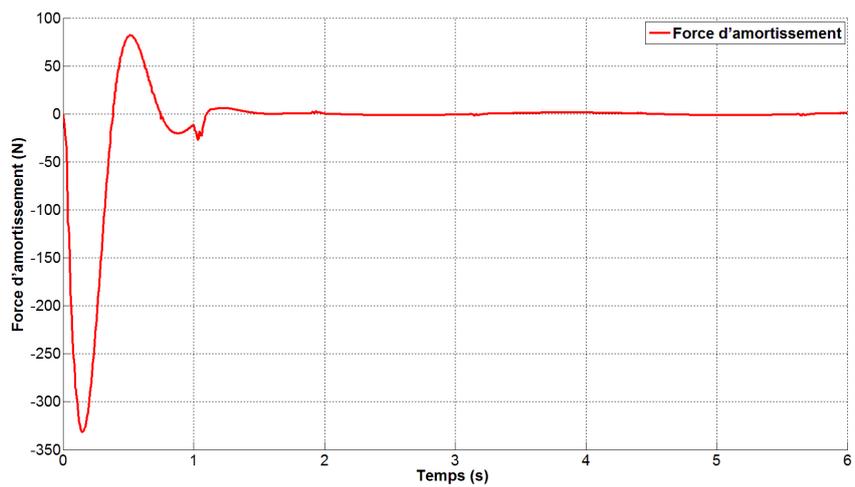


Figure IV.22 Force de commande avec $C_{souple} = 500 \text{ N/(m/s)}$

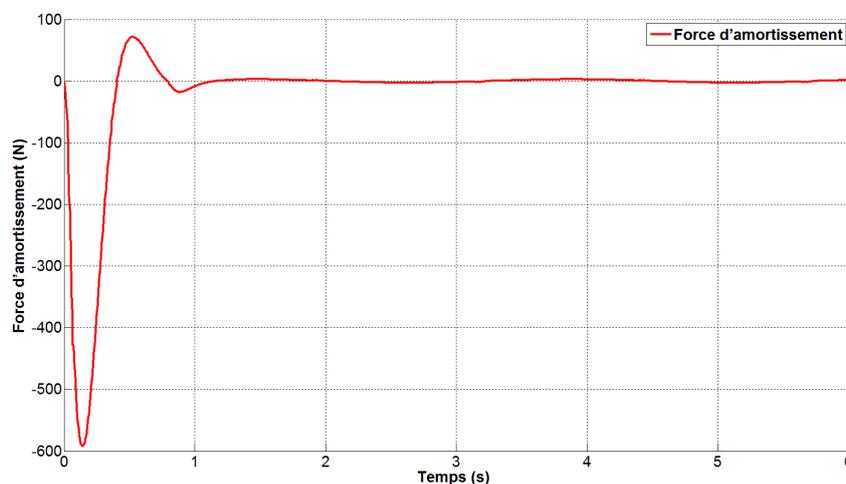


Figure IV.23 Force de commande avec $C_{souple} = 1000 \text{ N/(m/s)}$

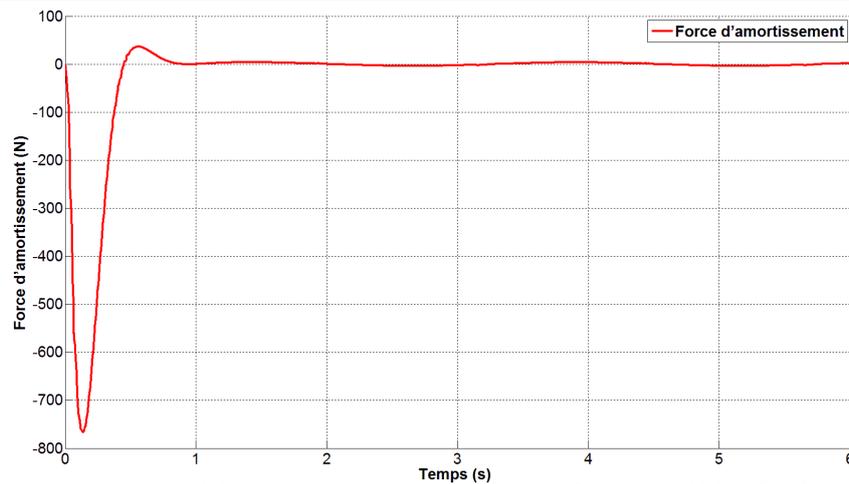


Figure IV.24 Force de commande avec $C_{\text{souple}} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.22, IV.23 et IV.24 montrent la force de commande avec variation de C_{souple} . Chaque augmentation d'amortissement de C_{souple} on remarque que la force de commande diminue.

2.2. Etude paramétrique de l'amortissement moyenne C_{sh}

On prend $C_{\text{souple}} = 500 \text{ (N/(m/s))}$, $C_{\text{rigide}} = 3000 \text{ (N/(m/s))}$ et on varie la valeur de C_{sh} dans l'intervalle $500\text{-}3000 \text{ (N/(m/s))}$, avec ($C_{\text{souple}} \leq C_{\text{sh}} \leq C_{\text{rigide}}$)

2.2.1. Déplacement de la roue du véhicule

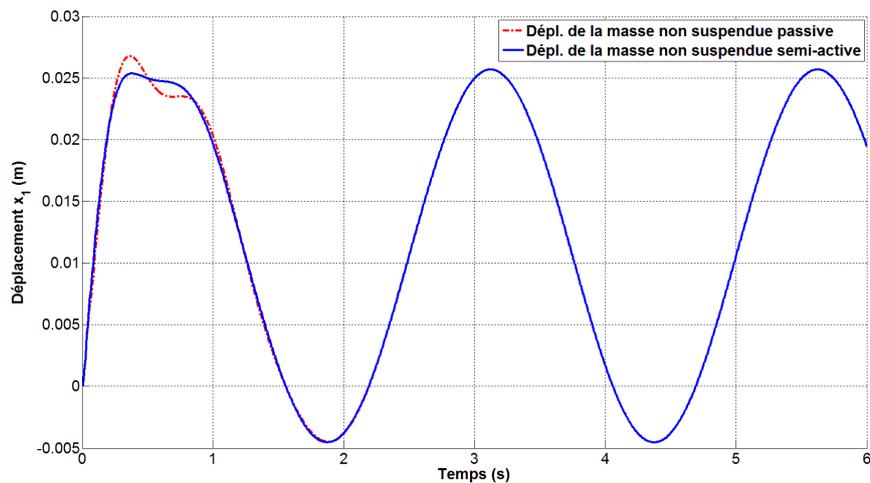


Figure IV.25 Déplacement de la roue avec $C_{\text{sh}} = 500 \text{ N/(m/s)}$

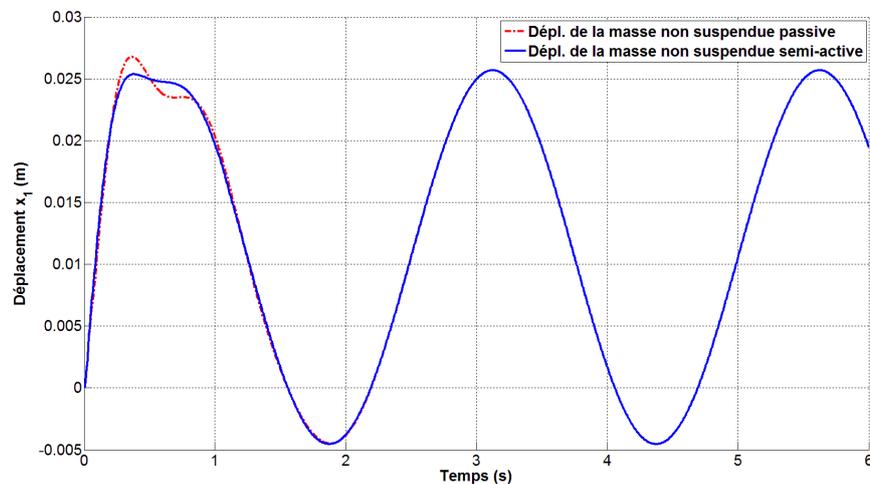


Figure IV.26 Déplacement de la roue avec $C_{\text{sh}} = 1800 \text{ N/(m/s)}$

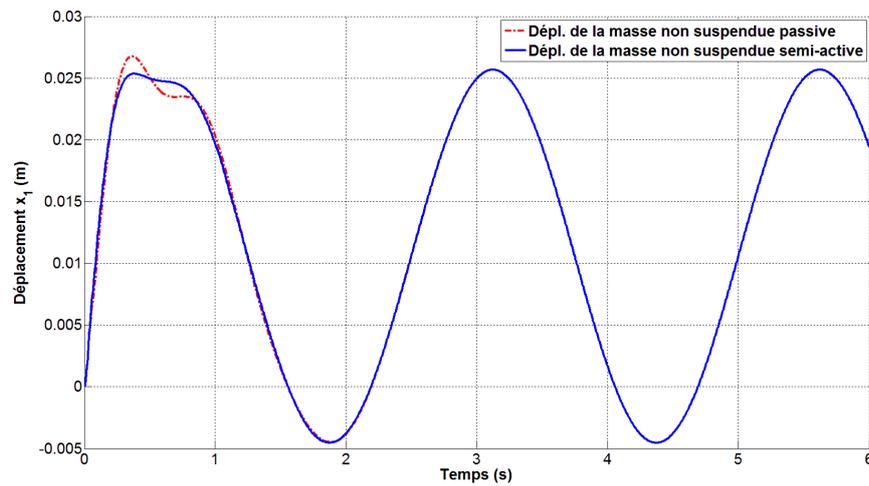


Figure IV.27 Déplacement de la roue avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.25, IV.26 et IV.27 montrent le déplacement de la roue du véhicule avec variation de C_{sh} .

Dans la première seconde on voit une variation du déplacement de la roue entre les deux systèmes semi-active et passive.

2.2.2. Déplacement du châssis du véhicule

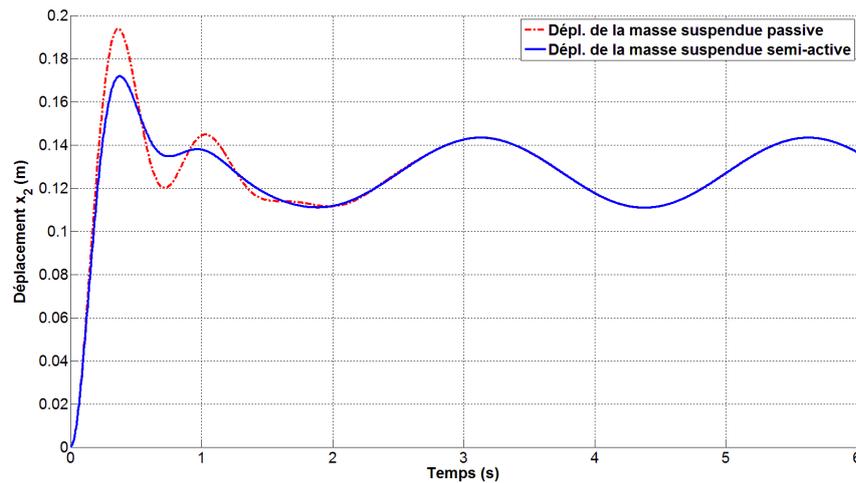


Figure IV.28 Déplacement du châssis avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$

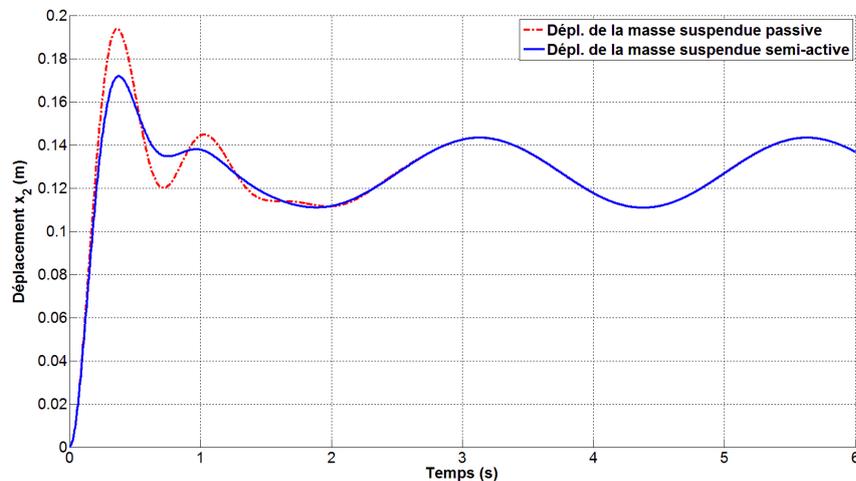


Figure IV.29 Déplacement du châssis avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$

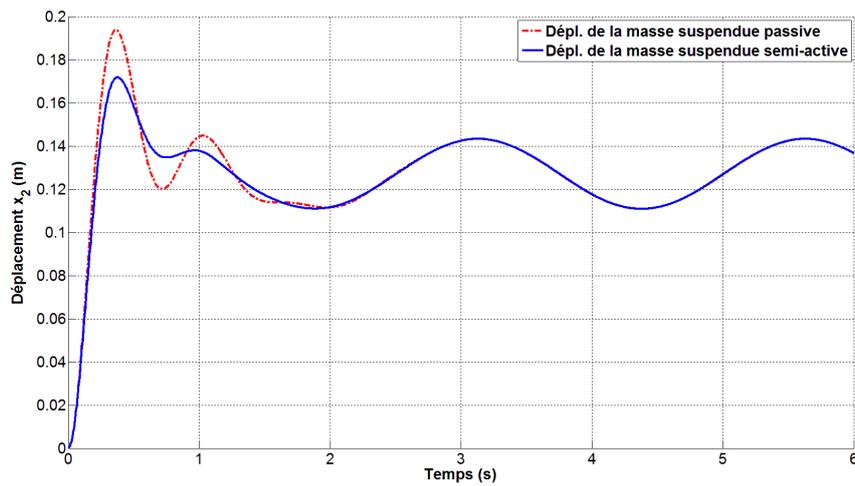


Figure IV.30 Déplacement du châssis avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.28, IV.29 et IV.30 montrent le déplacement du châssis de véhicule avec variation de C_{sh} . Le déplacement du châssis de la suspension passive est plus grand par rapport à la suspension semi-active. Le système semi-active est plus stable par rapport au système passif.

2.2.3. Vitesse de la roue du véhicule

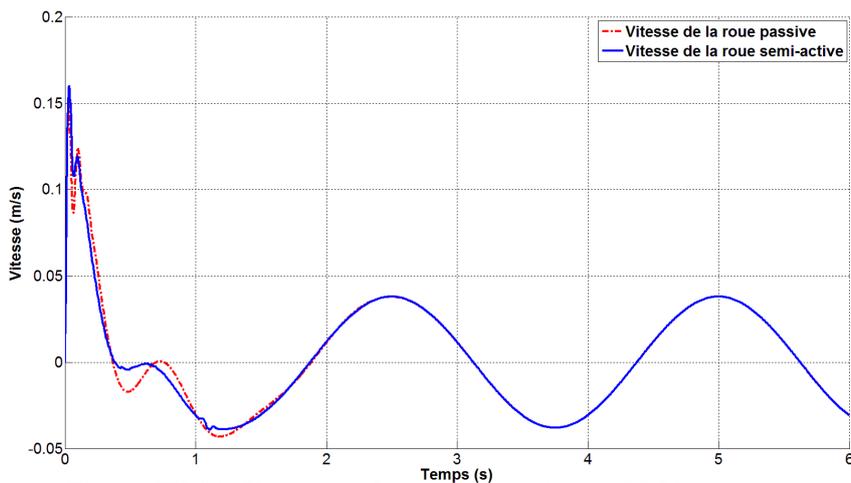


Figure IV.31 Vitesse de la roue avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$

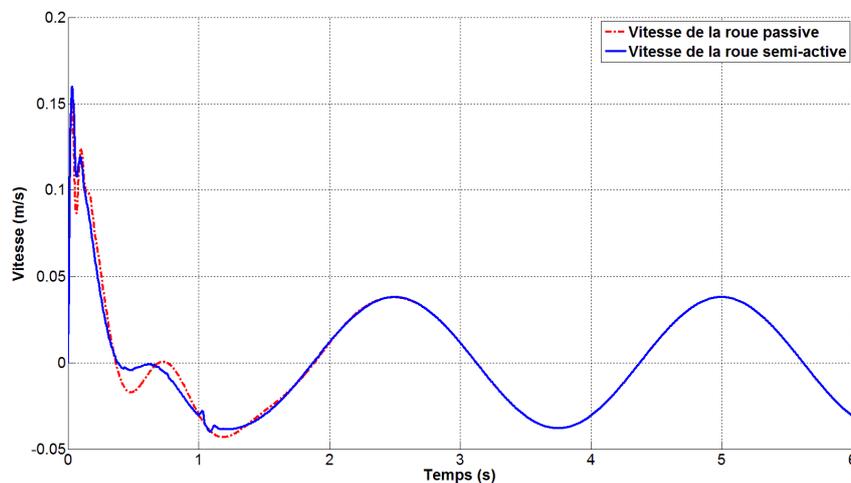


Figure IV.32 Vitesse de la roue avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$

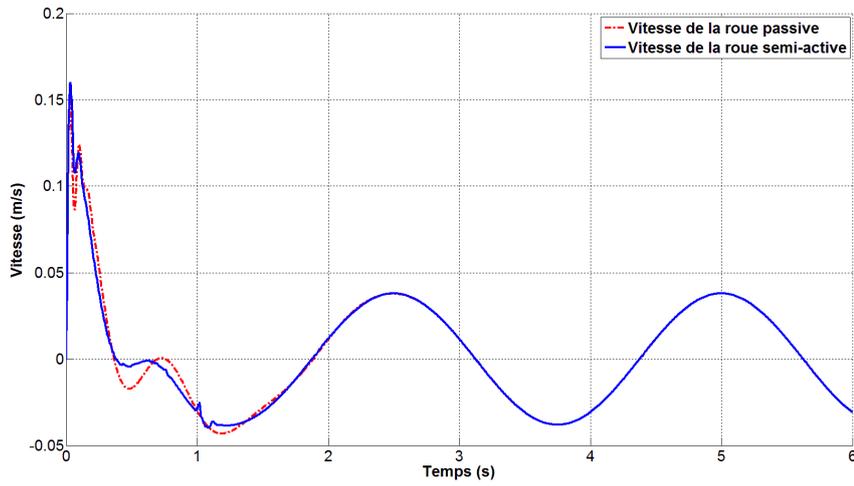


Figure IV.33 Vitesse de la roue avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.31, IV.32 et IV.33 montrent la vitesse de la roue de véhicule avec variation de C_{sh} . La vitesse de la roue du système passive et semi-active varient jusqu'à 2 sec.

2.2.4. Vitesse du châssis du véhicule

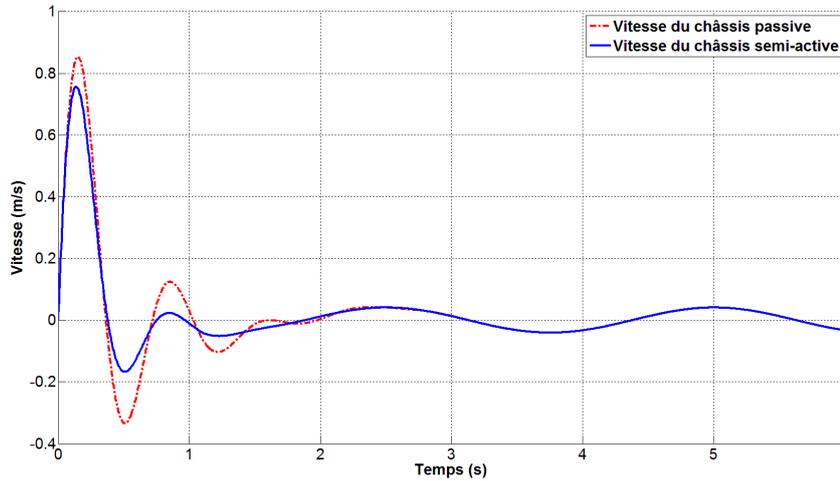


Figure IV.34 Vitesse du châssis avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$

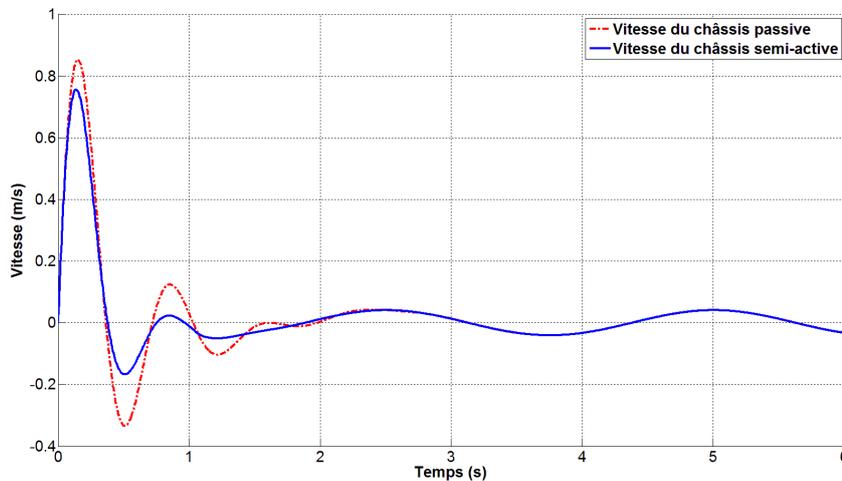


Figure IV.35 Vitesse du châssis avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$

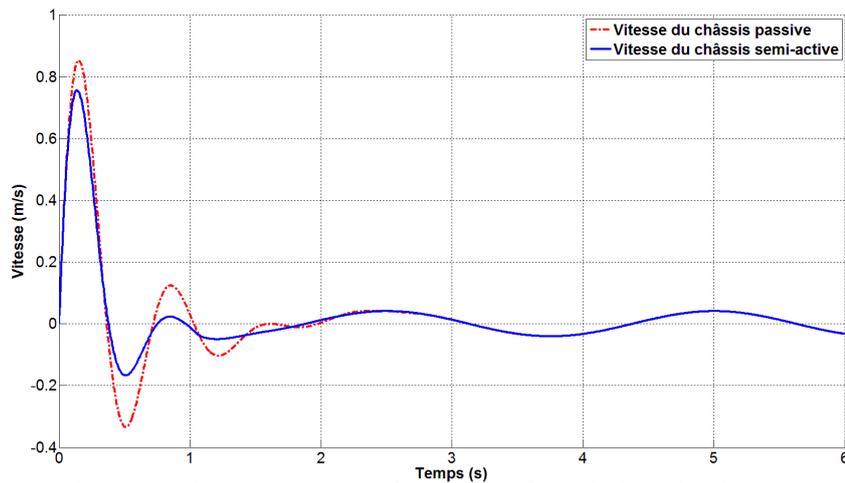


Figure IV.36 Vitesse du châssis avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.34, IV.35 et IV.36 représente la vitesse du châssis de véhicule avec variation de C_{sh} . La vitesse du châssis de la suspension passive est plus grand par rapport la suspension semi-active dans les deux second sur les trois figures alors le système semi-active et plus stable par rapport système passive.

2.2.5. Accélérations du châssis du véhicule

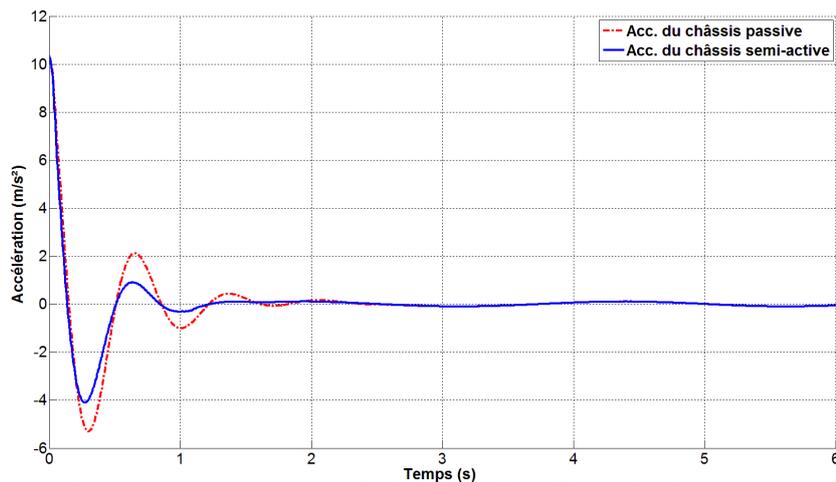


Figure IV.37 Acc. du châssis avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$

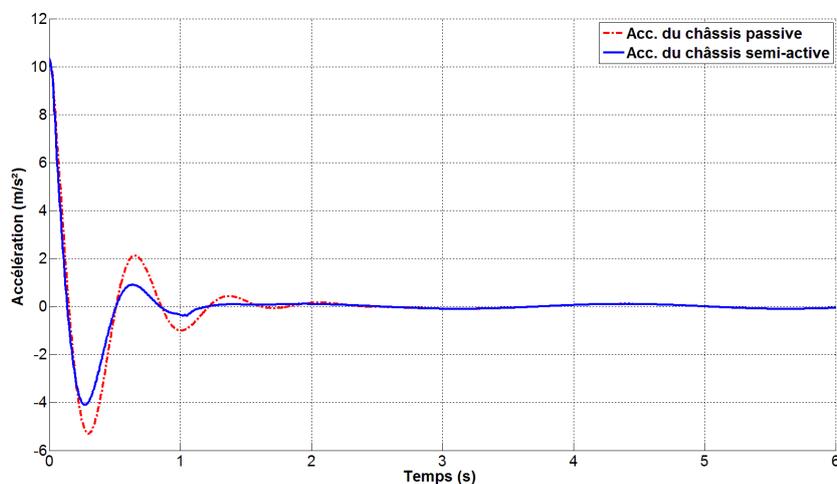


Figure IV.38 Acc. du châssis avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$

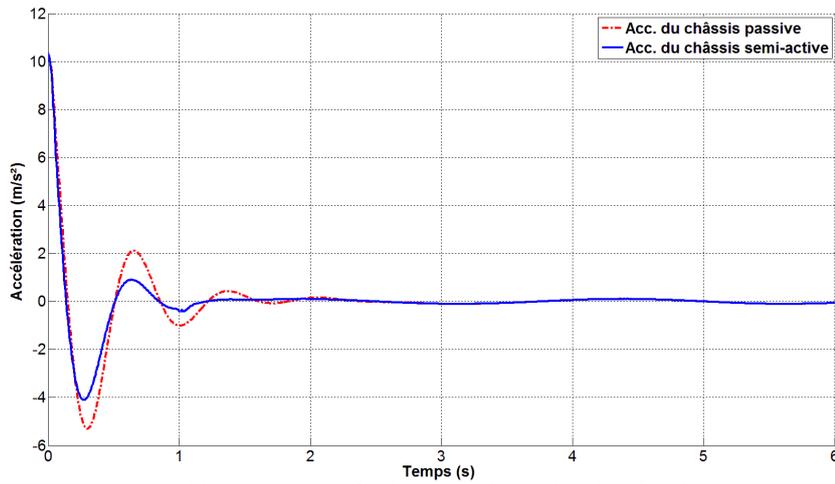


Figure IV.39 Acc. du châssis avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.37, IV.38 et IV.39 représente l'accélération du châssis de véhicule avec variation de C_{sh} . l'accélération du châssis de la suspension passive est plus grand par rapport la suspension semi-active dans les trois second sur les trois figures alors le système semi-active est plus stable par rapport système passive.

2.2.6. Déformation du pneu du véhicule

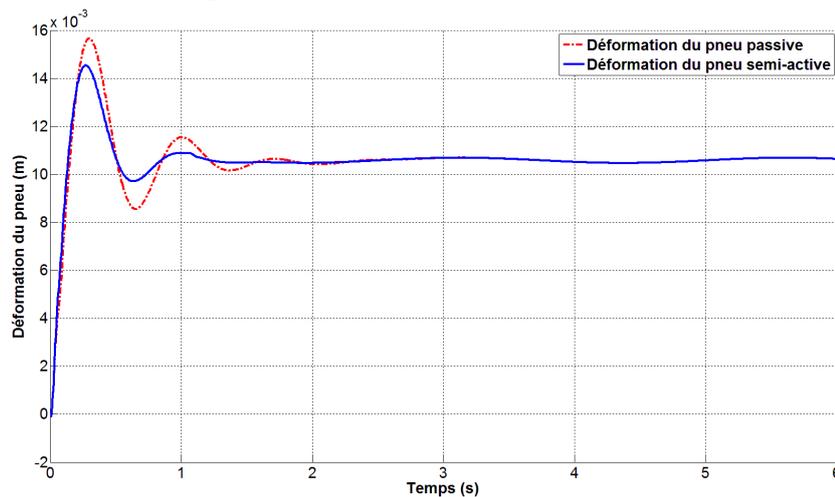


Figure IV.40 Déformation du pneu avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$

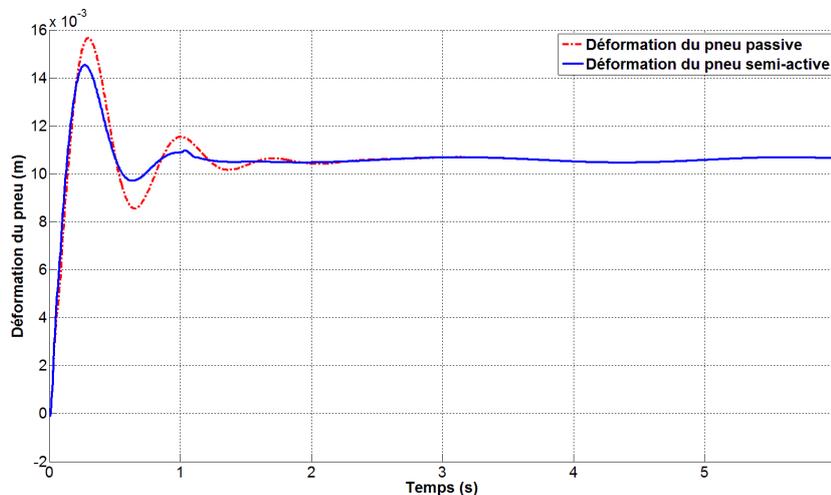


Figure IV.41 Déformation du pneu avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$

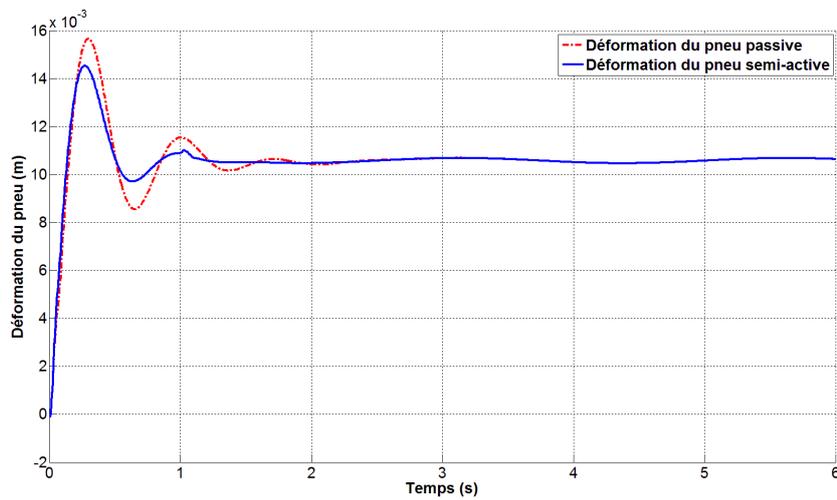


Figure IV.42 Déformation du pneu avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.40, IV.41 et IV.42 représente la déformation du pneu de véhicule avec variation de C_{sh} . la déformation du pneu de la suspension passive est plus grand par rapport la suspension semi-active dans les trois second sur les trois figures alors le système semi-active et plus stable par rapport système passive.

2.2.7. Déformation de la suspension du véhicule

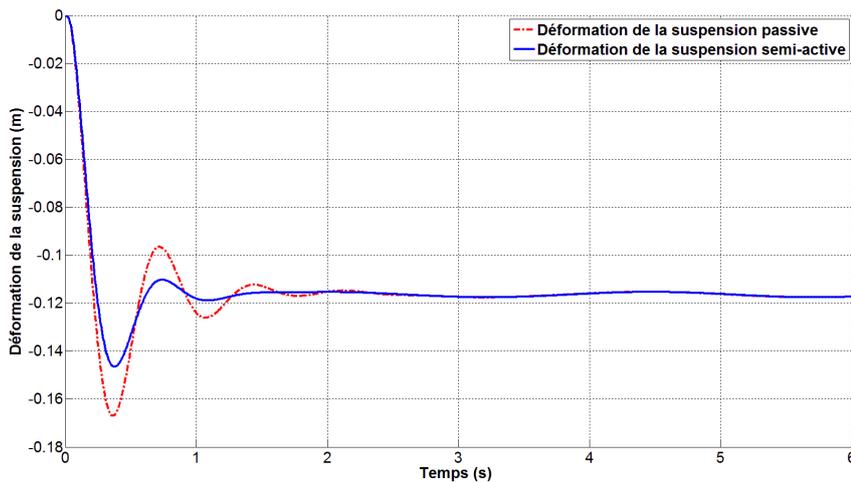


Figure IV.43 Déformation de la suspension avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$

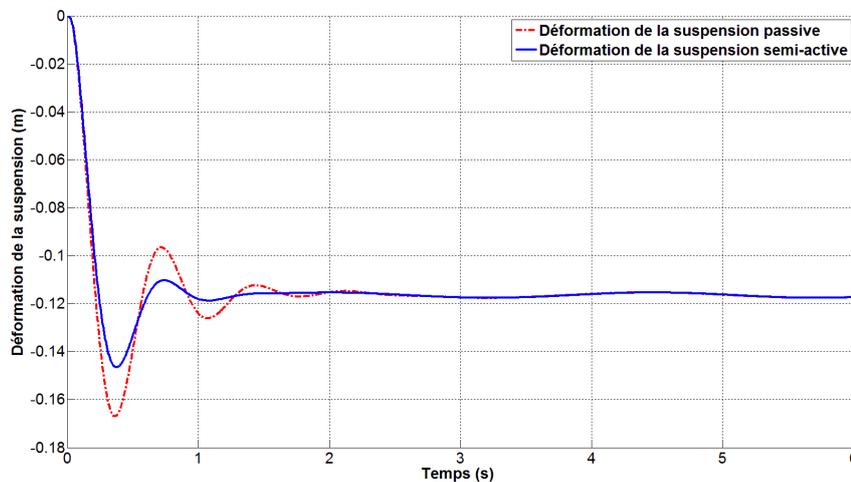


Figure IV.44 Déformation de la suspension avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$

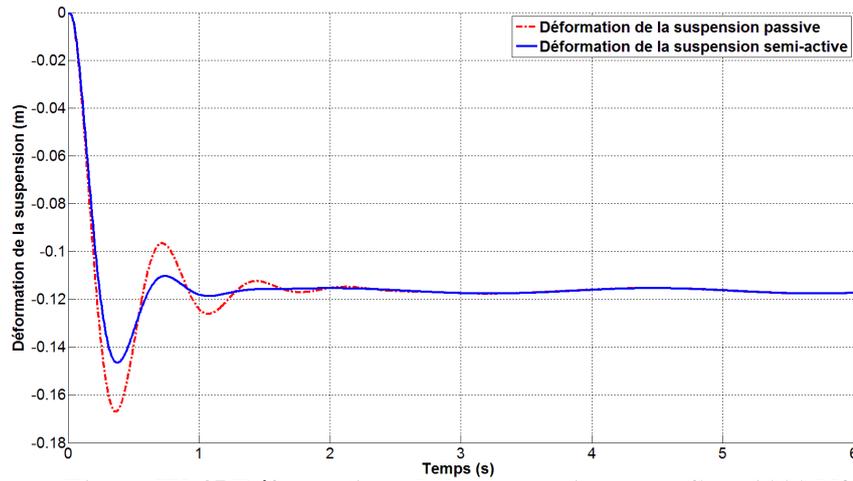


Figure IV.45 Déformation de la suspension avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.43, IV.44 et IV.45 représente la déformation de la suspension de véhicule avec variation de C_{sh} . la déformation de la suspension passive est plus grand par rapport la suspension semi-active dans les trois second sur les trois figures alors le système semi-active et plus stable par rapport système passive.

2.2.8. Force de commande

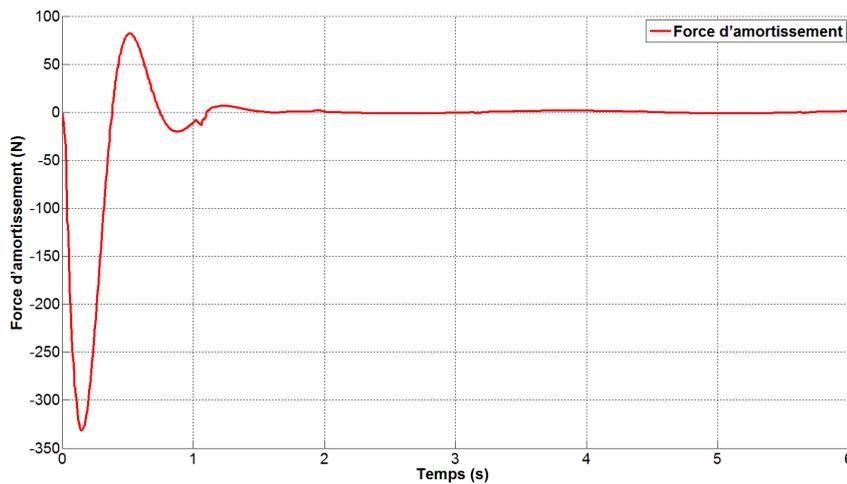


Figure IV.46 force de commande avec $C_{sh} = 500 \text{ N/(m/s)}$

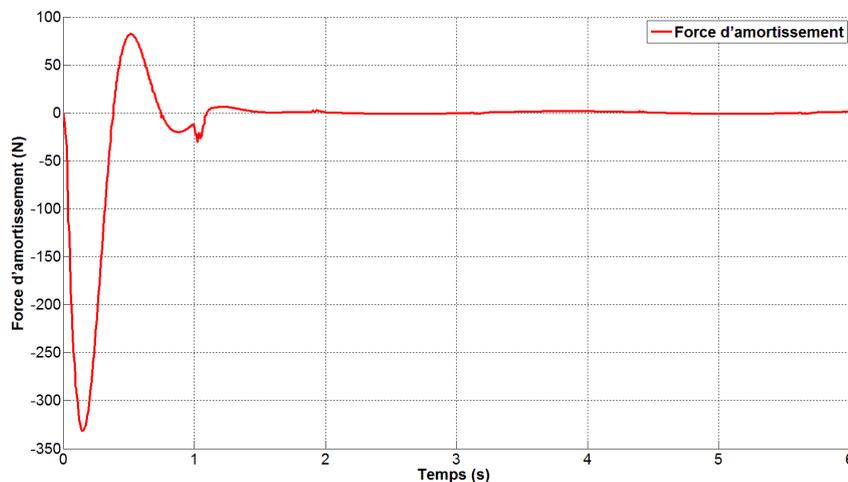


Figure IV.47 force de commande avec $C_{sh} = 1800 \text{ N/(m/s)}$

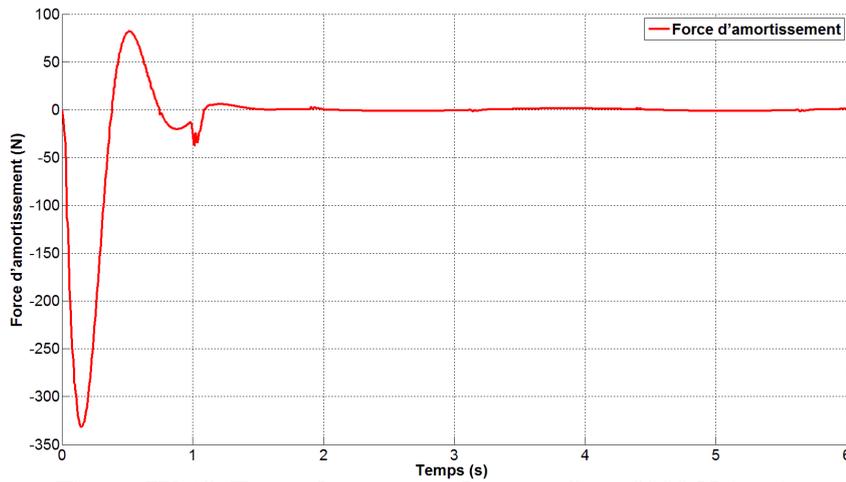


Figure IV.48 Force de commande avec $C_{sh} = 3000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.46, IV.47 et IV.48 montrent la force de commande avec variation de C_{sh} . Aucun changement remarquable de la force sur les trois variations de C_{sh} le système stable.

2.3. Etude paramétrique de l'amortissement Rigide C_{rigide}

On prend $C_{souple} = 500 \text{ (N/(m/s))}$, $C_{sh} = 1400 \text{ (N/(m/s))}$ et on varie la valeur de C_{rigide} dans l'intervalle de $1400 - 6000 \text{ (N/(m/s))}$, avec ($C_{souple} \leq C_{sh} \leq C_{rigide}$)

2.3.1. Déplacement de la roue du véhicule

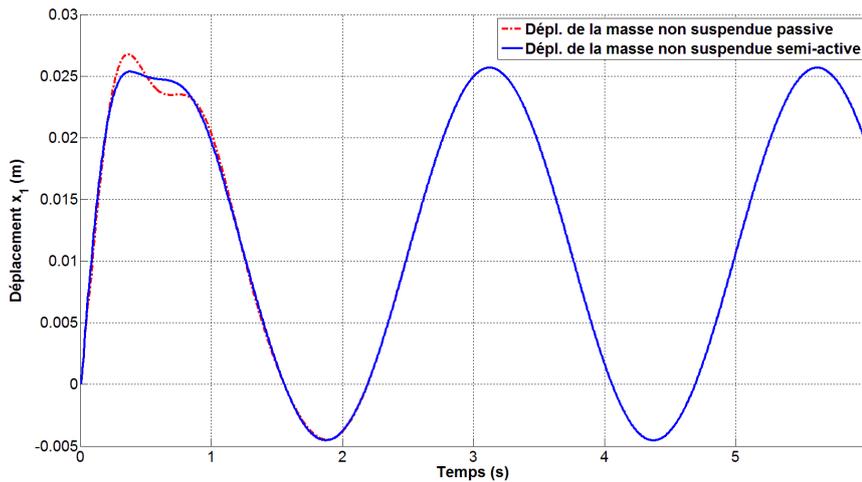


Figure IV.49 Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

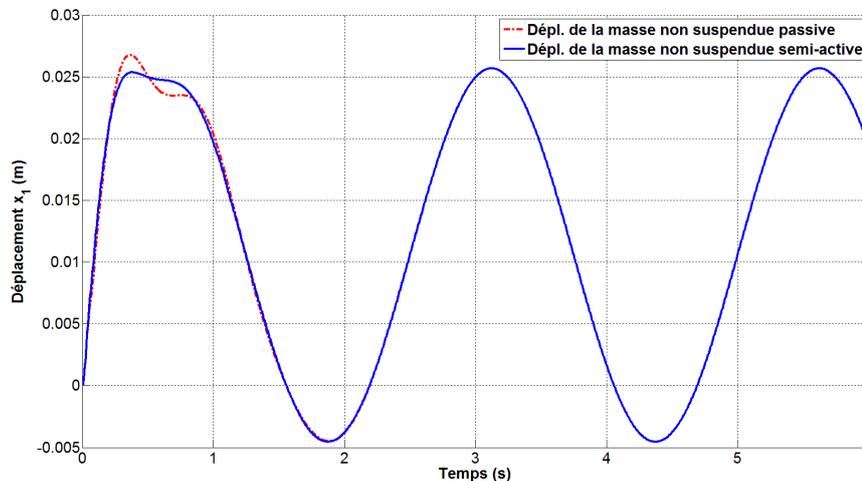


Figure IV.50 Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$

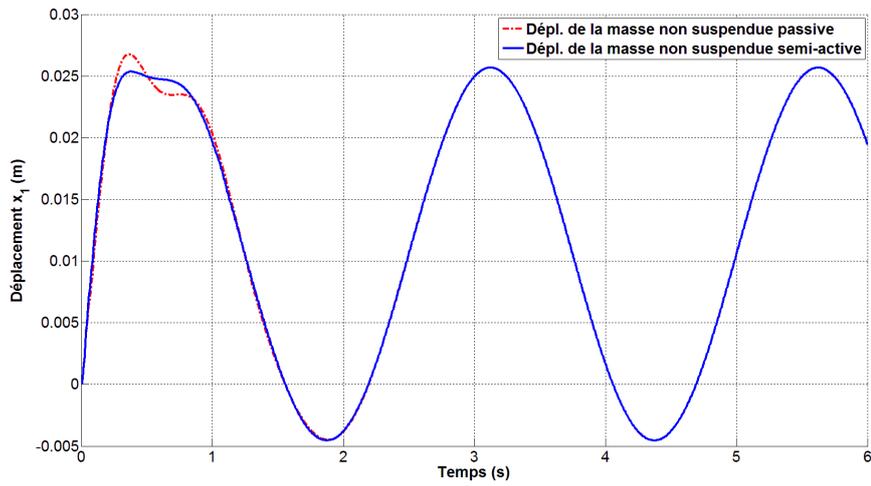


Figure IV.51 Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$

2.3.2. Déplacement du châssis du véhicule

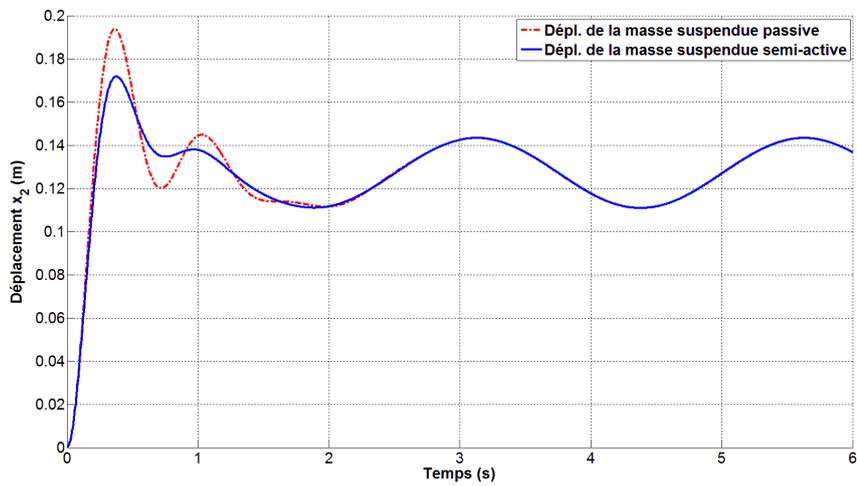


Figure IV.52 Déplacement du châssis avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

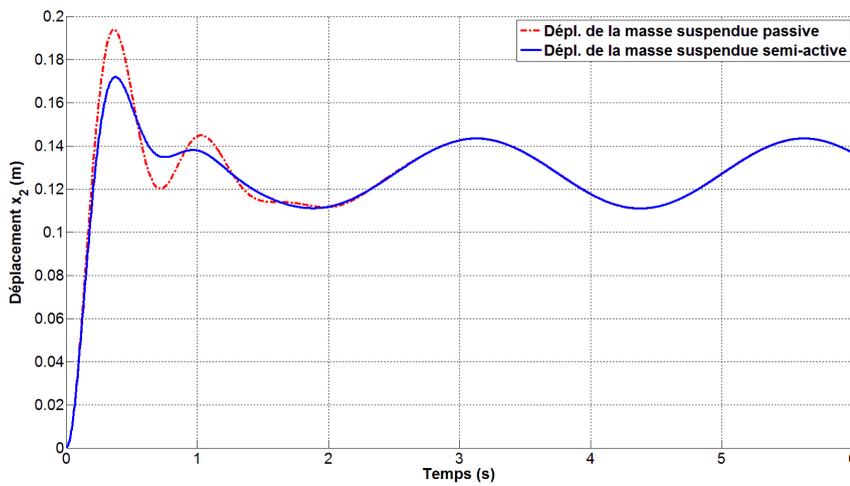


Figure IV.53 Déplacement du châssis avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$

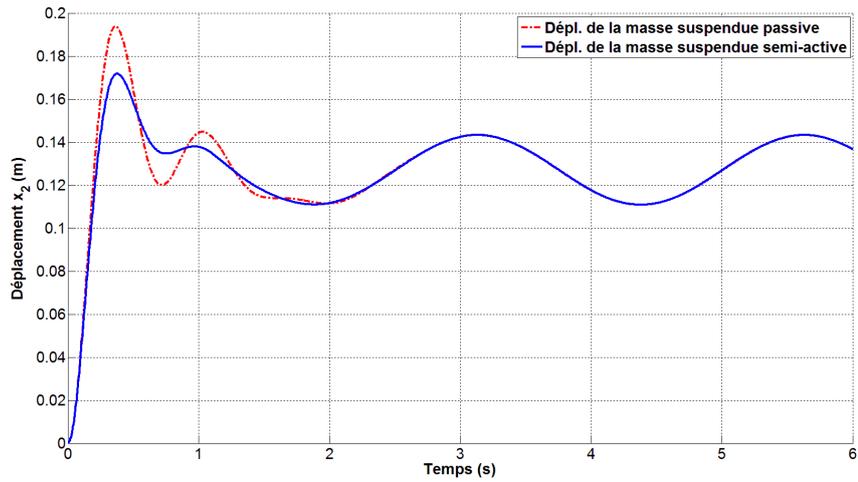


Figure IV.54 Déplacement du châssis avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$

2.3.3. Vitesse de la roue du véhicule

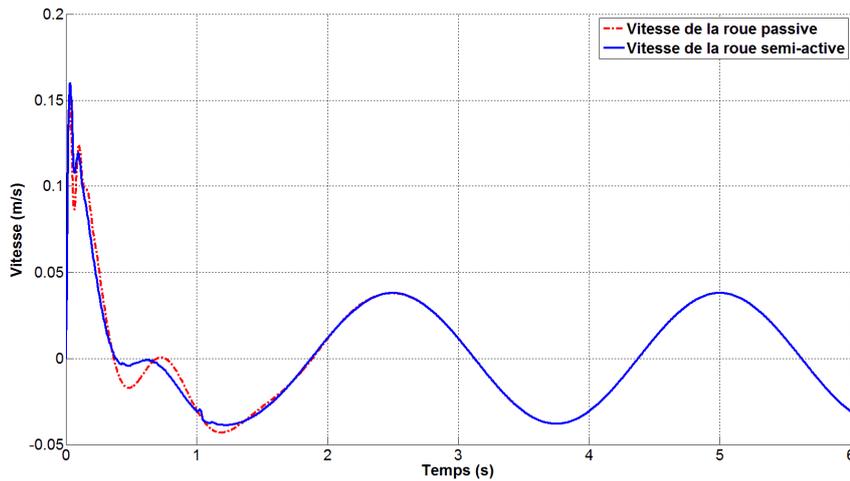


Figure IV.55 Vitesse de la roue avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

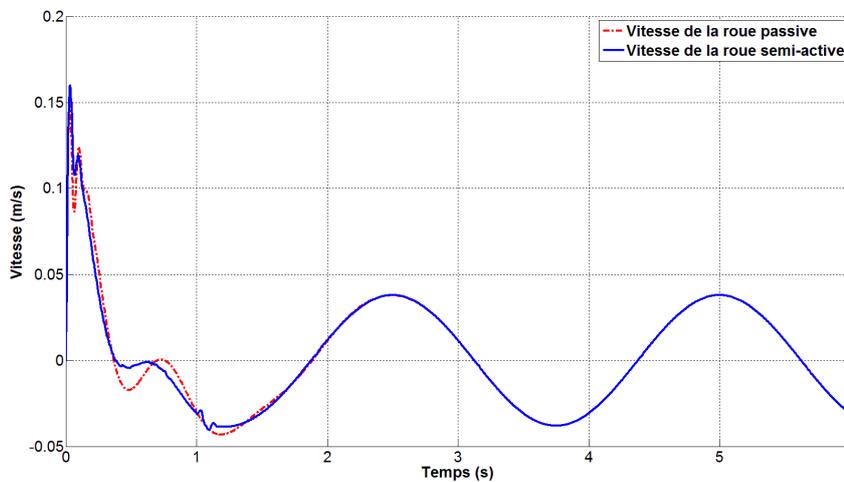


Figure IV.56 Vitesse de la roue avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$

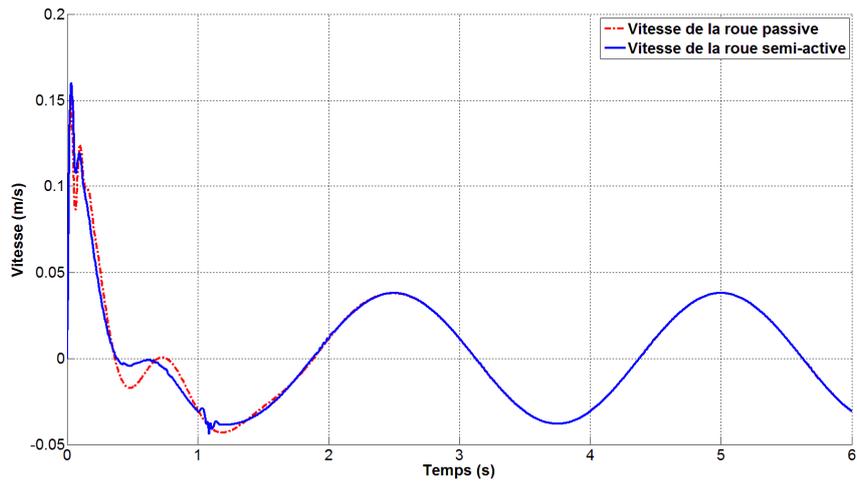


Figure IV.57 Vitesse de la roue avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$

2.3.4. Vitesse du châssis du véhicule

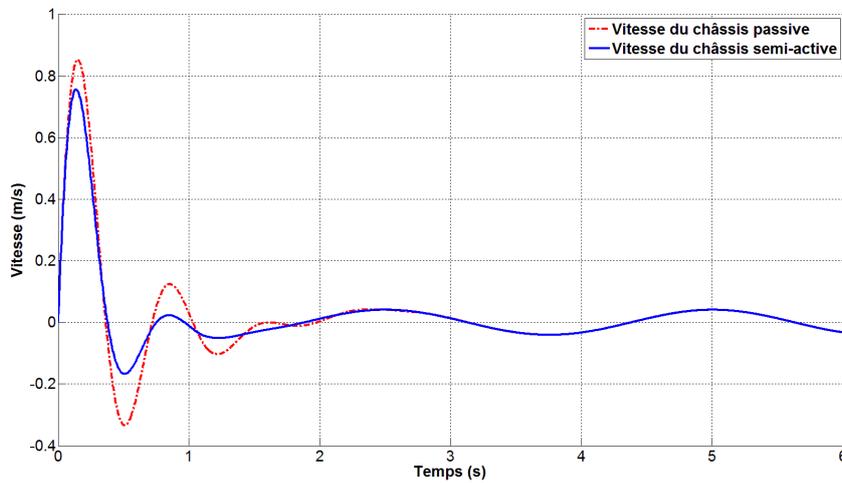


Figure IV.58 Vitesse du châssis avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

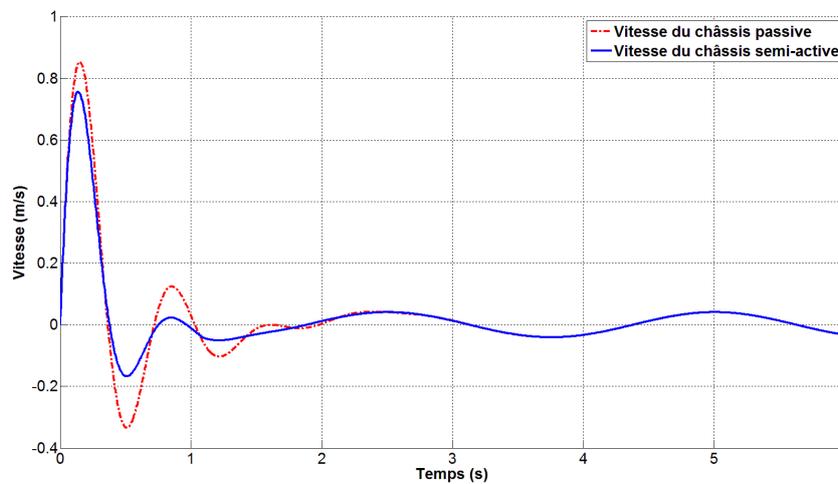


Figure IV.59 Vitesse du châssis avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$

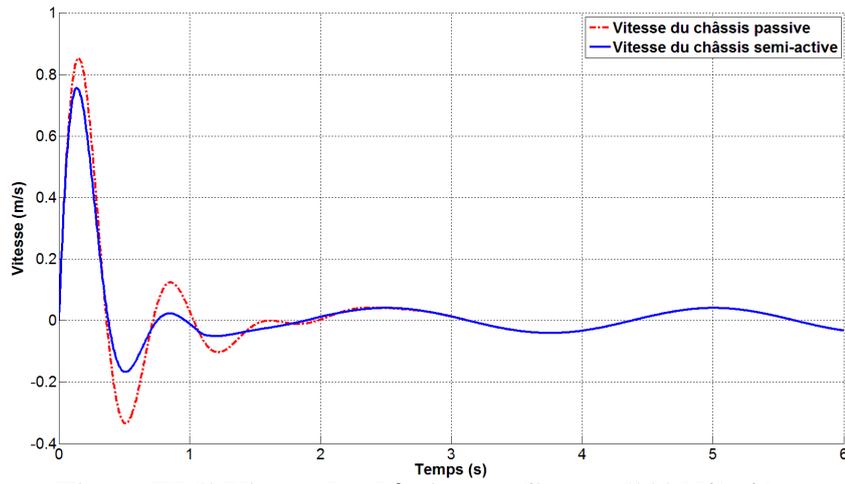


Figure IV.60 Vitesse du châssis avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$

2.3.5. Accélération du châssis du véhicule

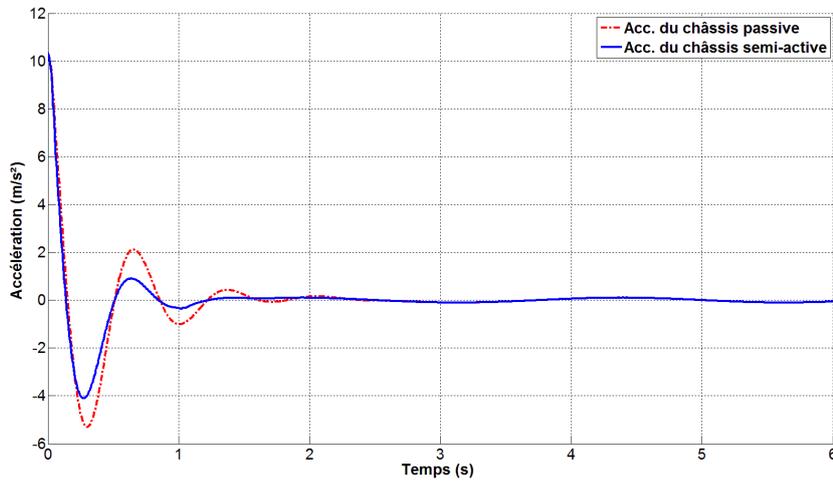


Figure IV.61 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

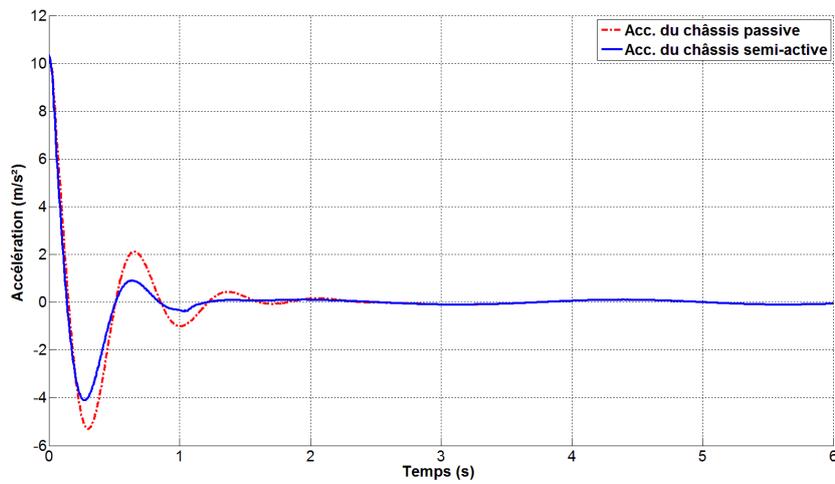


Figure IV.62 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$

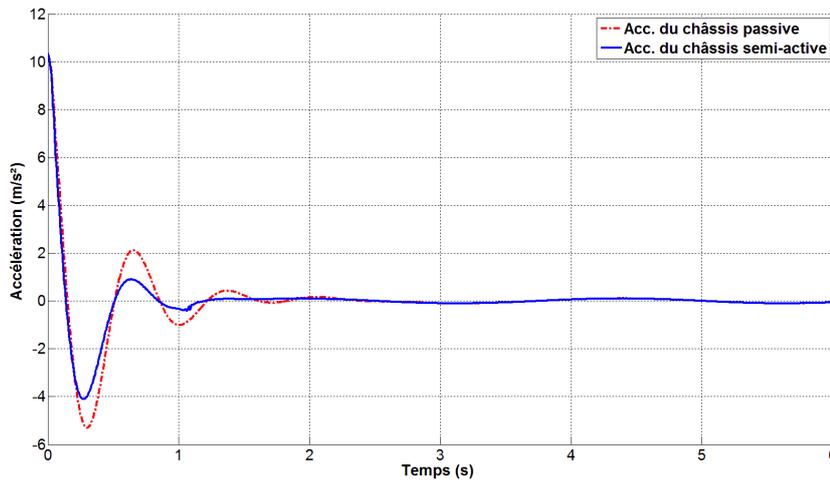


Figure IV.63 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.61, IV.62 et IV.63 représentent l'accélération du châssis du véhicule avec la variation de C_{rigide} . Quelle que soit la valeur d'amortissement rigide, on remarque qu'il n'y a pas de changement visible de l'accélération du châssis dans le système de la suspension semi-active.

2.3.6. Déformation du pneu du véhicule

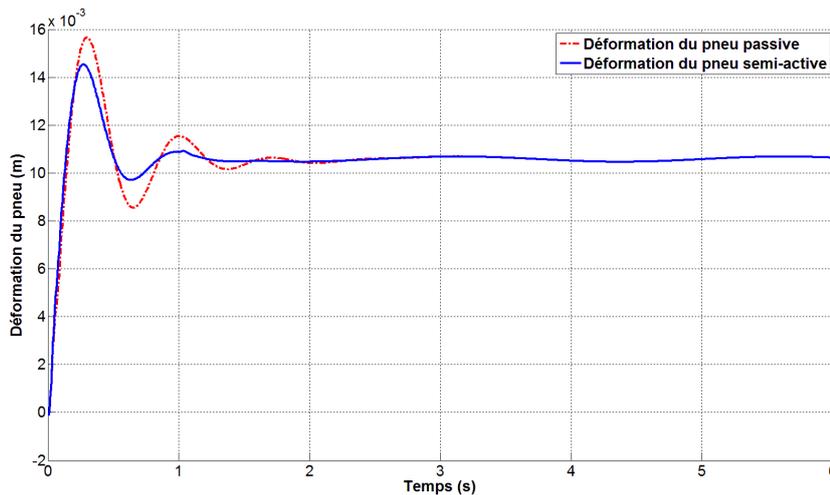


Figure IV.64 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

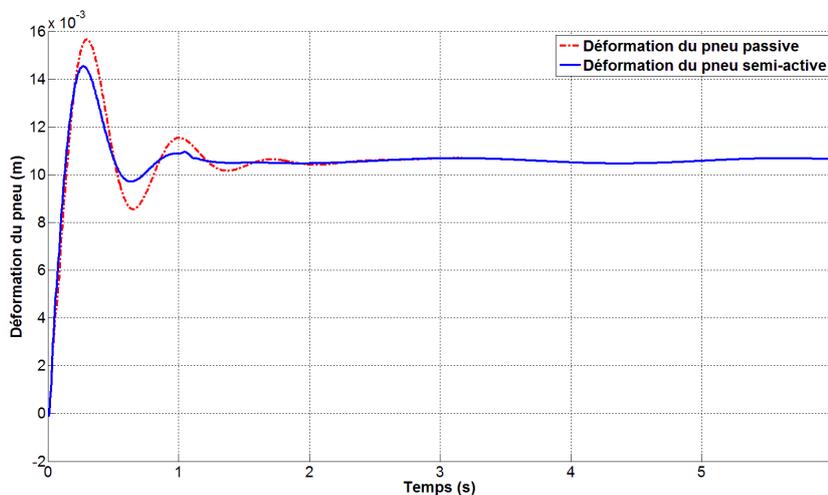


Figure IV.65 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$

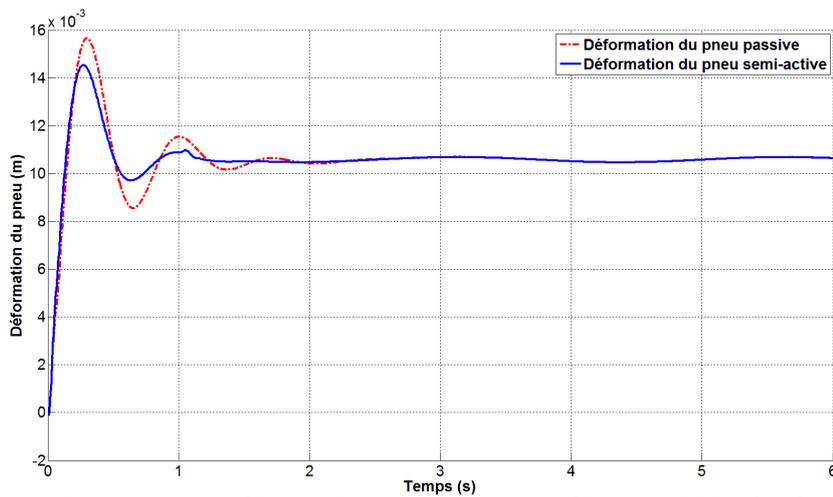


Figure IV.66 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.64, IV.65 et IV.66 représentent la déformation du pneu du véhicule avec variation de C_{rigide} . Quelle que soit la valeur d'amortissement rigide on remarque qu'il n'y a pas de changement visible de la déformation du pneu du système de suspension semi-active.

2.3.7. Déformation de la suspension du véhicule

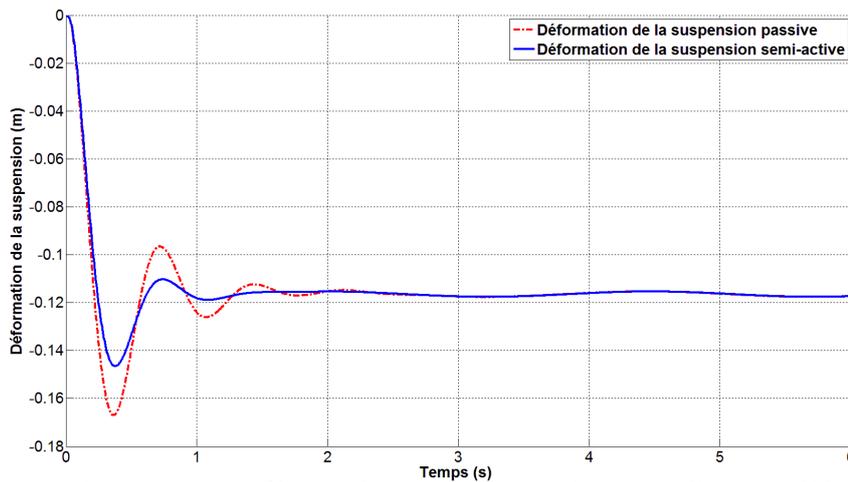


Figure IV.67 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

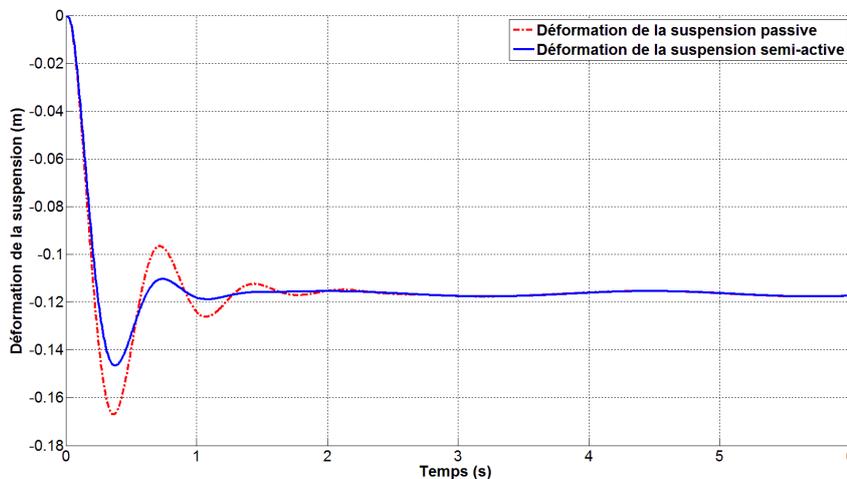


Figure IV.68 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$

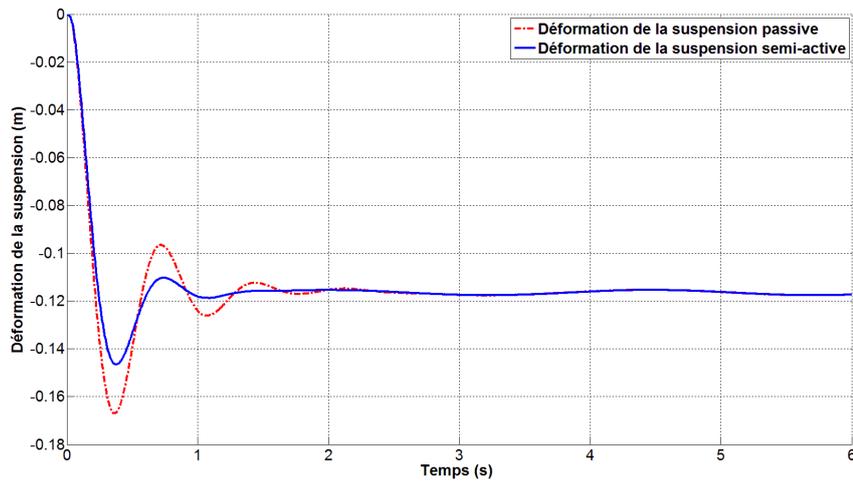


Figure IV.69 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.67, IV.68 et IV.69 représentent la déformation de la suspension du véhicule avec variation de C_{rigide} . Quelle que soit la valeur de l'amortissement rigide, on remarque qu'il n'y a pas de changement visible de la déformation de la suspension dans le système semi-active.

2.3.8. Force de commande

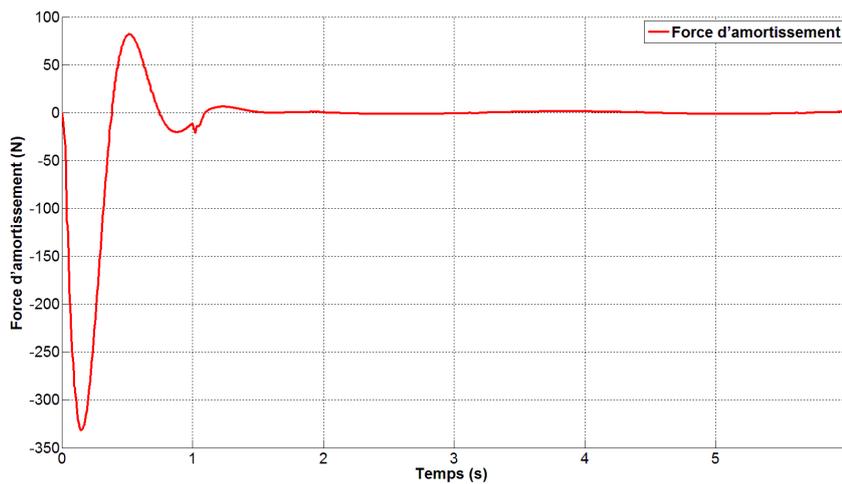


Figure IV.70 Force de commande avec $C_{rigide} = 1400 \text{ N/(m/s)}$

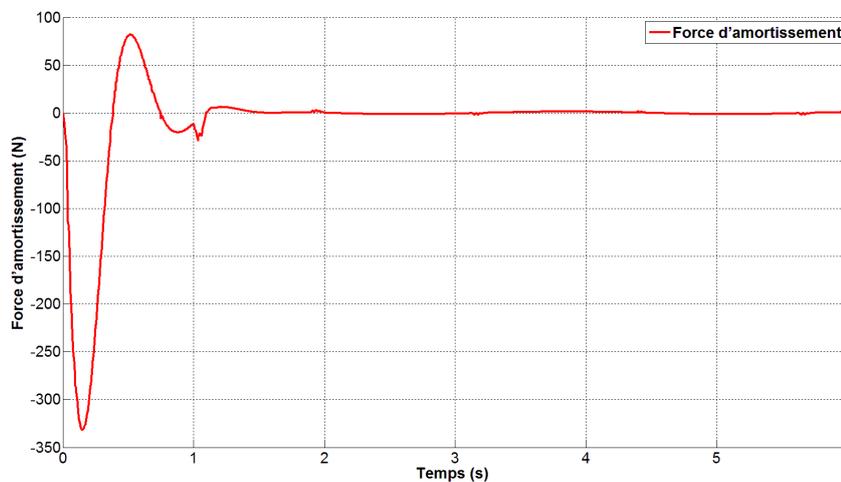


Figure IV.71 Force de commande avec $C_{rigide} = 3500 \text{ N/(m/s)}$

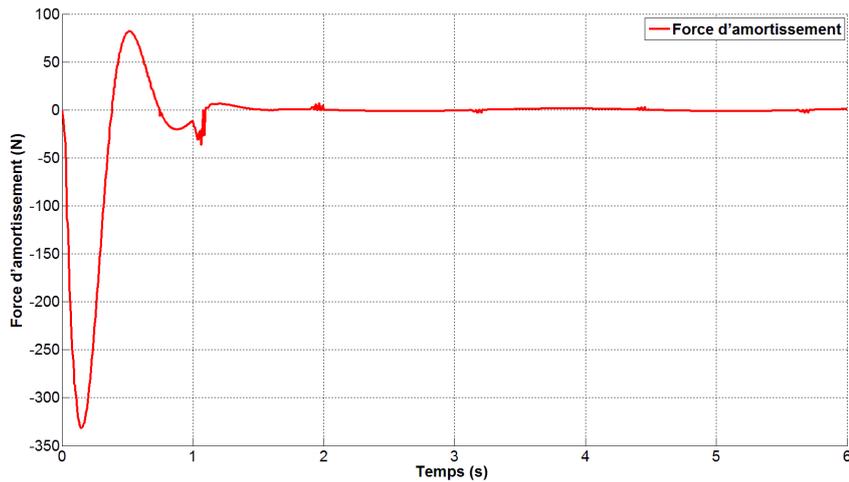


Figure IV.72 Force de commande avec $C_{rigide} = 6000 \text{ N/(m/s)}$

Les figures IV.70, IV.71 et IV.72 représentent la force de commande de la suspension semi-active avec variation de C_{rigide} . Quelle que soit la valeur d'amortissement rigide on ne remarque aucun changement visible de force de la commande dans le système de suspension semi-active.

Les figures précédentes montrent l'étude paramétrique des valeurs d'amortissement d'algorithme de commande (C_{souple} , C_{sh} et C_{rigide}) et représentent les changements nécessaires sur différents paramètres du système.

Notre étude paramétrique passe par trois étapes au début, on varie l'amortissement souple (C_{souple}), la deuxième étape on varie l'amortissement moyenne (C_{sh}), la dernière étape la variation de l'amortissement rigide (C_{rigide}).

Après cette étude paramétrique on prend les coefficients de l'amortissement de la commande suivant :

Tableau IV.1 Coefficients de l'amortissement de skyhook

Paramètre	Description	Valeur
C_{souple}	Amortissement minimal du Skyhook	500 (N/m/s)
C_{sh}	L'amortissement désiré de Skyhook	1400 (N/m/s)
C_{rigide}	Amortissement maximale du Skyhook	3000 (N/m/s)

3. Résultats de la simulation

Dans cette partie on prend les paramètres des trois variantes d'un $\frac{1}{4}$ de véhicule cités précédemment dans le tableau.III.1, avec un profil sinusoïdal et aléatoire de la route pour la suspension passive et la suspension semi-active.

3.1. Profil sinusoïdale de la route

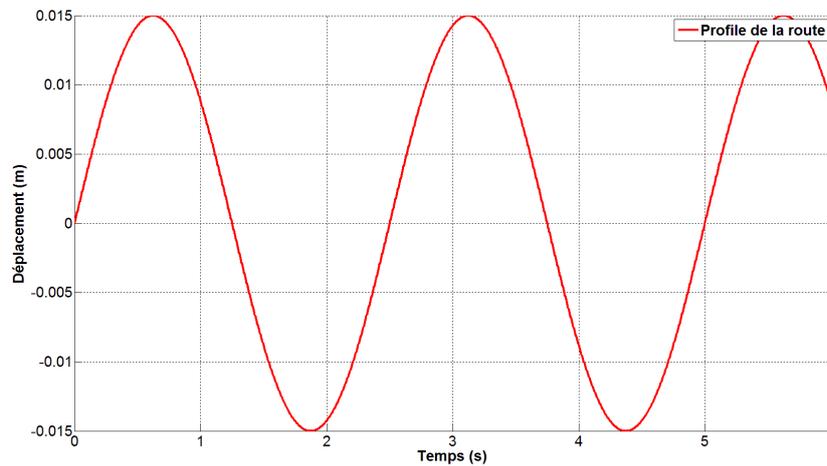


Figure IV.73 profil sinusoïdale de la route

Après la sélection du type de profil de la route, on a lancé la simulation pour les trois variantes d'un $\frac{1}{4}$ de véhicule.

3.1.1 Accélérations du châssis

Un $\frac{1}{4}$ de véhicule (1)

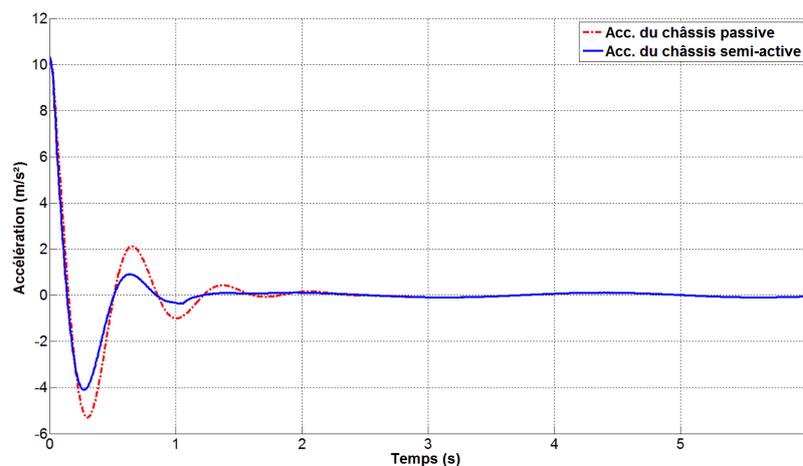


Figure IV.74 Accélérations du châssis de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

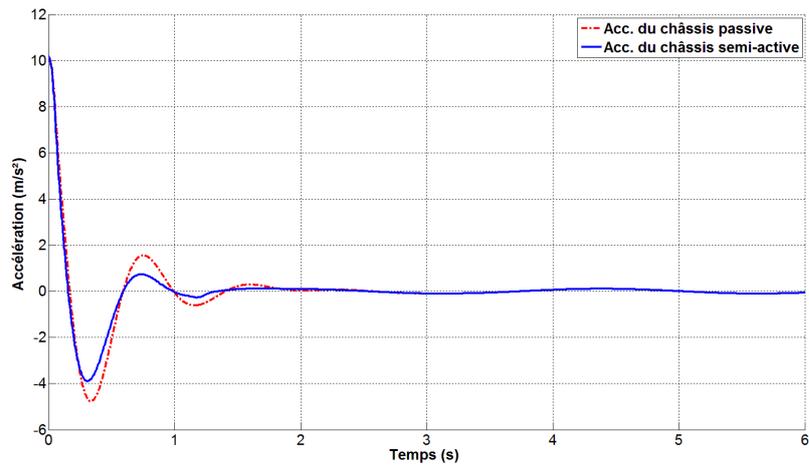


Figure IV.75 Accélérations du châssis de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

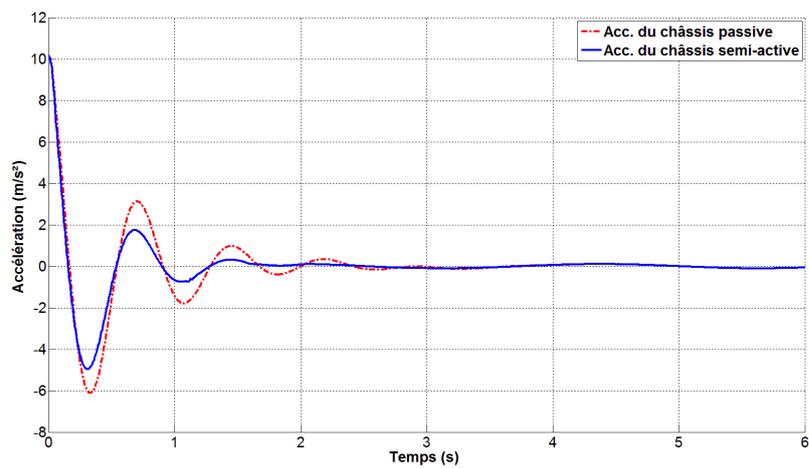


Figure IV.76 Accélérations du châssis de véhicule (3).

Dans Les figure IV.74, IV.75 et IV.76 représentent l'accélération du châssis des véhicules(1), (2) et (3).

Aux premières secondes, l'accélération du châssis semi-active est plus petite et stable par rapport à l'accélération passive jusqu'à la 3^{ème} sec au les deux systèmes passive et semi-active restent stables.

3.1.2 Vitesse du châssis du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

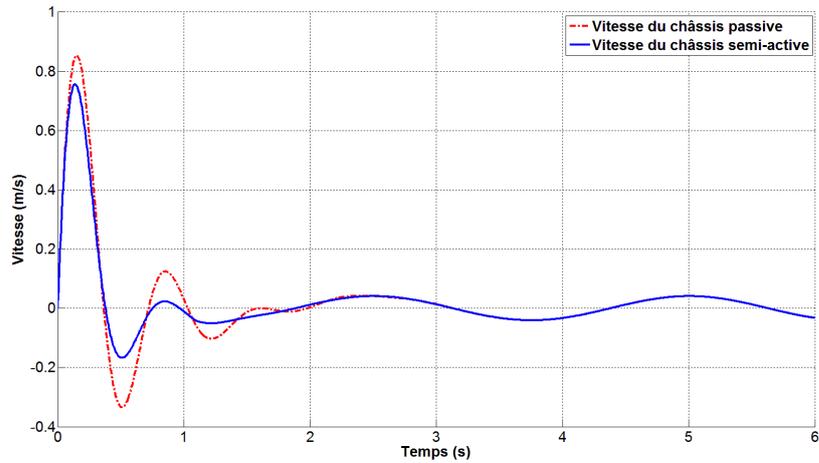


Figure IV.77 Vitesse du châssis de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

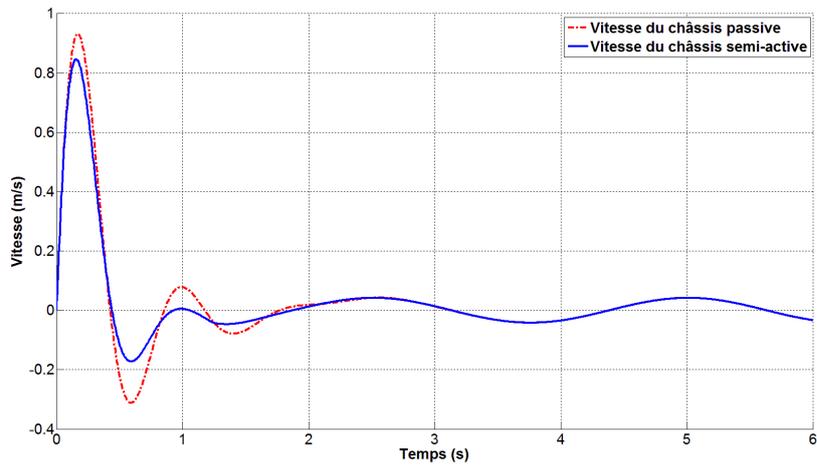


Figure IV.78 Vitesse du châssis de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

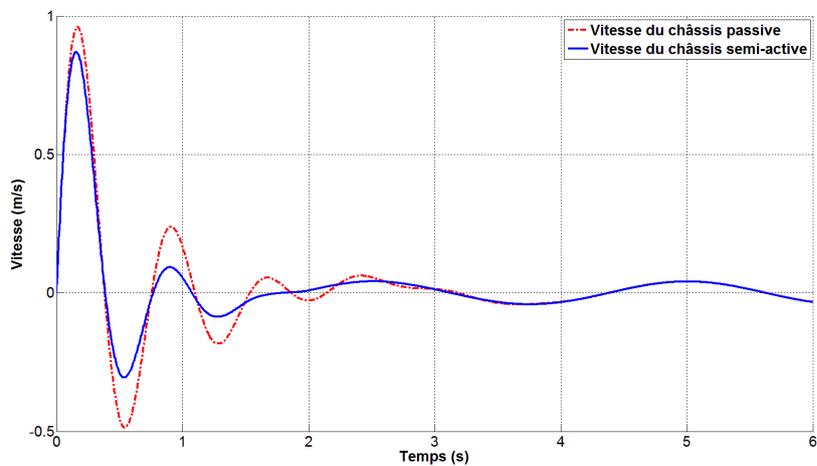


Figure IV.79 Vitesse du châssis de véhicule (3).

Les figures IV.77, IV.78 et IV.79, montrent la vitesse du châssis des véhicules (1), (2) et (3).

On remarque dans les deux véhicules (1) et (2) que la vitesse passive du châssis est plus grande que la vitesse semi active et se stabilise à 2.5 sec.

Dans le véhicule (3) la vitesse passive du châssis se stabilise à 3.8 sec.

3.1.3 La vitesse de la roue du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

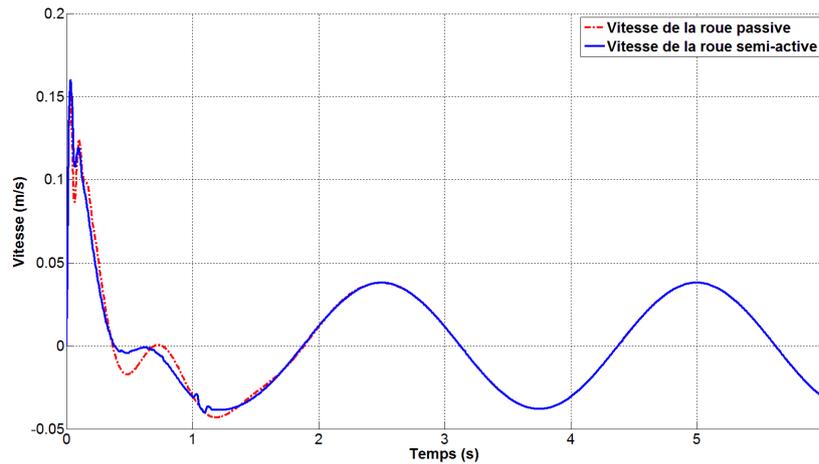


Figure IV.80 Vitesse de la roue de véhicule (1)

Un ¼ de véhicule (2)

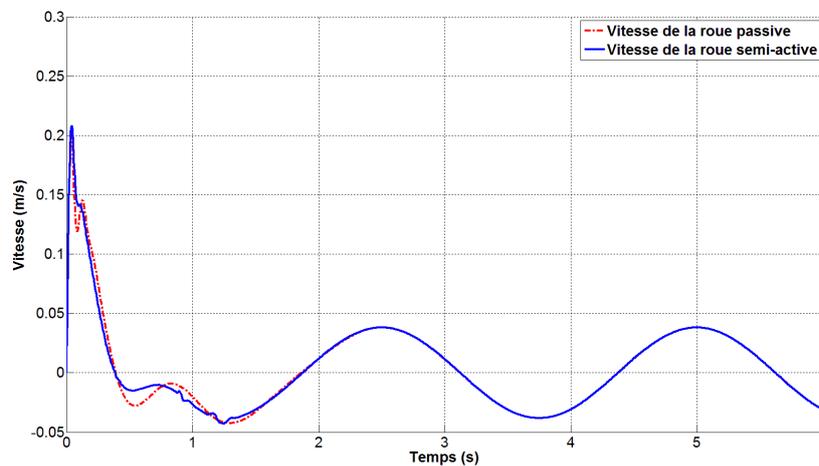


Figure IV.81 Vitesse de la roue de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

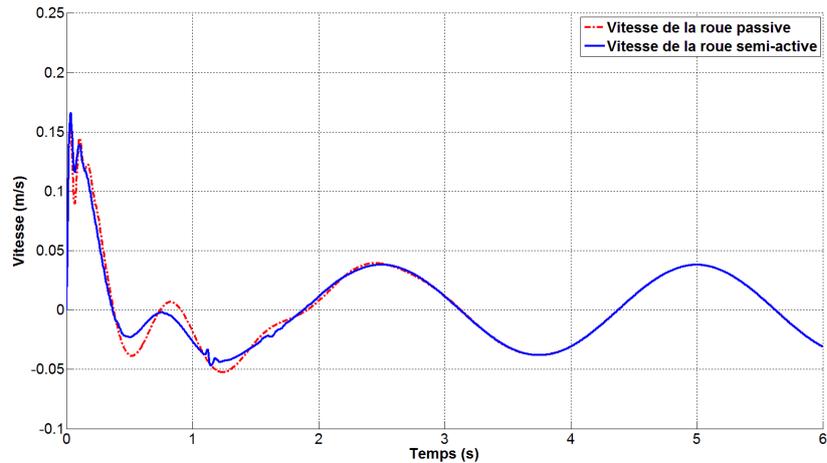


Figure IV.82 Vitesse de la roue de véhicule (3).

Les figures IV.80, IV.81 et IV.82 montrent la vitesse de la roue des véhicules (1), (2) et (3).

On constate que pour les deux véhicules ((1) et (2)) que la vitesse de la roue du système semi-actif et passive varient jusqu'à 2 sec. Dans le véhicule (3) la variation s'établit jusqu'à la troisième seconde.

3.1.4 Déplacement du châssis du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

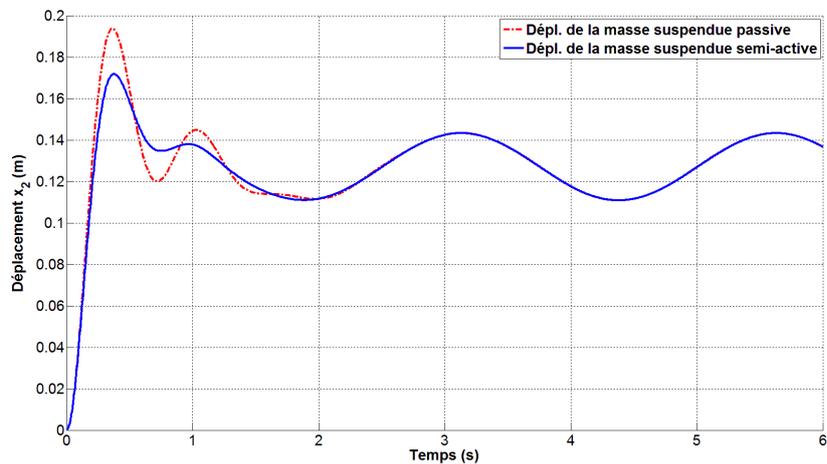


Figure IV.83 Déplacement du châssis de véhicule (1).

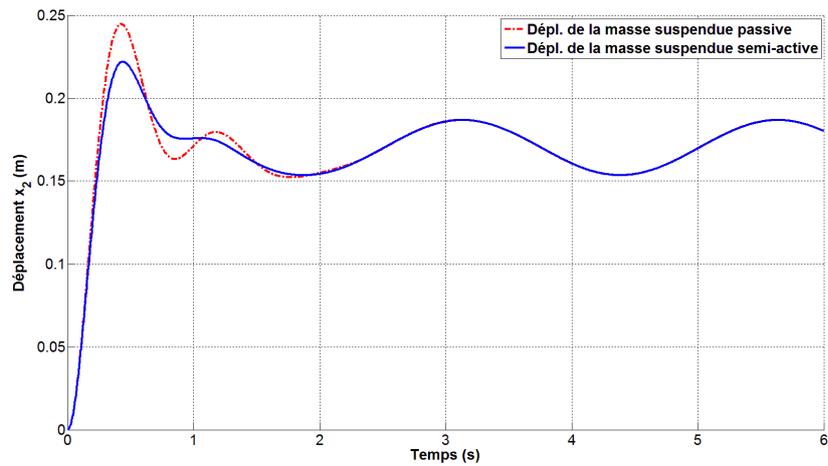
Un $\frac{1}{4}$ de véhicule (2)

Figure IV.84 Déplacement du châssis de véhicule (2).

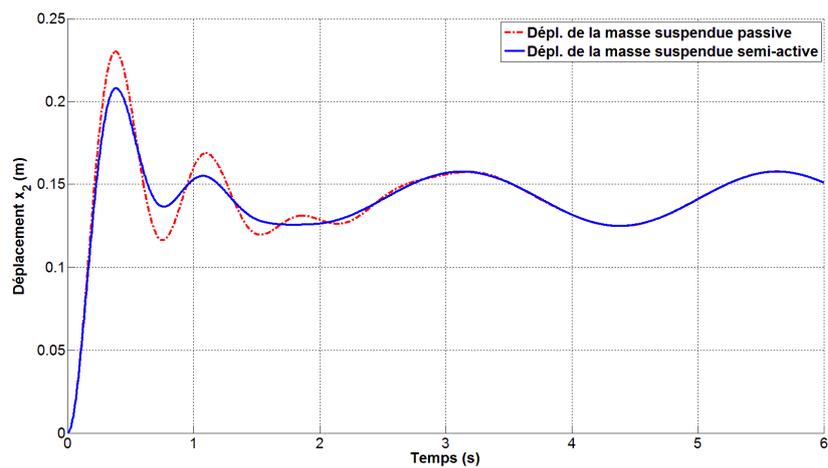
Un $\frac{1}{4}$ de véhicule (3)

Figure IV.85 Déplacement du châssis de véhicule (3).

Les figures IV.83, IV.84 et IV.85 représentent le déplacement du châssis des véhicules (1), (2) et (3).

Aux premières secondes le déplacement du châssis de véhicule de suspension semi-active est plus stable par rapport à la suspension passive.

3.1.5 Déplacement de la roue du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

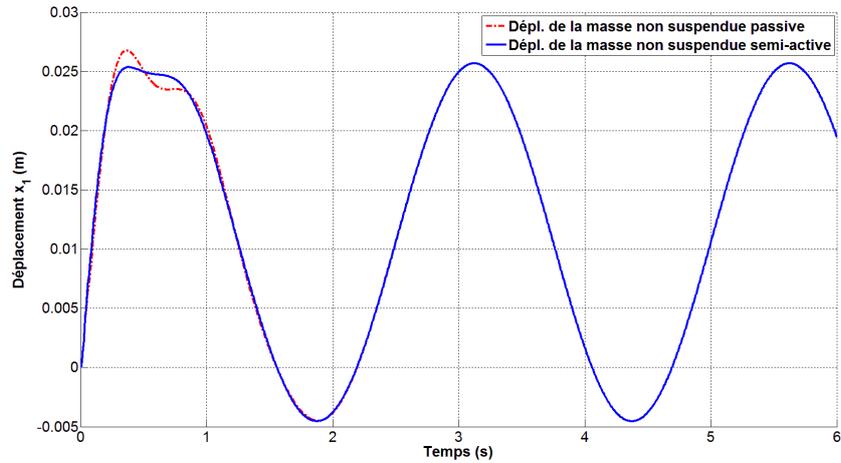


Figure IV.86 Déplacement de la roue de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

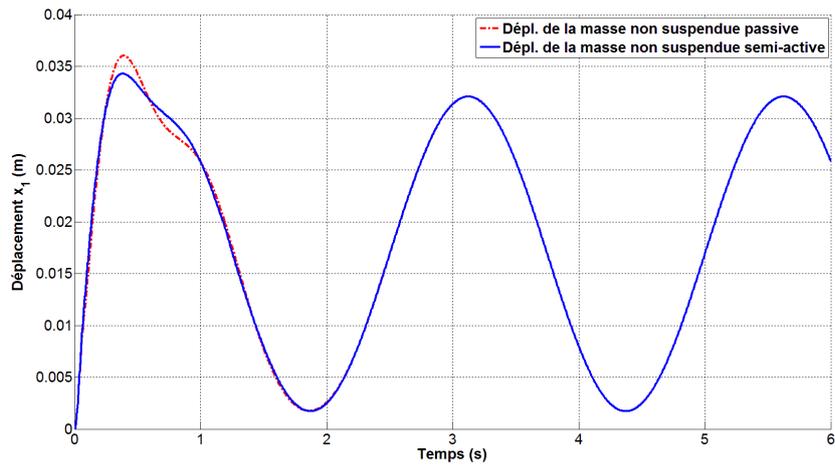


Figure IV.87 Déplacement de la roue de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

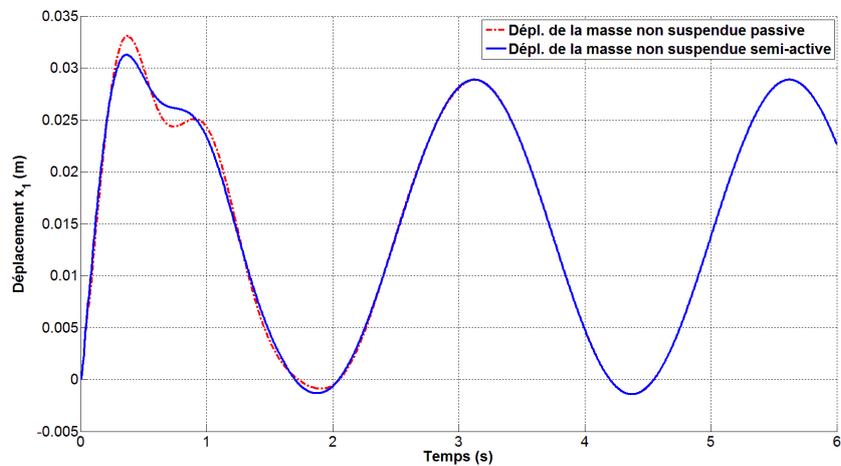


Figure IV.88 Déplacement de la roue de véhicule (3).

Les figures IV.86, IV.87 et IV.88 montrent le déplacement de la roue des véhicules (1), (2) et (3) pendant (6sec) pour une suspension passive et une suspension semi-active.

Lors de la première seconde le déplacement de la roue de la suspension semi-active est plus stable par rapport à la suspension passive, avec une variation entre les deux suspensions passive et semi-actif.

3.1.6 Déformation de la suspension du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

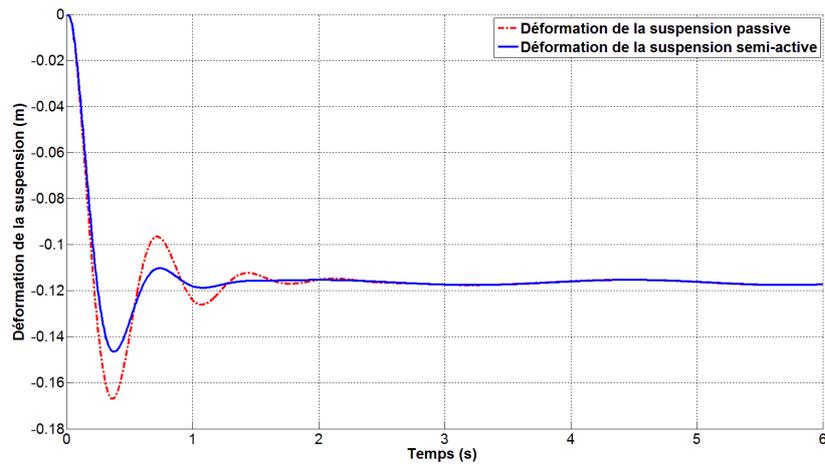


Figure IV.89 Déformation de la suspension de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

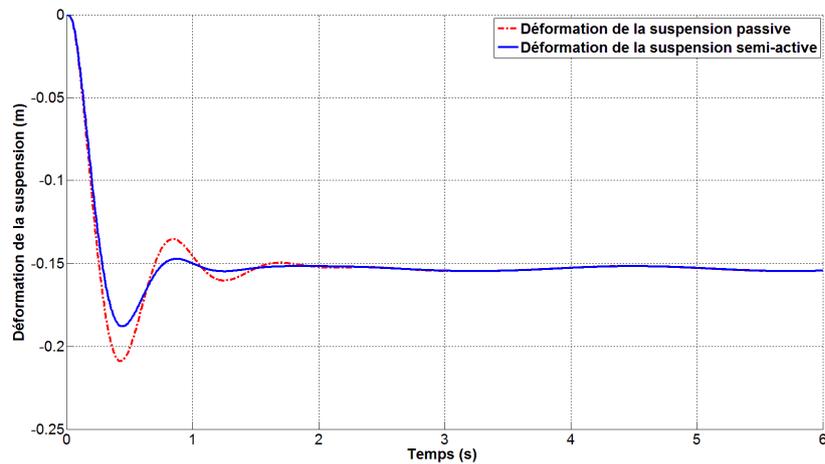


Figure IV.90 Déformation de la suspension de véhicule (2)

Un ¼ de véhicule (3)

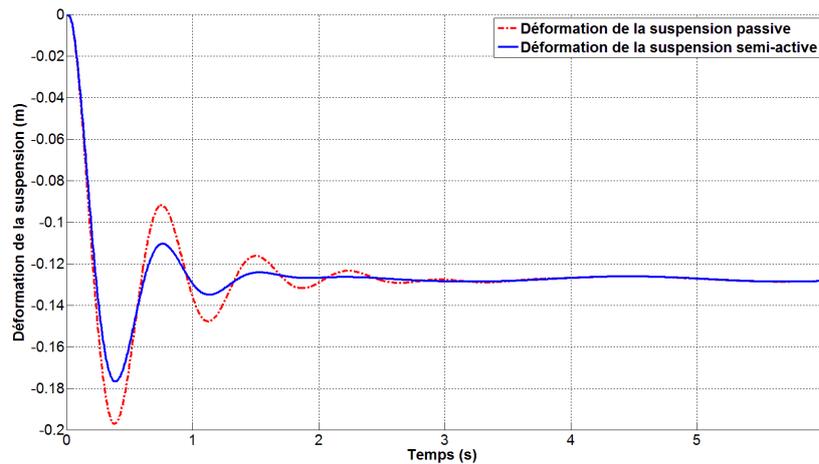


Figure IV.91 Déformations de la suspension de véhicule (3).

Les trois figures IV.89, IV.90 et IV.91 montrent la déformation de la suspension passive et semi-active des véhicules(1), (2) et (3).

On remarque que la déformation de la suspension du système passif est plus grande par rapport au système semi actif des deux véhicules (1), (2) et se stabilise à 2.5 sec.

Pour le véhicule (3) la déformation est stabilisée à la 3^{ème} seconde.

3.1.7 Déformation du pneu du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

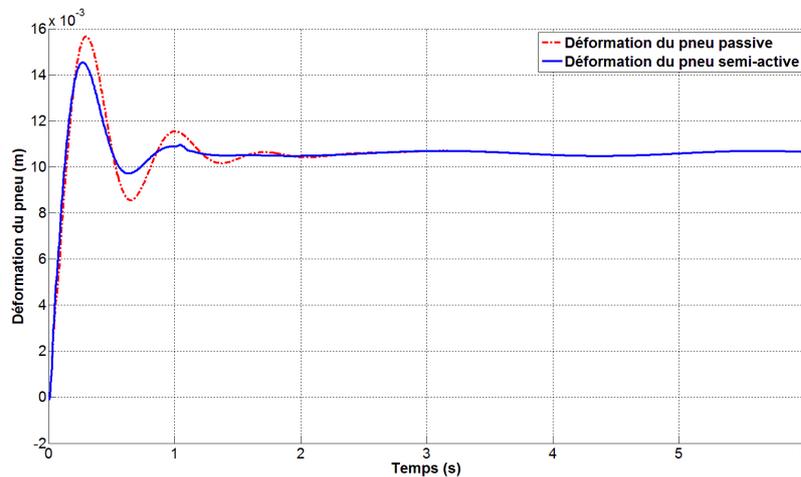


Figure IV.92 Déformation du pneu de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

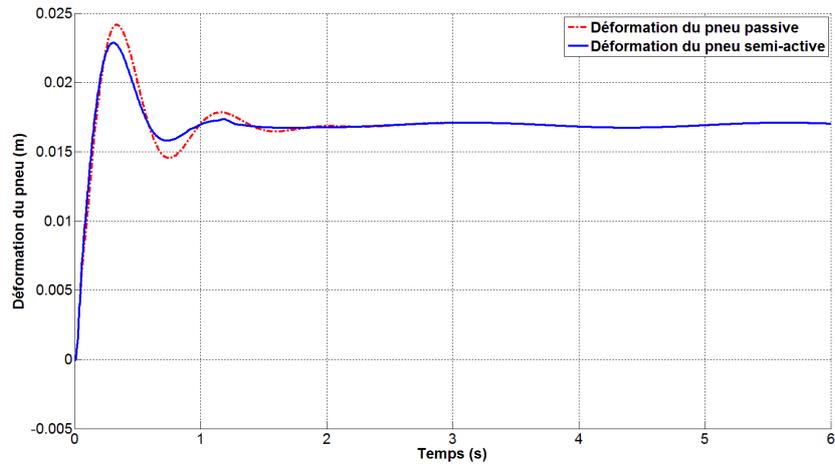


Figure IV.93 Déformation du pneu de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

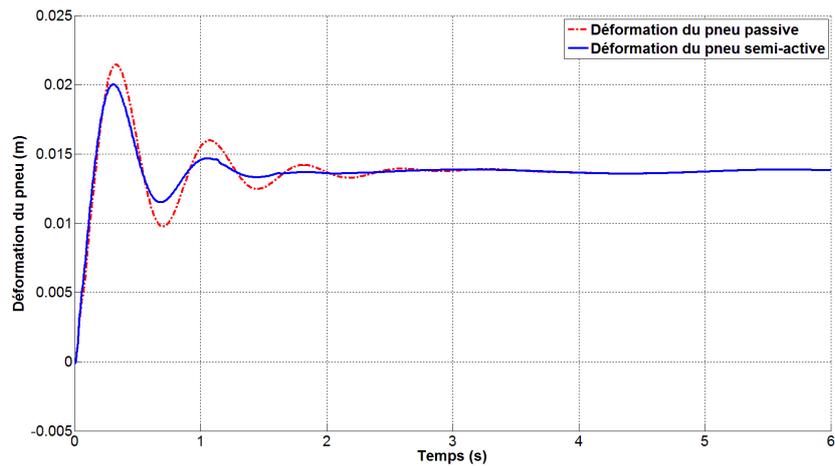


Figure IV.94 Déformation du pneu de véhicule (3).

Les figures IV.92, IV.93 et IV.94 représentent la déformation du pneu des véhicules(1), (2) et (3).

On constate dans les deux véhicules (1), (2) la déformation du pneu de la suspension semi-active est plus petite et stable par rapport à la déformation du pneu de la suspension passive jusqu'à la 2^{ème} sec, puis elle se stabilise jusqu'à la 3^{ème} sec pour le véhicule (3).

3.1.8 Force de commande véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

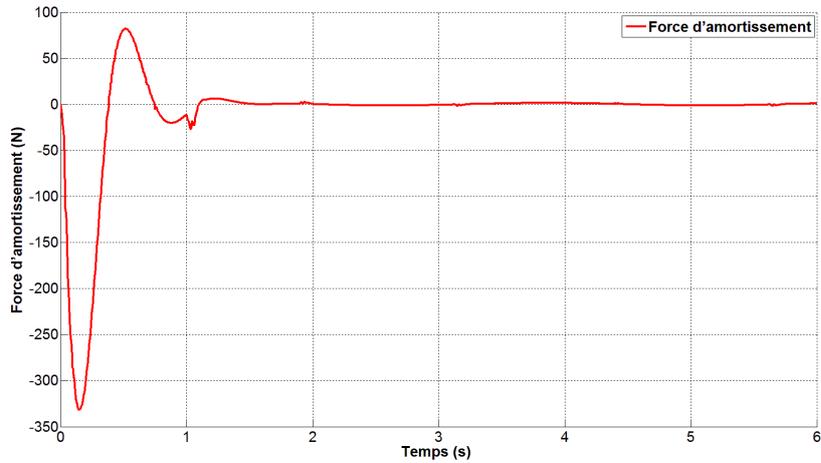


Figure IV.95 Force de commande de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

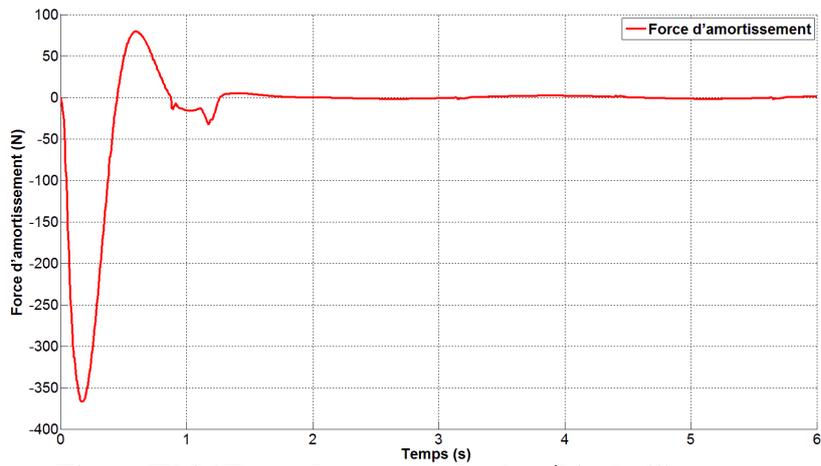


Figure IV.96 Force de commande de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

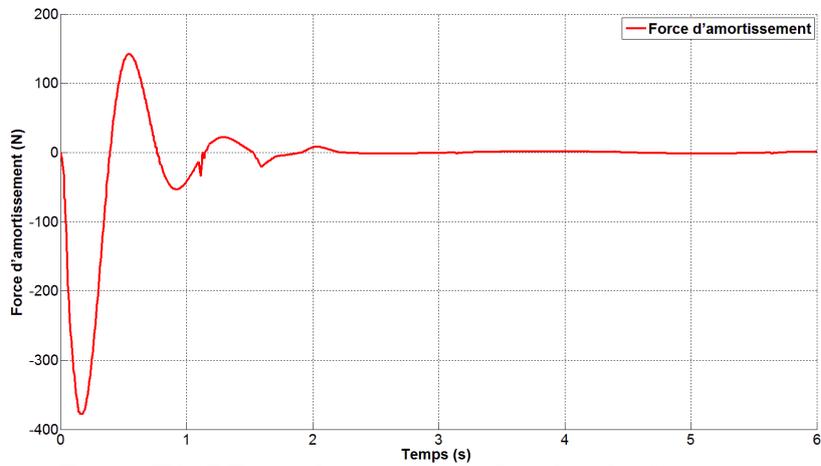


Figure IV.97 Force de commande de véhicule (3).

3.2. Profil de la route aléatoire

Dans cette partie d'étude on adapte le type aléatoire de profil de la route, on a lancé la simulation sur les trois véhicules.

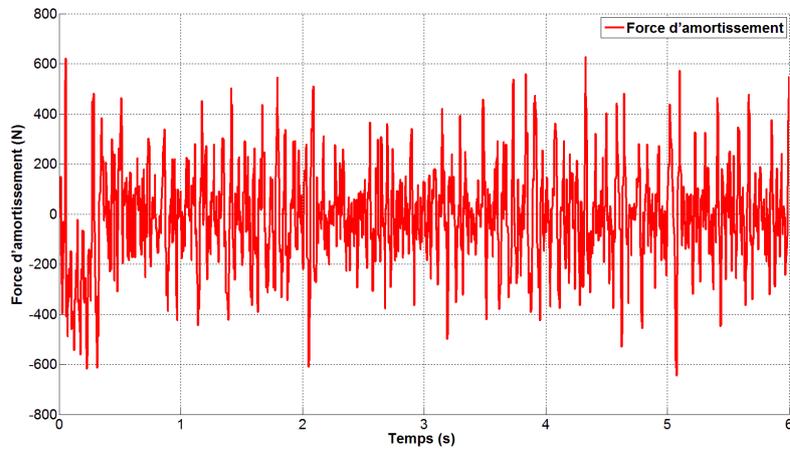


Figure IV.98 Profil de la route aléatoire

3.2.1 Accélérations du châssis

Un ¼ de véhicule (1)

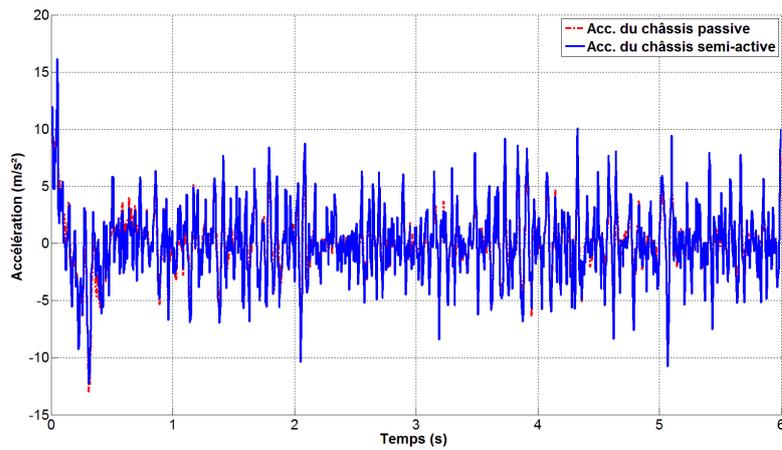


Figure IV.99 Accélérations du châssis de véhicule (1)

Un ¼ de véhicule (2)

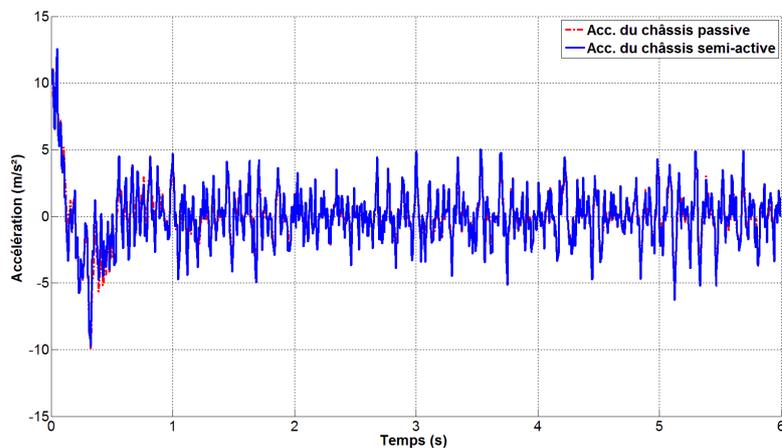


Figure IV.100 Accélérations du châssis de véhicule (2)

Un ¼ de véhicule (3)

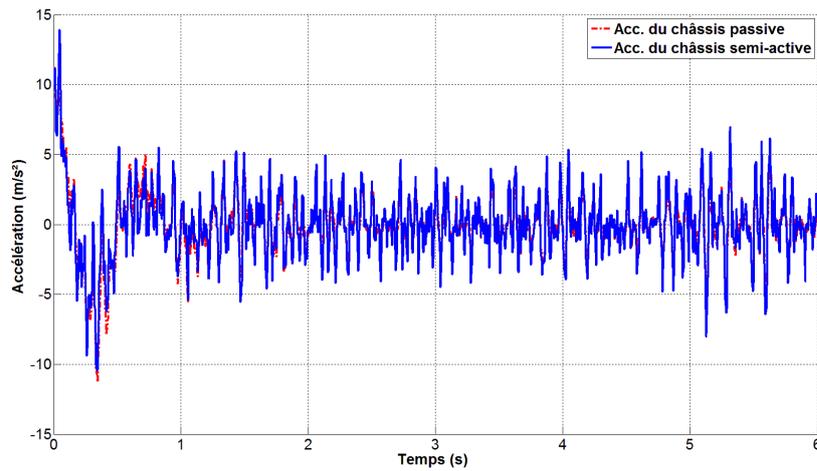


Figure IV.101 Accélérations du châssis de véhicule (3)

Les figure IV.99, IV.100 et IV.101 représentent l'accélération du châssis des véhicules (1), (2) et (3) avec le profile aléatoire de la route.

On remarque que l'accélération du châssis de la suspension semi-active est inférieure à celle de la suspension passive.

3.2.2 Vitesse du châssis du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

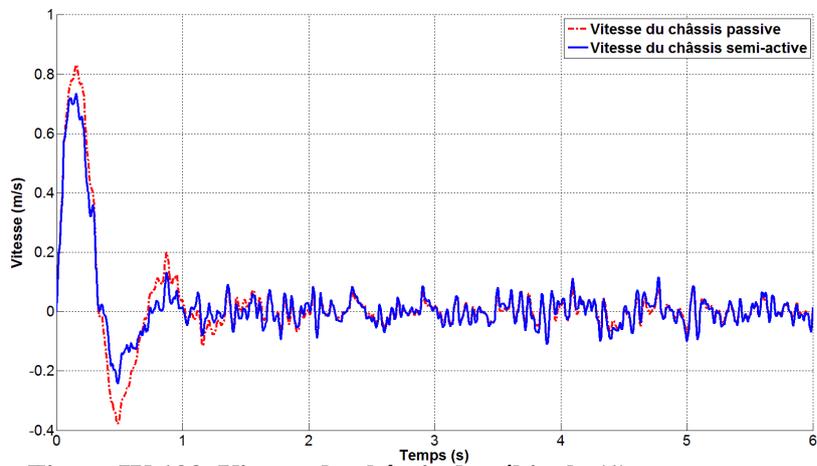


Figure IV.102 Vitesse du châssis de véhicule (1)

Un ¼ de véhicule (2)

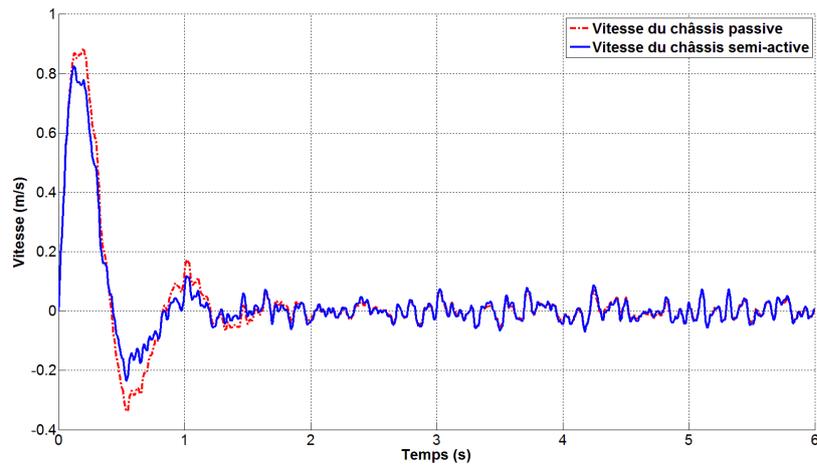


Figure IV.103 Vitesse du châssis de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

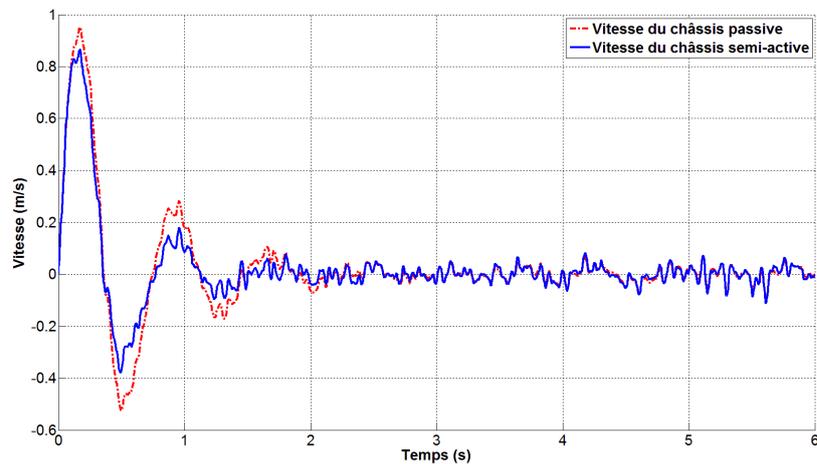


Figure IV.104 Vitesse du châssis de véhicule (3).

Les figures IV.102, IV.103 et IV.104 montrent la vitesse du châssis des véhicules (1), (2) et (3).

On constate dans les deux véhicules (1), (2) que la vitesse du châssis du système passif est plus grande que la vitesse du châssis du système semi actif et se stabilise à 2 sec. pour le véhicule (3) la vitesse passive du châssis se stabilise à 2.5 sec.

3.2.3 La vitesse de la roue du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

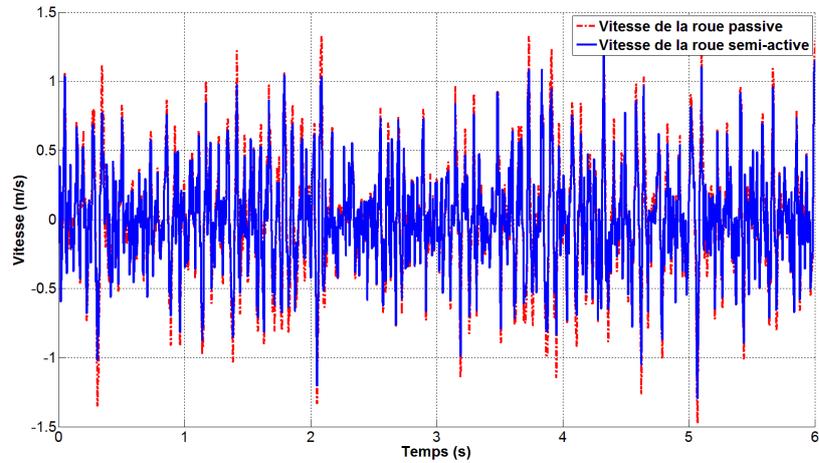


Figure IV.105 Vitesse de la roue de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

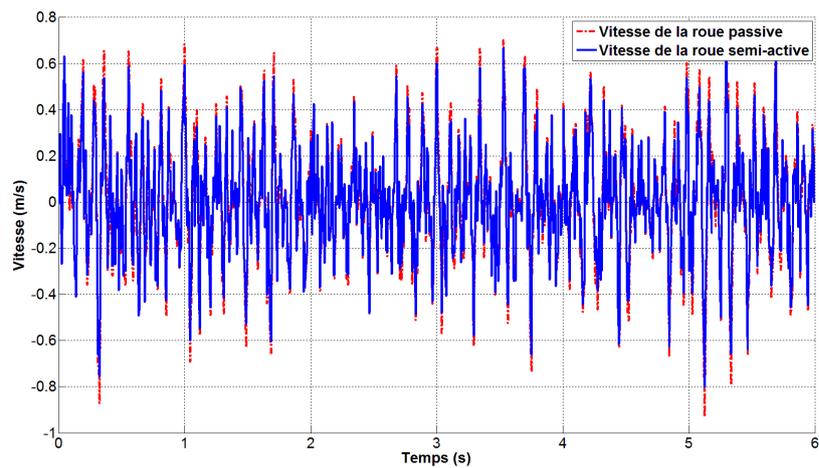


Figure IV.106 Vitesse de la roue de véhicule (2)

Un ¼ de véhicule (3)

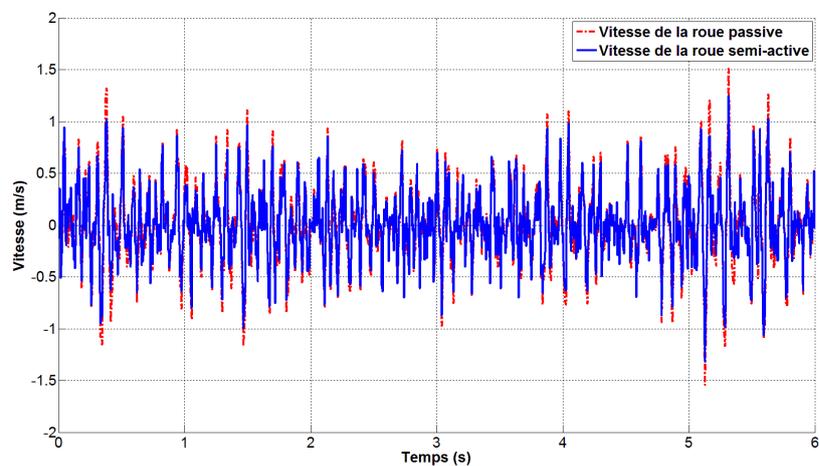


Figure IV.107 Vitesse de la roue de véhicule (3).

Les trois figures IV.105, IV.106 et IV.107 montrent la vitesse de la roue des véhicules (1), (2) et (3).

On constate que la vitesse de la roue pour les trois véhicules de la suspension du système semi active est inférieure à la suspension du système passive dans 6 secondes.

3.2.4 Déplacement du châssis du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

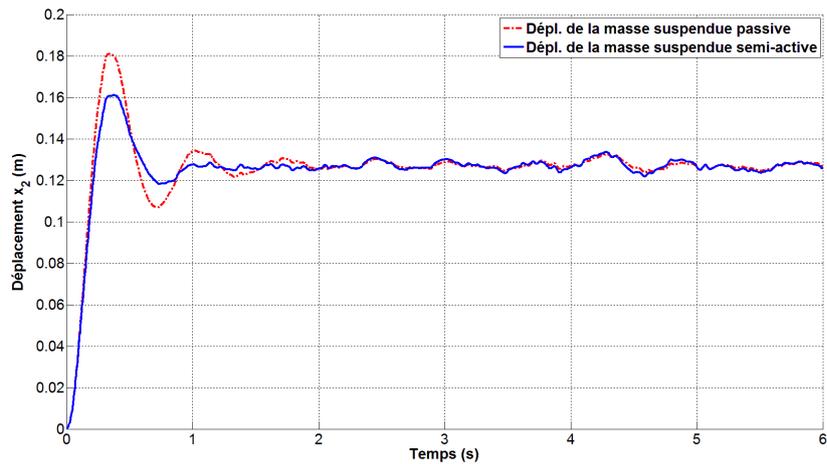


Figure IV.108 Déplacement du châssis de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

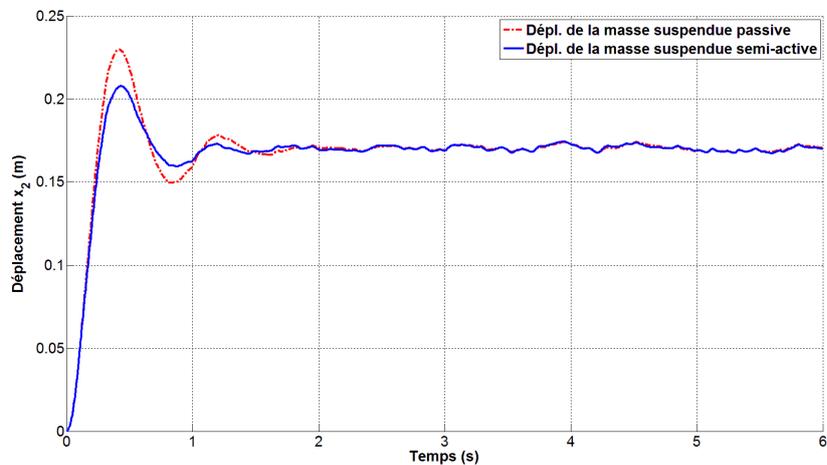


Figure IV.109 Déplacement du châssis de véhicule (2)

Un ¼ de véhicule (3)

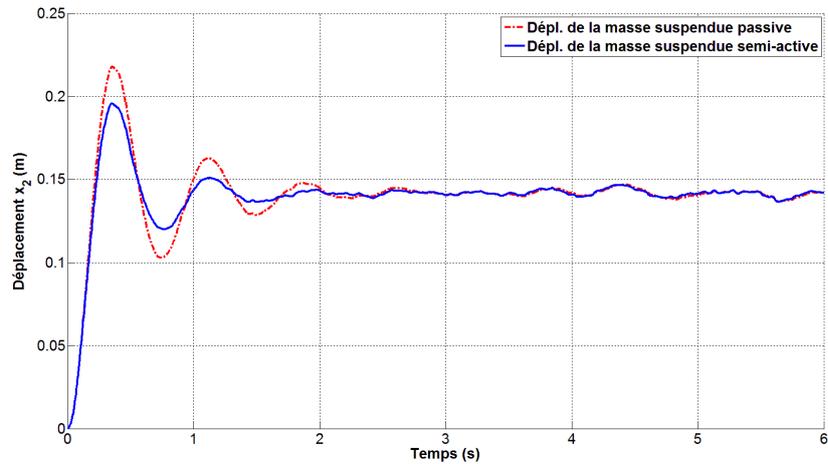


Figure IV.110 Déplacement du châssis de véhicule (1).

Les figures IV.108, IV.109 et IV.110 montrent le déplacement du châssis des véhicules (1), (2), (3).

Le déplacement du châssis de la suspension semi-active est inférieur à celle de la suspension passive.

3.2.5 Déplacement de la roue du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

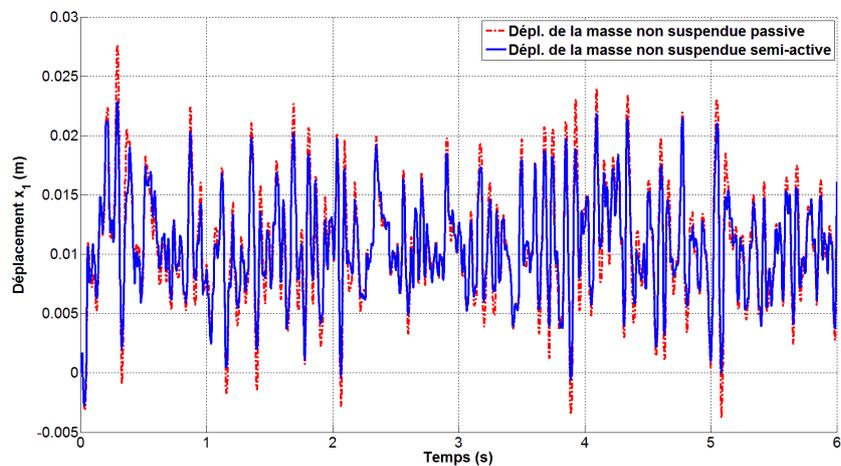


Figure IV.111 Déplacement de la roue de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

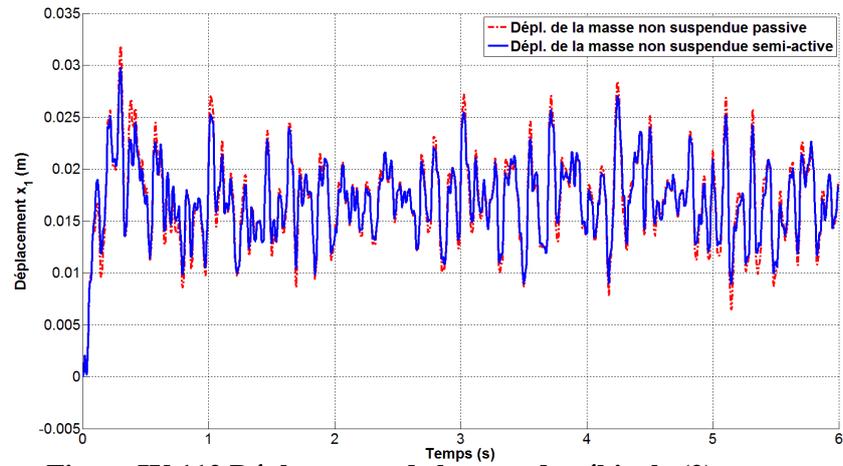


Figure IV.112 Déplacement de la roue de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

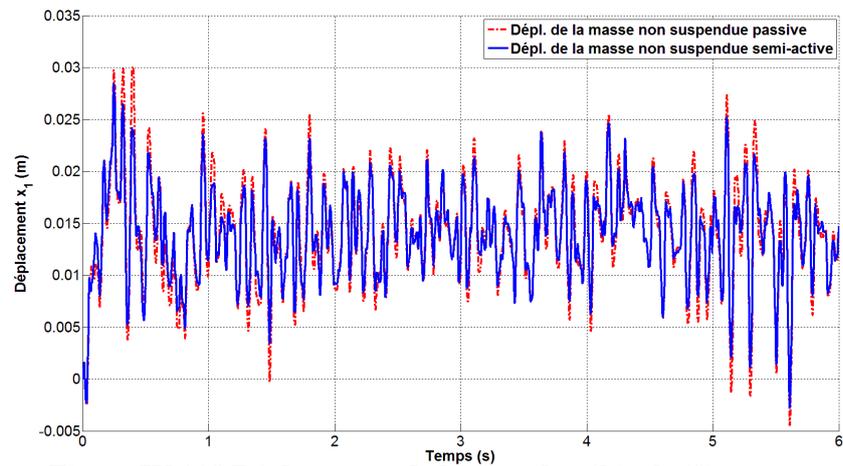


Figure IV.113 Déplacement de la roue de véhicule (3)

Les trois figures IV.111, IV.112 et IV.113 montrent le déplacement de la roue des véhicules (1), (2), (3).

On remarque le déplacement de la roue de suspension semi-active est inférieure suspension passive.

3.2.6 Déformation de la suspension du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

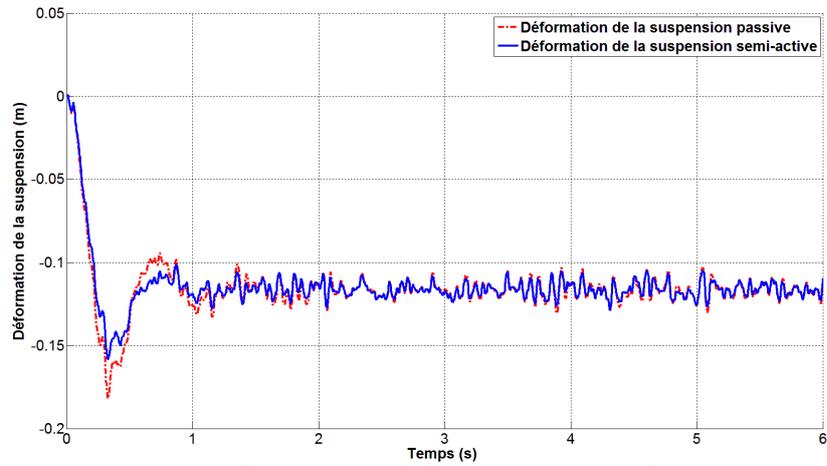


Figure IV.114 Déformation de la suspension de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

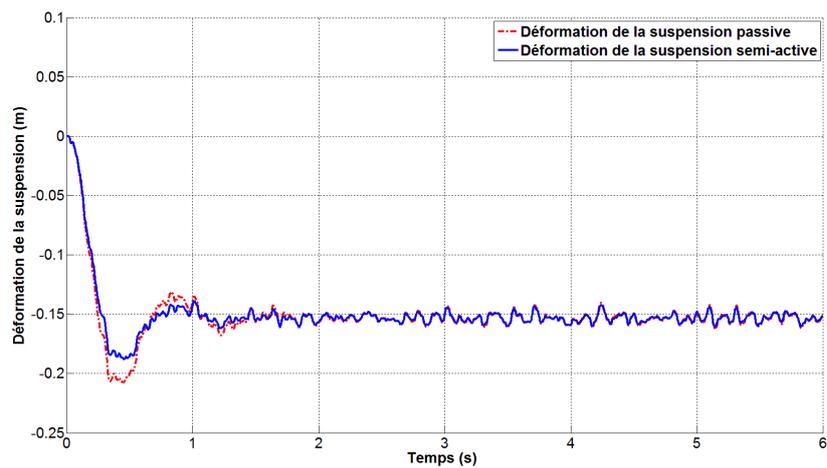


Figure IV.115 Déformation de la suspension de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

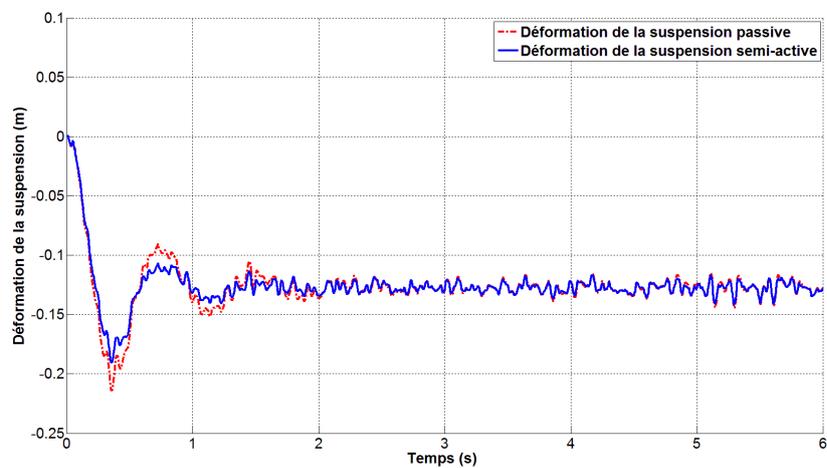


Figure IV.116 Déformation de la suspension de véhicule (3).

Les figures IV.114, IV.115 et IV.116 montrent la déformation de la suspension des véhicules(1), (2) et (3).

On remarque que la déformation de la suspension du système passive est plus importante que celle du système semi active pour les trois véhicules.

3.2.7 Déformation du pneu du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

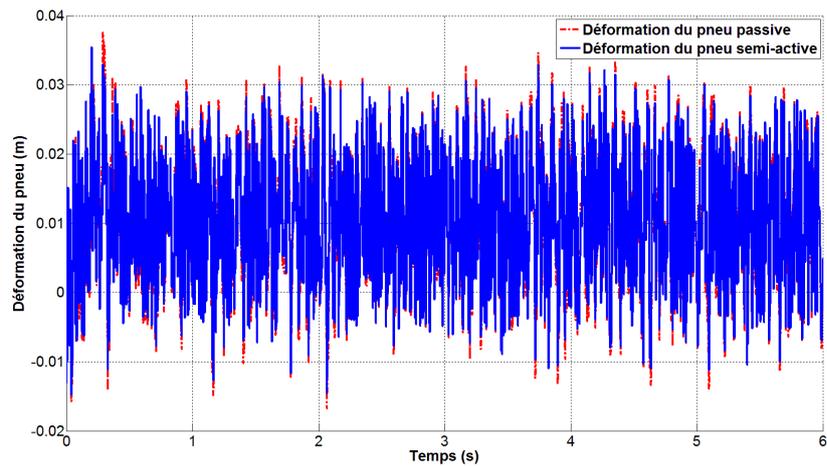


Figure IV.117 Déformation du pneu de véhicule (1)

Un ¼ de véhicule (2)

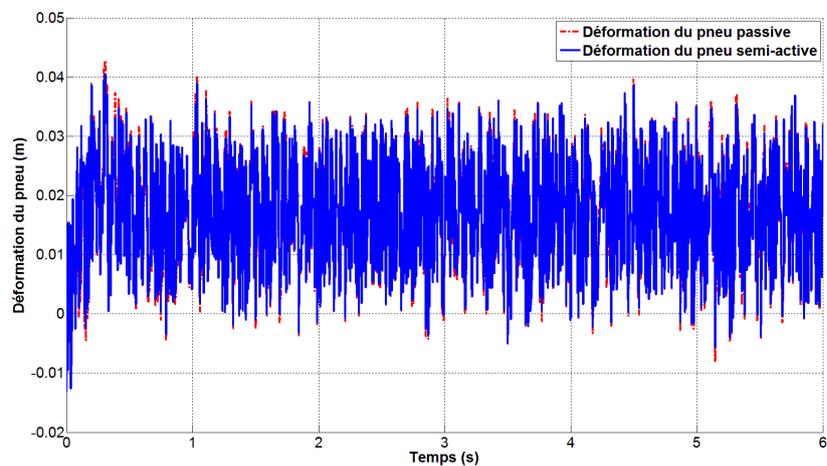


Figure IV.118 Déformation du pneu de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

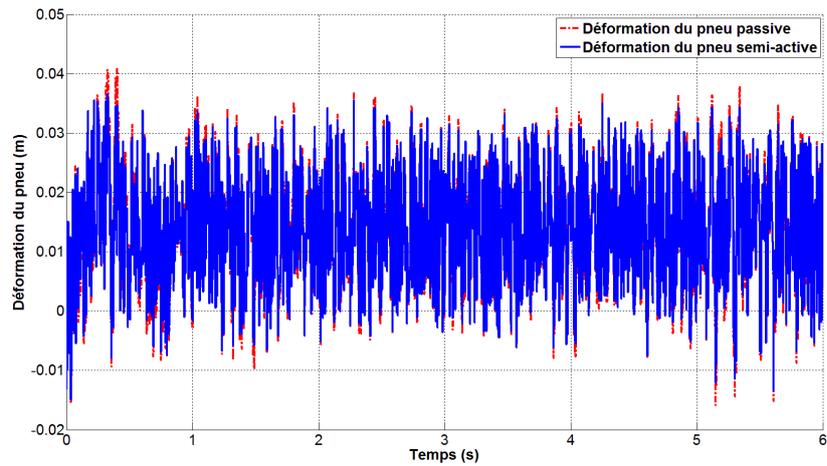


Figure IV.119 Déformation du pneu de véhicule (3).

Les figures IV.117, IV.118 et IV.119 représentent la déformation du pneu des véhicules (1), (2) et (3).

On remarque que la déformation du pneu de la suspension semi-active est inférieure à la déformation du pneu de la suspension passive.

3.2.8 Force de commande du véhicule

Un ¼ de véhicule (1)

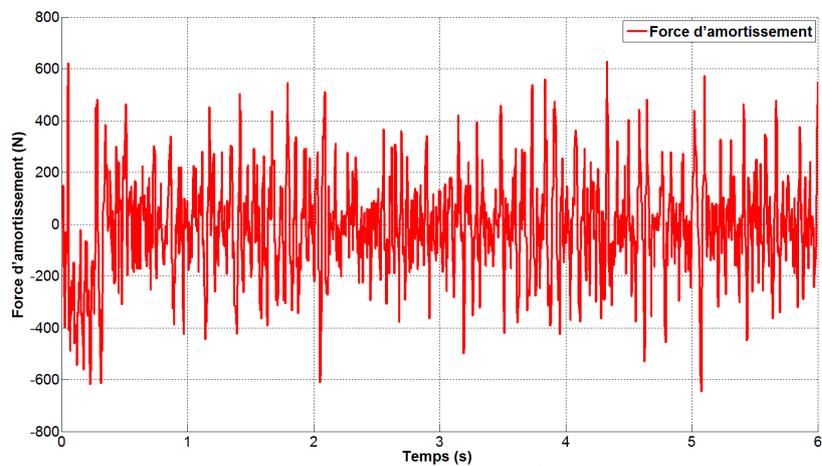


Figure IV.120 Force de commande de véhicule (1).

Un ¼ de véhicule (2)

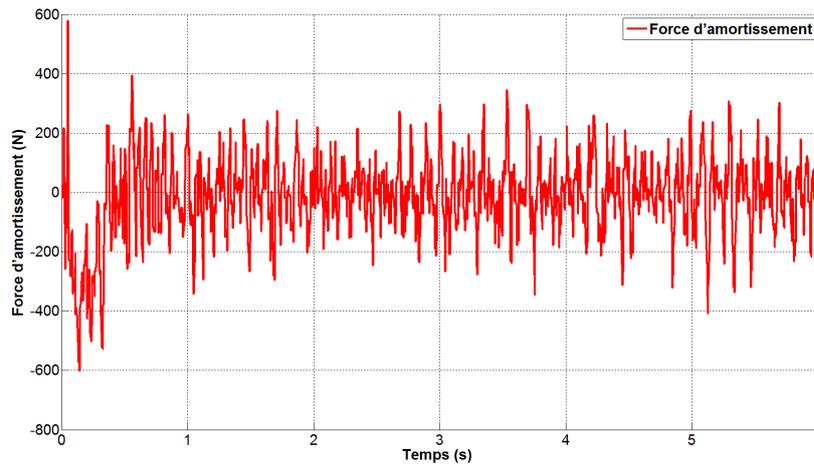


Figure IV.121 Force de commande de véhicule (2).

Un ¼ de véhicule (3)

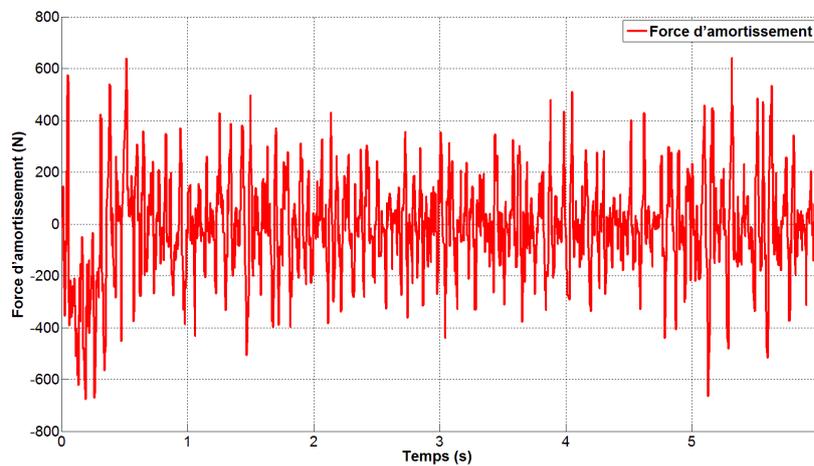


Figure IV.122 Force de commande de véhicule (3).

4. Conclusion

Après la simulation des trois véhicules on conclue que le changement de type des paramètres de véhicule influence com idéalement.

Conclusion générale

Dans ce mémoire on a étudié le contrôle semi-actif de la suspension d'un véhicule terrestre avec modélisation des deux types de la suspension sur Matlab Simulink.

On a conclu que :

La suspension passive est constituée par un ressort et un amortisseur du type visqueux (le coefficient d'amortissement est déterminé une fois pour toutes). Cette méthode est très simple, elle ne donne pas la bonne réponse.

Par contre la suspension semi-active est constituée par les mêmes composants de la méthode passive mais l'amortisseur est de type visqueux varient avec le temps, cette méthode est la combinaison entre la méthode active et la méthode passive et sa réponse est semblable à celle de la méthode active, elle est simple et moins chère par rapport à la suspension active.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] Hussein S, Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnéto rhéologique pour l'automobile, Thèse doctorat, *l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers*, 2010.
- [2] Emanuele G ,Tudor S ,Charles W S, Gheorghe G et Marius G, Semi-active Suspension Control, *Springer-Verlag London Limited*, ISBN 978-1-84800-230-2, 2008.
- [3] Alessandro Z, Sur la commande robuste de suspensions automobiles en vue du contrôle global de châssis, Thèse doctorat, *Institut National Polytechnique de Grenoble*, 2005.
- [4] Mohamed B, Etude et analyse de la suspension active et semi active des véhicules routiers, Thèse doctorat, *Faculté des Études Supérieures de l'université Laval QUÉBEC*, 1997.
- [5] Alex A A, The Magne Ride™ System: Vehicle Dynamics EXPO 2007 Novi, *Delphi Technical Center–Brighton*, Michigan USA, 24 October 2007.
- [6] Samuel G B, Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile, Mémoire de la maîtrise en ingénierie, *L'université Du QUÉBEC à Chicoutimi*, 2006.
- [7] T J Gordon, Non-linear Optimal Control of a Semi-Active Vehicle Suspension System, *Aeronautical and Automotive Engineering and Transport Studies*, Vol. 5, No 9, pp. 1603-1617, 1995.
- [8] Yi Chen, Skyhook Surface Sliding Mode Control on Semi-Active Vehicle Suspension System for Ride Comfort Enhancement, *Department of Mechanical Engineering, University of Glasgow, United Kingdom*, Engineering, Vol. 1, pp. 1-54, 2009.
- [9] G Priyandoko, M Mailah, H Jamaluddin, Vehicle active suspension system using skyhook adaptive neuro Active force control, *Department of Applied Mechanics, Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia*, 81310 Skudai, Johor, Malaysia, Vol. 23, No 03 pp 855-868, 2008.
- [10] Brian A R, Application of Magneto rheological Dampers for Vehicle Seat Suspensions, Memoir Master of Science, *Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University*, December 3, 1997.
- [11] Anh-Lam D, Olivier S, Luc D, An LPV Control Approach for Semi-active Suspension Control with Actuator Constraints, Conference- ACC2010, *American control*, Baltimore, Maryland, United States,hal-00497721,version 1,5 Juliet 2010.

Annexe

1. Etude paramétrique de l'amortissement souple C_{souple}

On prend $C_{\text{sh}} = 1400$ (N/(m/s)), $C_{\text{rigide}} = 3000$ (N/(m/s)) et on varie la valeur de C_{souple} dans l'intervalle 0-1400 (N/(m/s)) « $C_{\text{souple}} \leq C_{\text{sh}} \leq C_{\text{rigide}}$ ».

1.1. Déplacement de la roue du véhicule

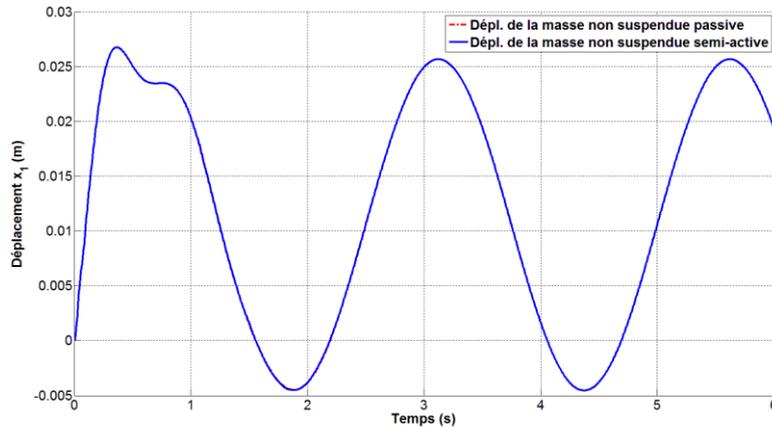


Figure A.1 Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}} = 0$ N/(m/s)

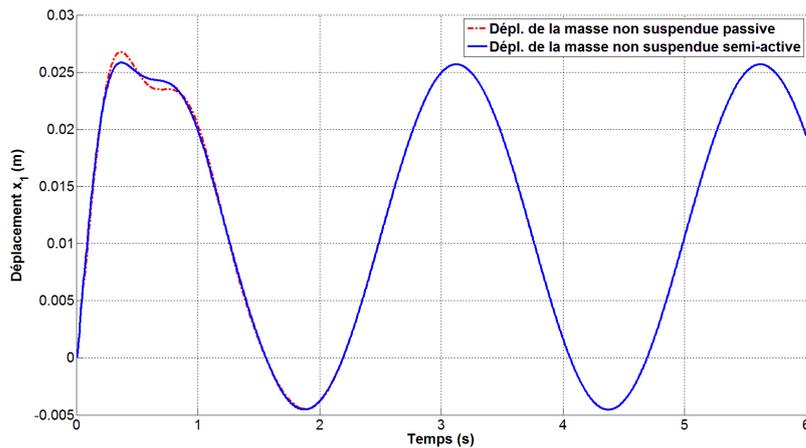


Figure A.2 Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}} = 300$ N/(m/s)

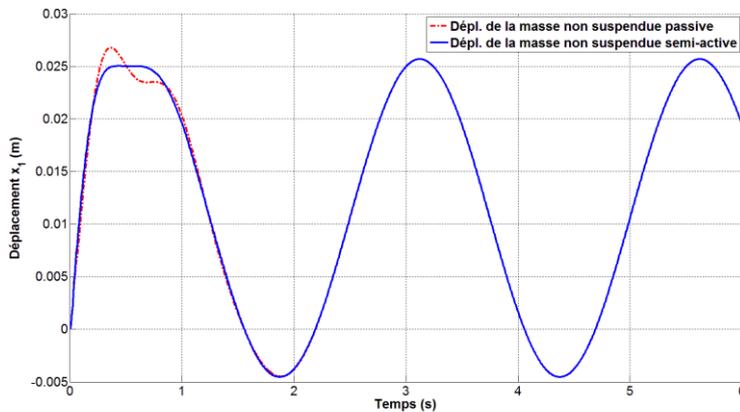


Figure A.3 Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}} = 700$ N/(m/s)

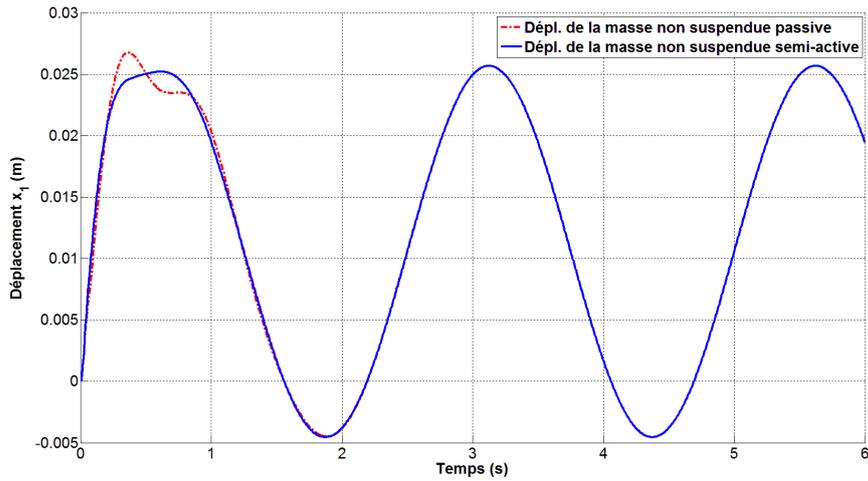


Figure A.4 Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}}=900$ N/(m/s)

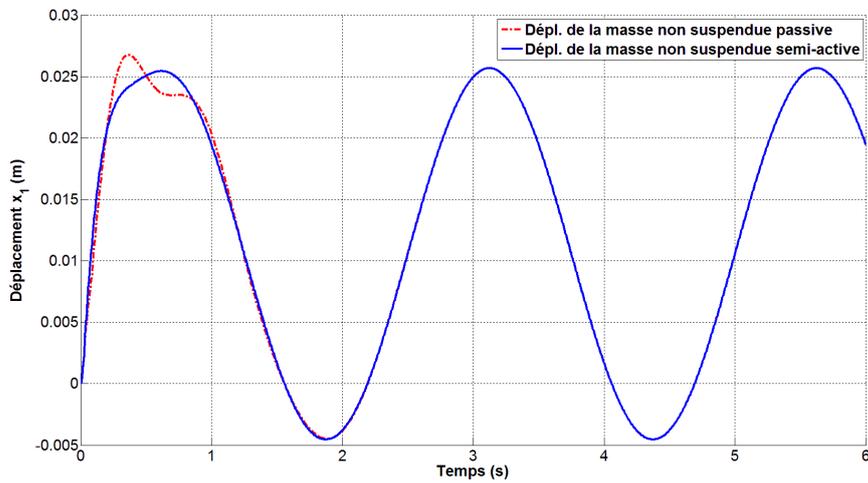


Figure A.5 Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}}=1200$ N/(m/s)

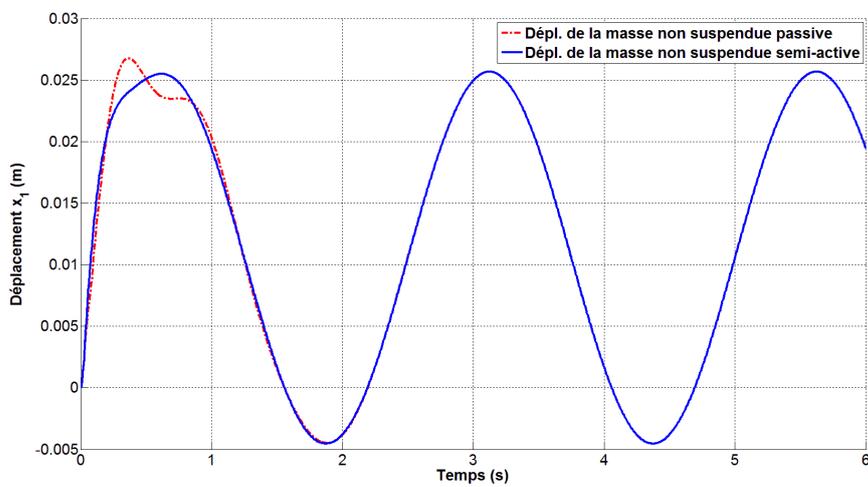


Figure A.6 Déplacement de la roue avec $C_{\text{souple}}=1300$ N/(m/s)

1.2. Accélérations du châssis du véhicule

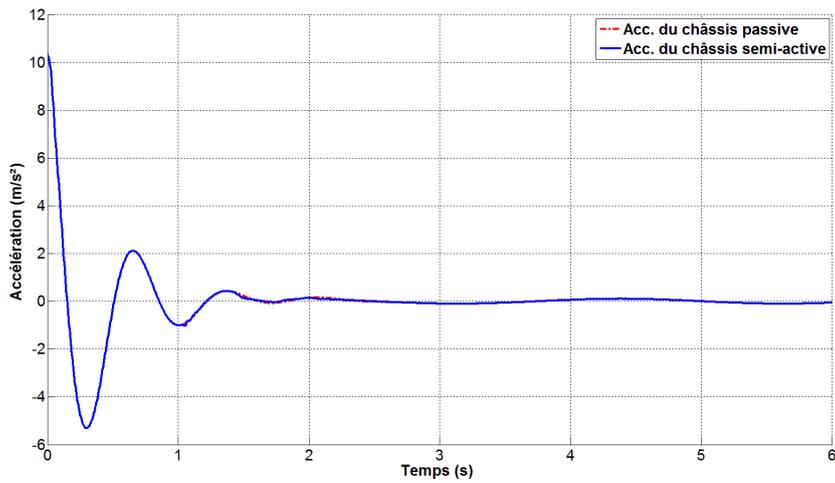


Figure A.7 Acc. du châssis avec $C_{souple} = 0$ N/(m/s)

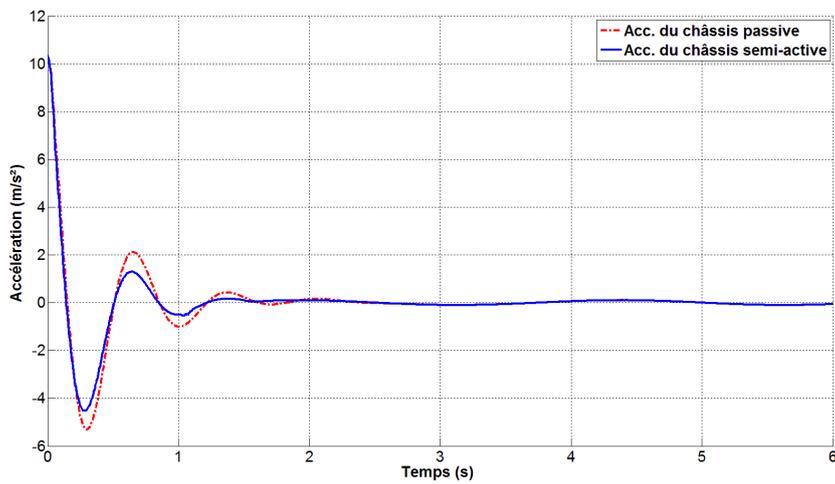


Figure A.8 Acc. du châssis avec $C_{souple} = 300$ N/(m/s)

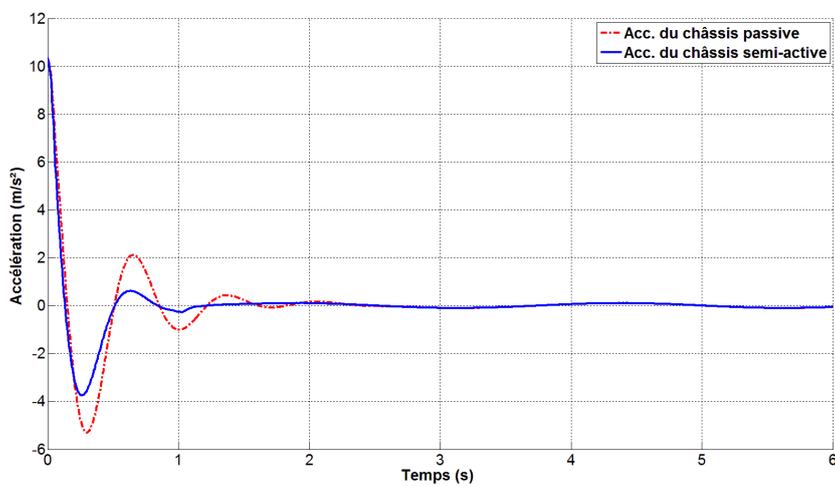


Figure A.9 Acc. du châssis avec $C_{souple} = 700$ N/(m/s)

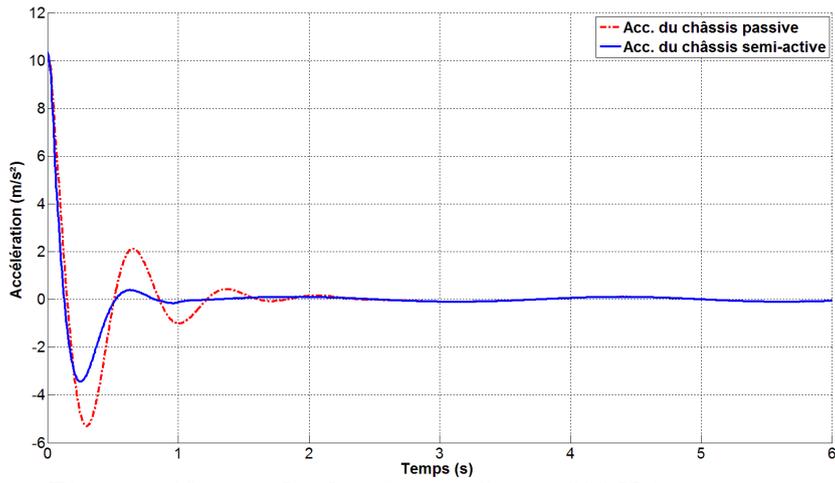


Figure A.10 Acc. du châssis avec $C_{\text{souple}} = 900 \text{ N/(m/s)}$

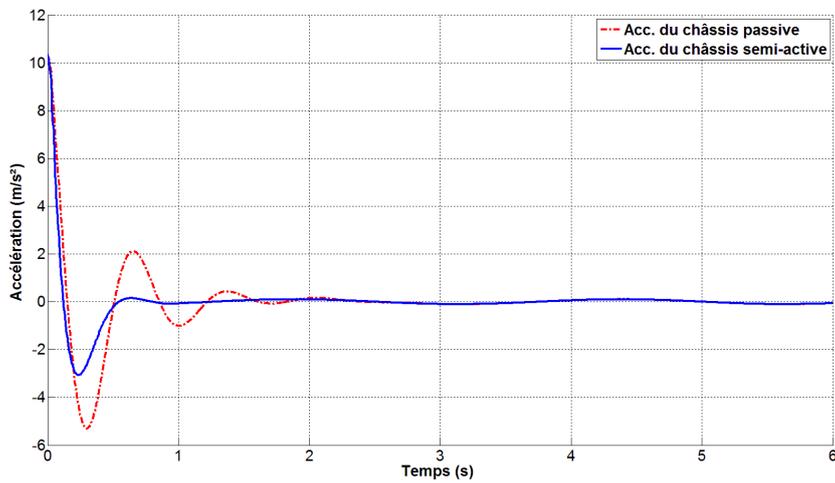


Figure A.11 Acc. du châssis avec $C_{\text{souple}} = 1200 \text{ N/(m/s)}$

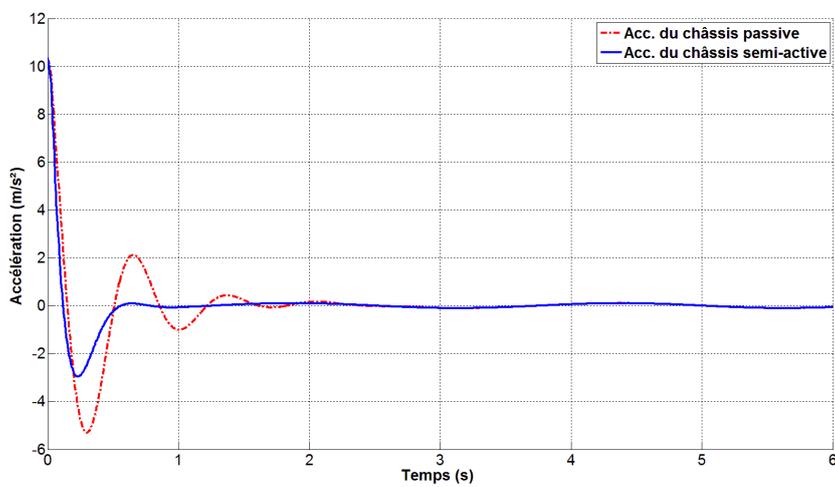


Figure A.12 Acc. du châssis avec $C_{\text{souple}} = 1300 \text{ N/(m/s)}$

1.3. Déformation du pneu du véhicule

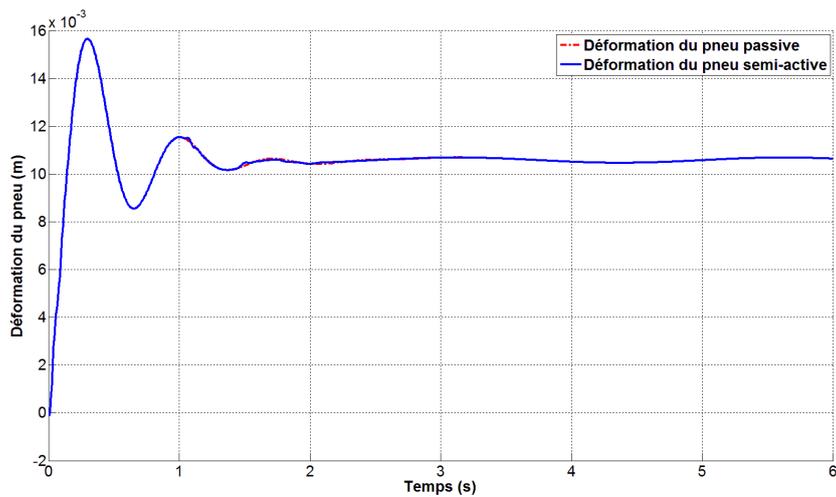


Figure A.13 Déformation du pneu avec $C_{\text{souple}} = 0 \text{ N/(m/s)}$

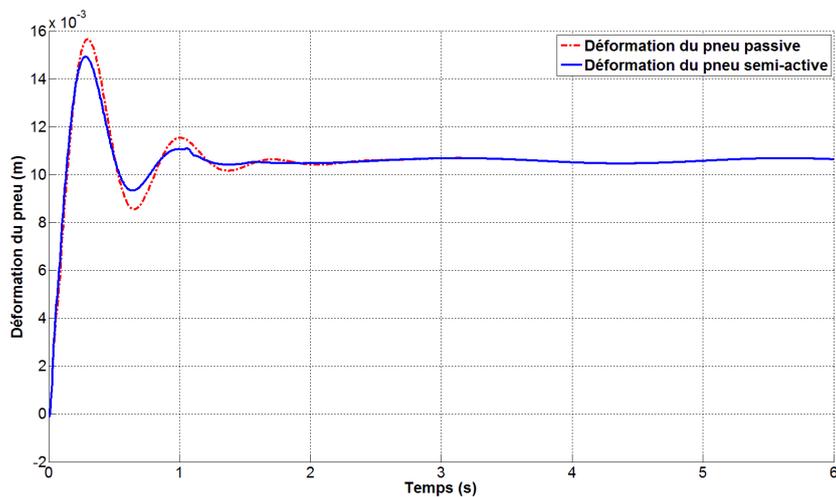


Figure A.14 Déformation du pneu avec $C_{\text{souple}} = 300 \text{ N/(m/s)}$

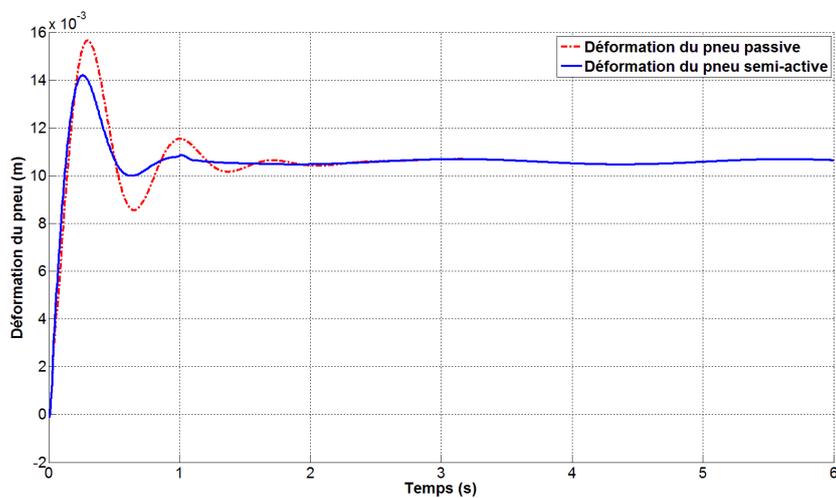


Figure A.15 Déformation du pneu avec $C_{\text{souple}} = 700 \text{ N/(m/s)}$

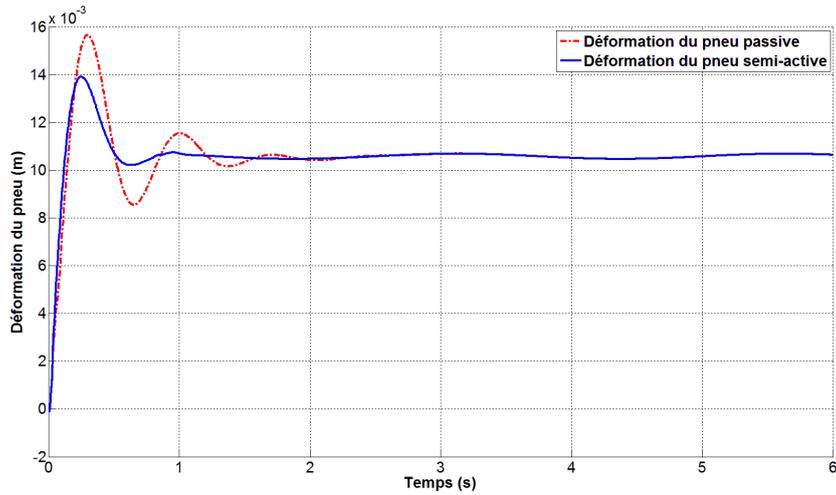


Figure A.16 Déformation du pneu avec $C_{souple} = 900 \text{ N/(m/s)}$

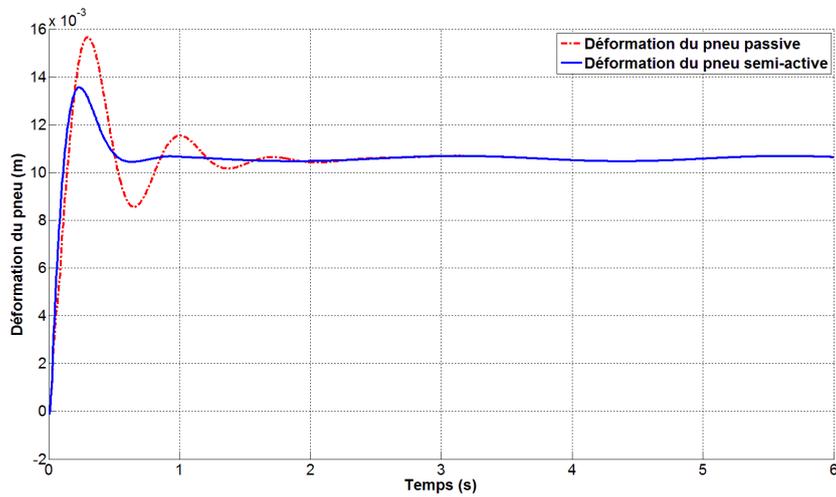


Figure A.17 Déformation du pneu avec $C_{souple} = 1200 \text{ N/(m/s)}$

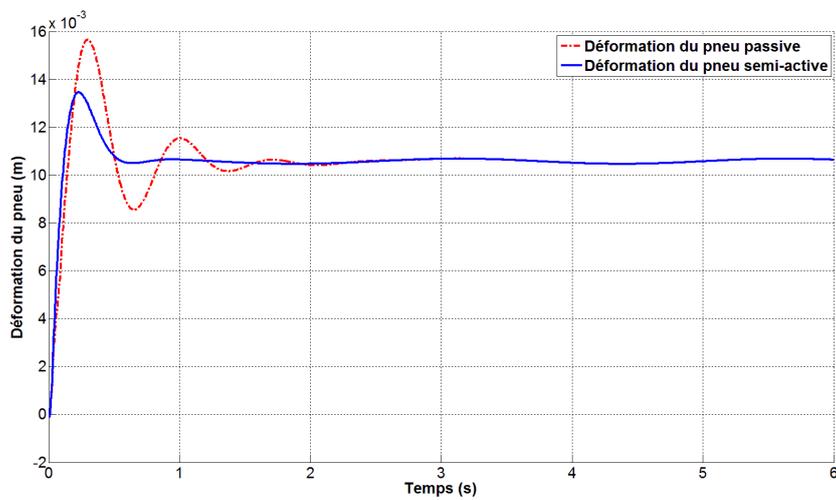


Figure A.18 Déformation du pneu avec $C_{souple} = 1300 \text{ N/(m/s)}$

1.4. Déformation de la suspension du véhicule

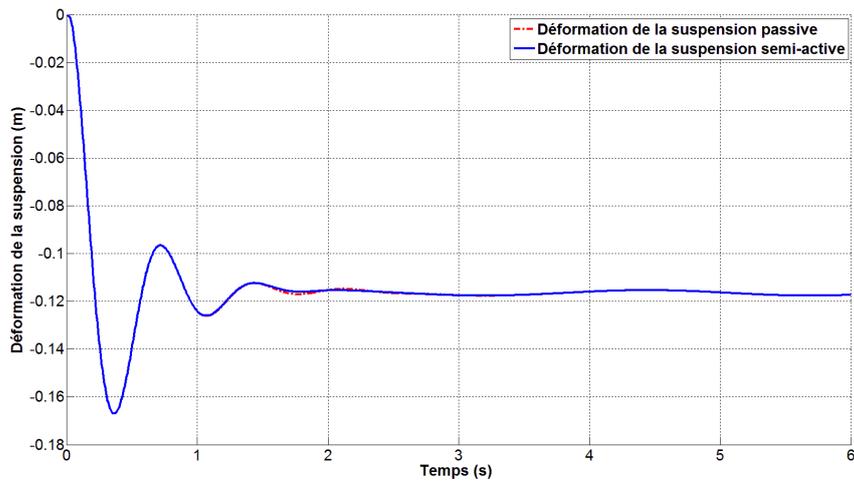


Figure A.19 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 0 \text{ N/(m/s)}$

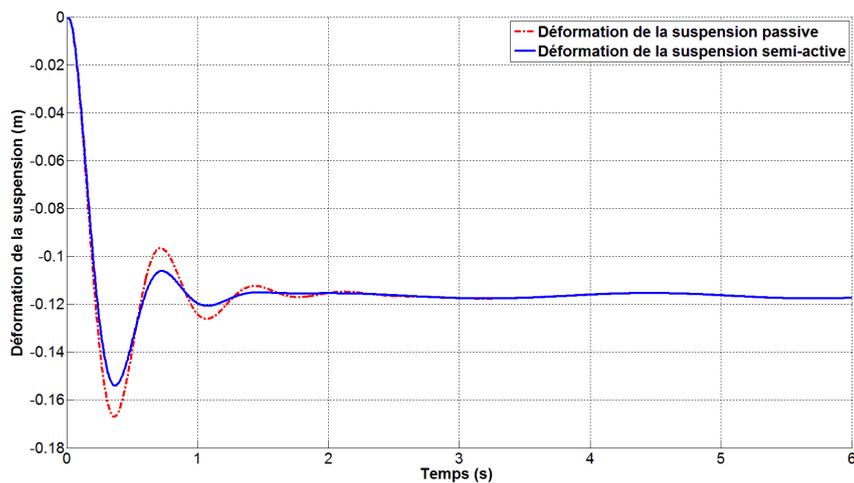


Figure A.20 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 300 \text{ N/(m/s)}$

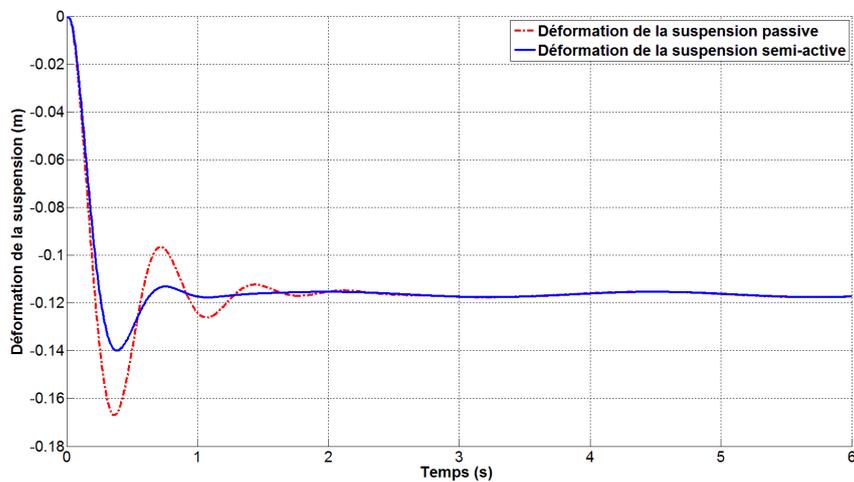


Figure A.21 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 700 \text{ N/(m/s)}$

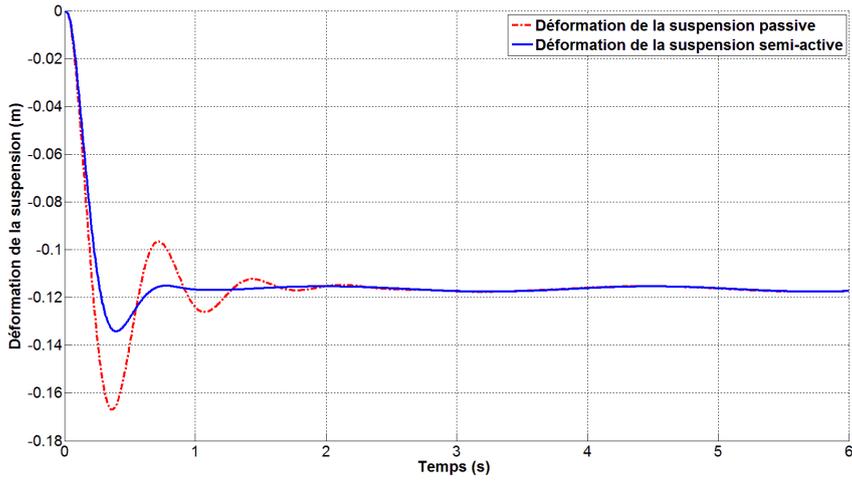


Figure A.22 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 900 \text{ N/(m/s)}$

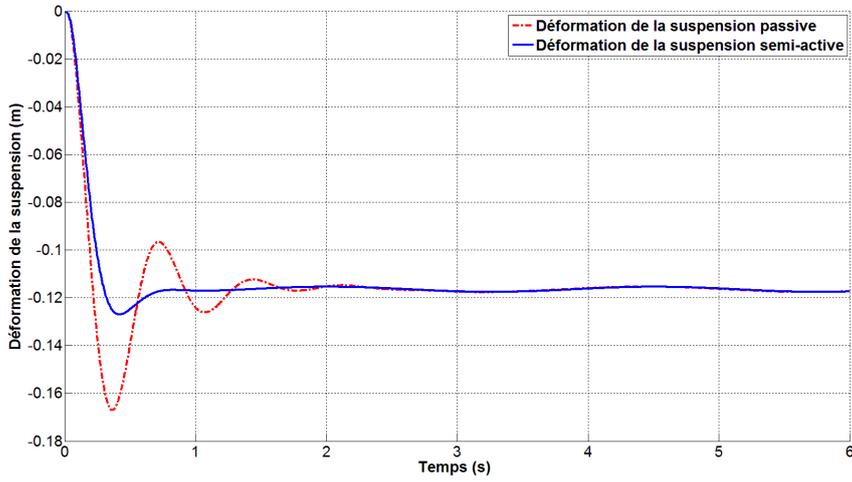


Figure A.23 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 1200 \text{ N/(m/s)}$

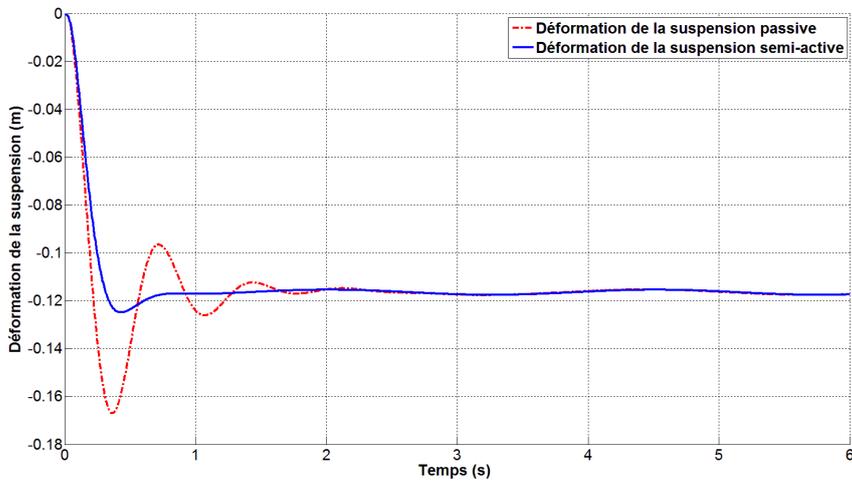


Figure A.24 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 1300 \text{ N/(m/s)}$

1.5. Force de commande

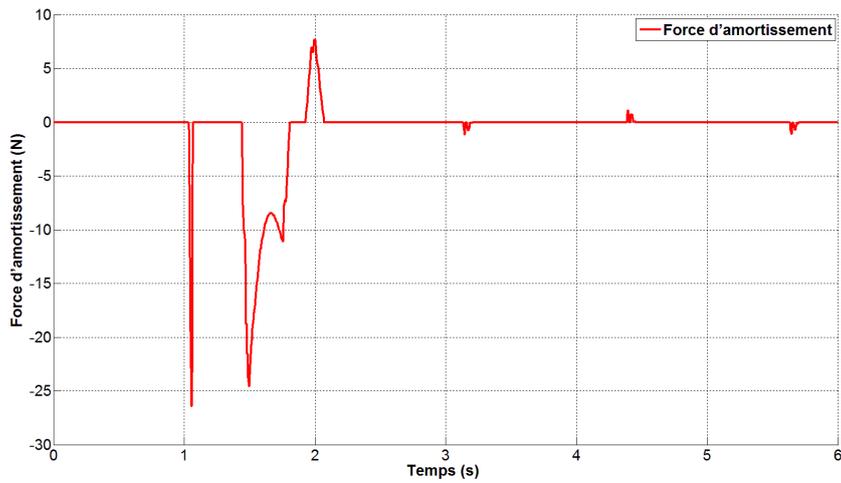


Figure A.25 Force de commande avec $C_{\text{souple}} = 0 \text{ N/(m/s)}$

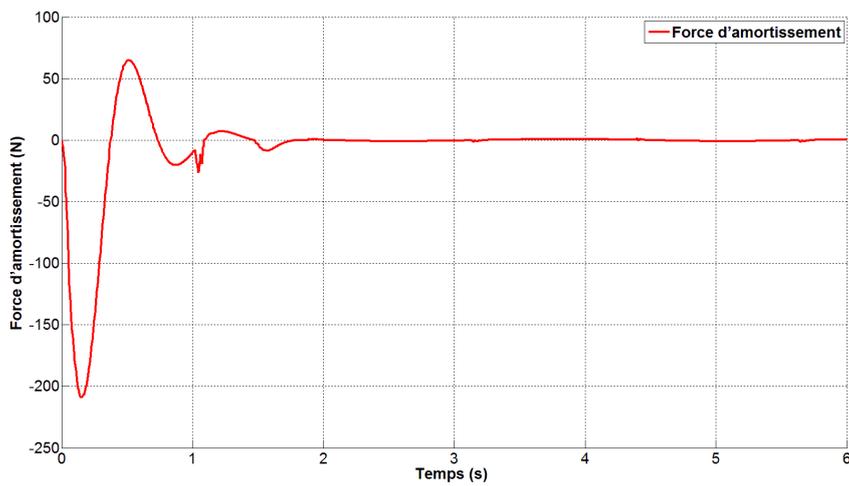


Figure A.26 Force de commande avec $C_{\text{souple}} = 300 \text{ N/(m/s)}$

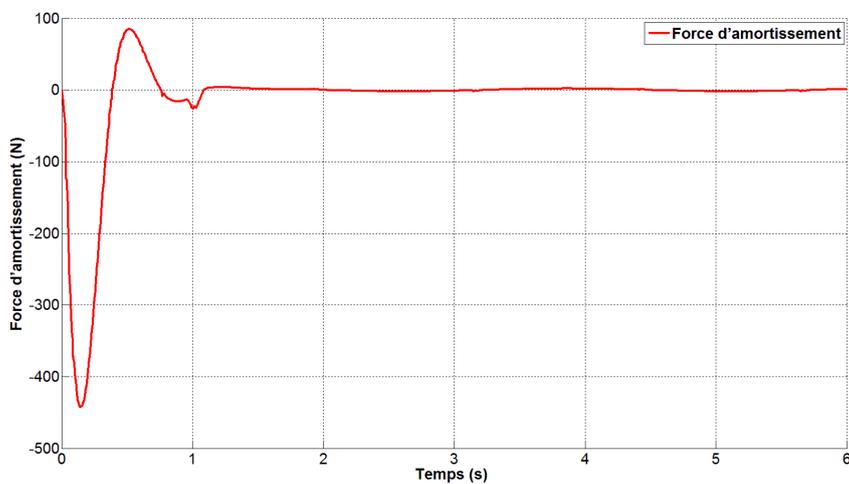


Figure A.27 Force de commande avec $C_{\text{souple}} = 700 \text{ N/(m/s)}$

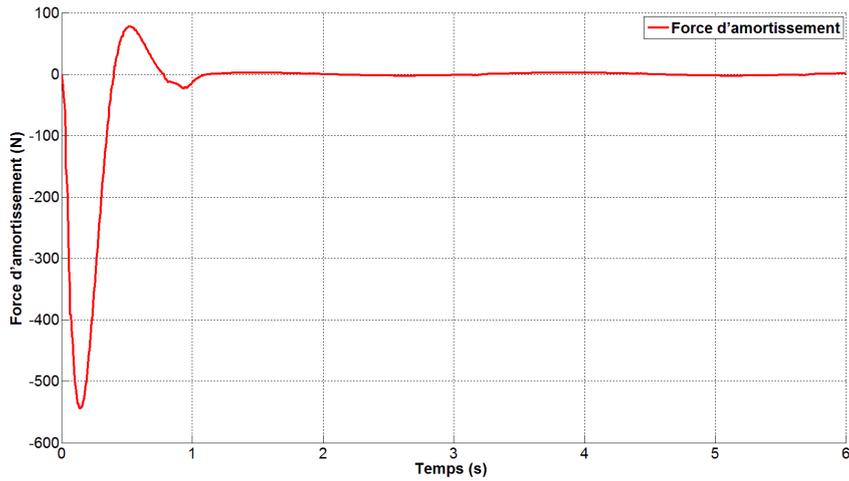


Figure A.28 Force de commande avec $C_{\text{souple}} = 900 \text{ N/(m/s)}$

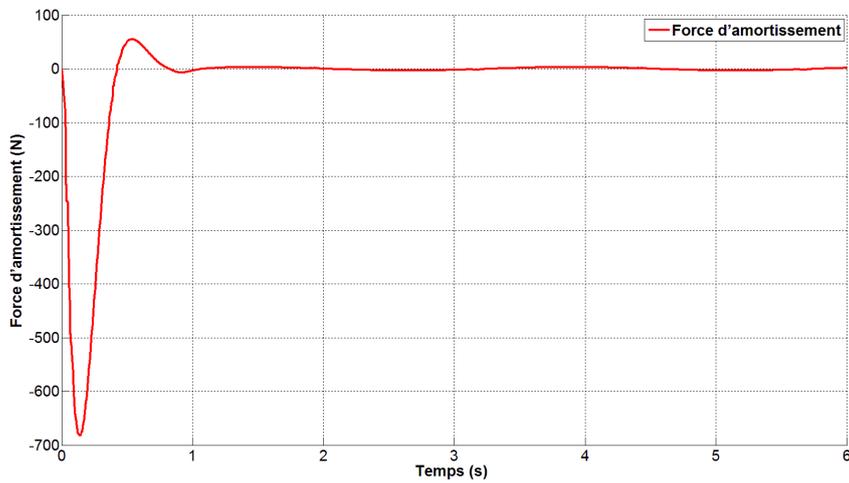


Figure A.29 Force de commande avec $C_{\text{souple}} = 1200 \text{ N/(m/s)}$

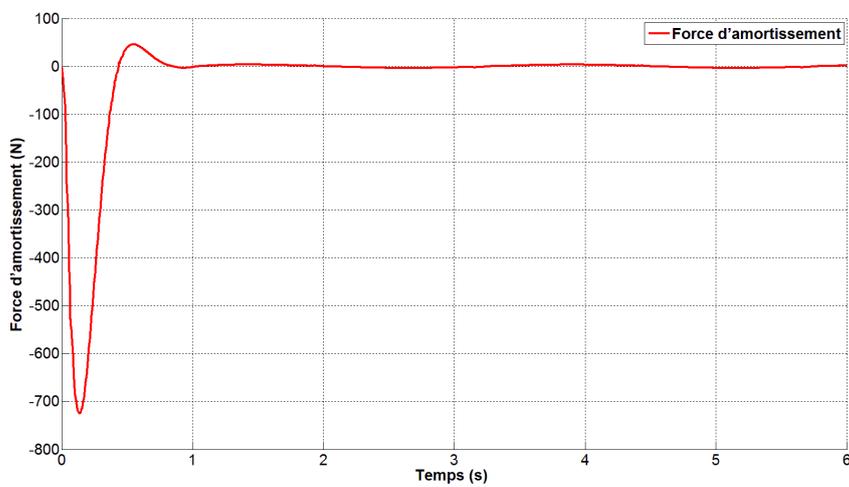


Figure A.30 Force de commande avec $C_{\text{souple}} = 1300 \text{ N/(m/s)}$

2. Etude paramétrique de l'amortissement moyenne C_{sh}

On prend $C_{souple} = 500$ (N/(m/s)) , $C_{rigide} = 3000$ (N/(m/s)) et on varie la valeur de C_{sh} dans l'intervalle 500-3000 (N/(m/s)), avec ($C_{souple} \leq C_{sh} \leq C_{rigide}$).

2.1. Déplacement de la roue du véhicule

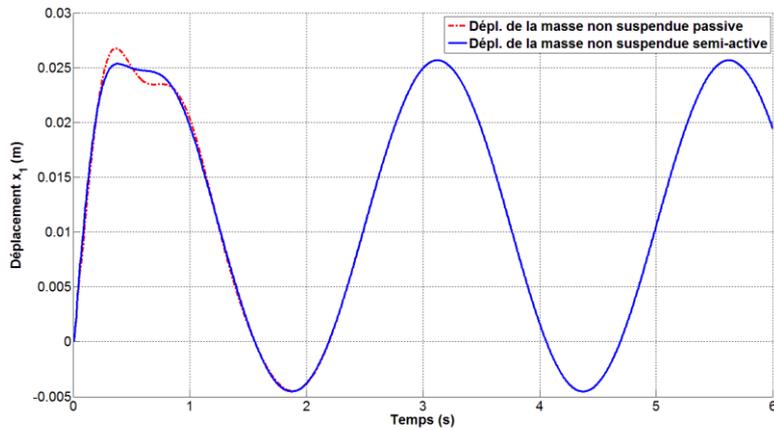


Figure A.31 Déplacement de la roue avec $C_{sh} = 1000$ N/(m/s)

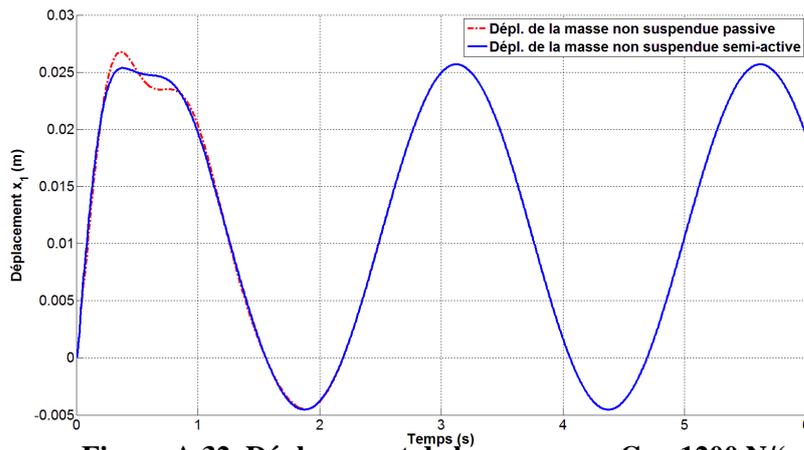


Figure A.32 Déplacement de la roue avec $C_{sh} = 1200$ N/(m/s)

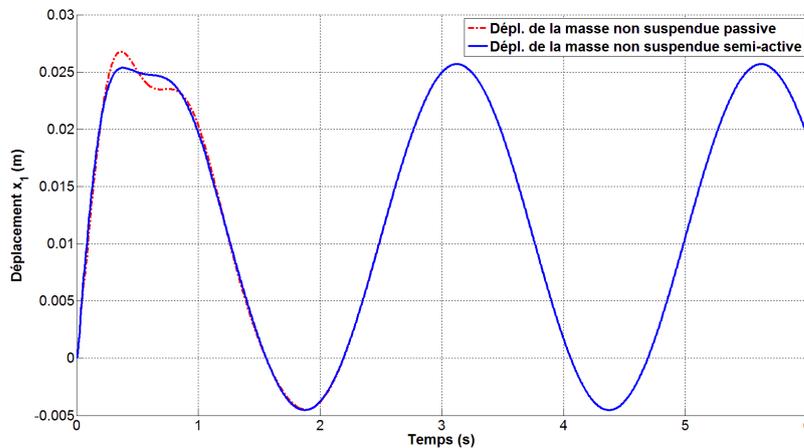


Figure A.33 Déplacement de la roue avec $C_{sh} = 1600$ N/(m/s)

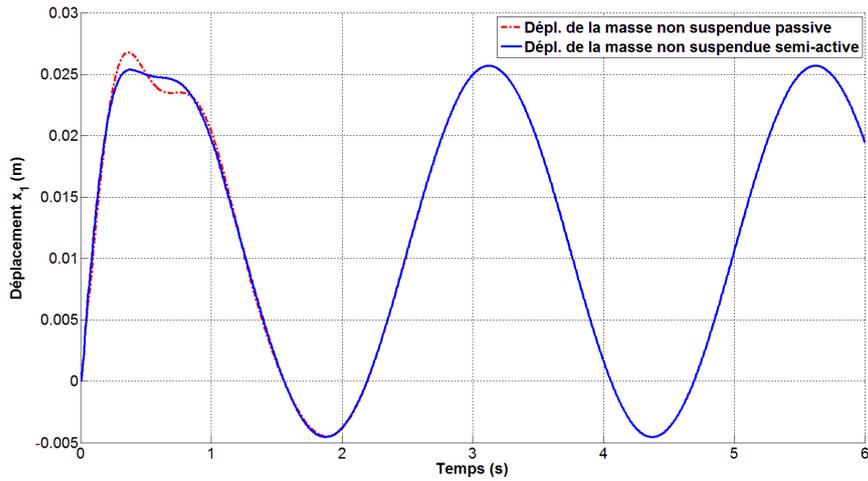


Figure A.34 Déplacement de la roue avec $C_{sh}=2000$ N/(m/s)

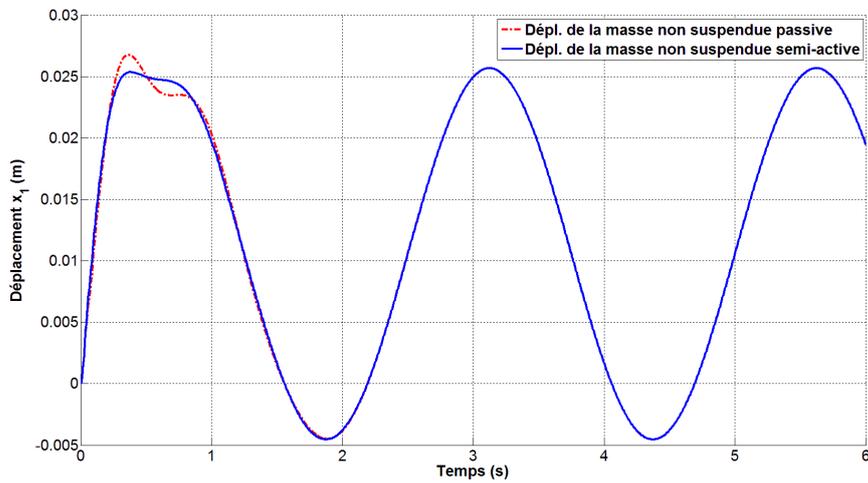


Figure A.35 Déplacement de la roue avec $C_{sh}=2300$ N/(m/s)

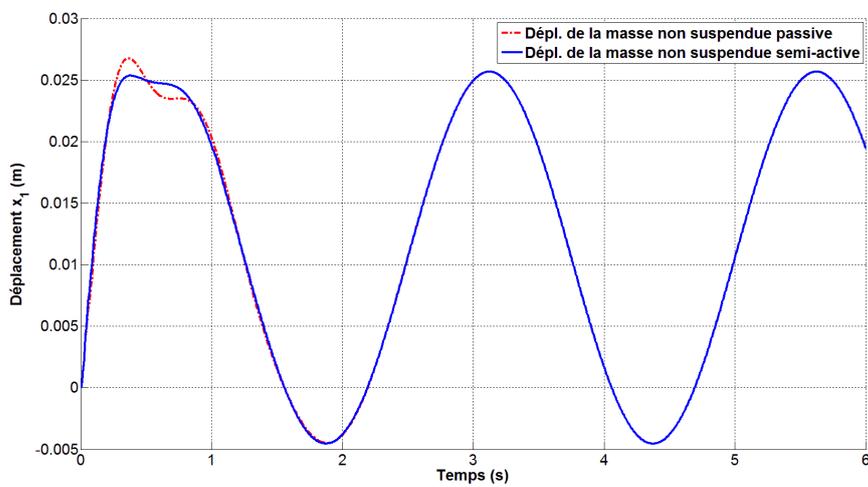


Figure A.36 Déplacement de la roue avec $C_{sh}=2600$ N/(m/s)

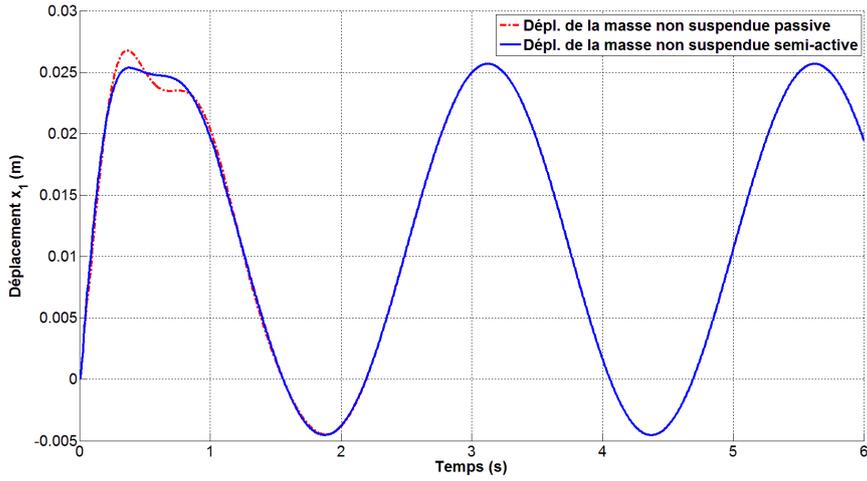


Figure A.37 Déplacement de la roue avec $C_{sh}=2800$ N/(m/s)

1.2. Accélérations du châssis du véhicule

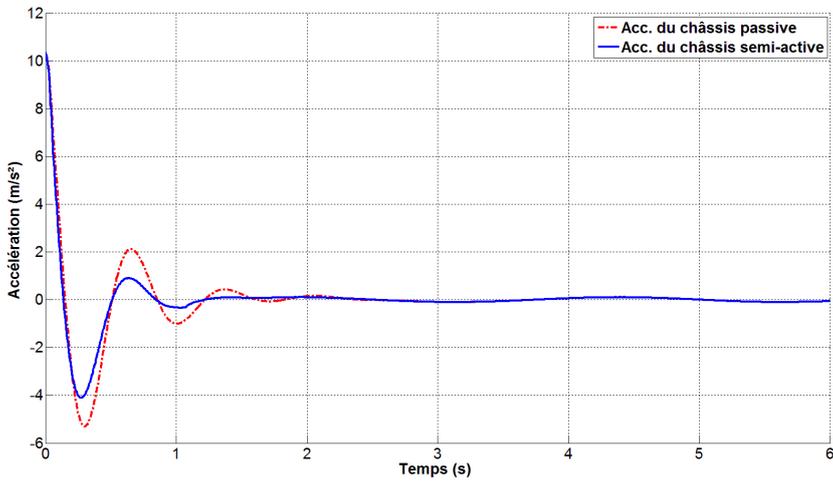


Figure A.38 Acc. du châssis avec $C_{sh}=1000$ N/(m/s)

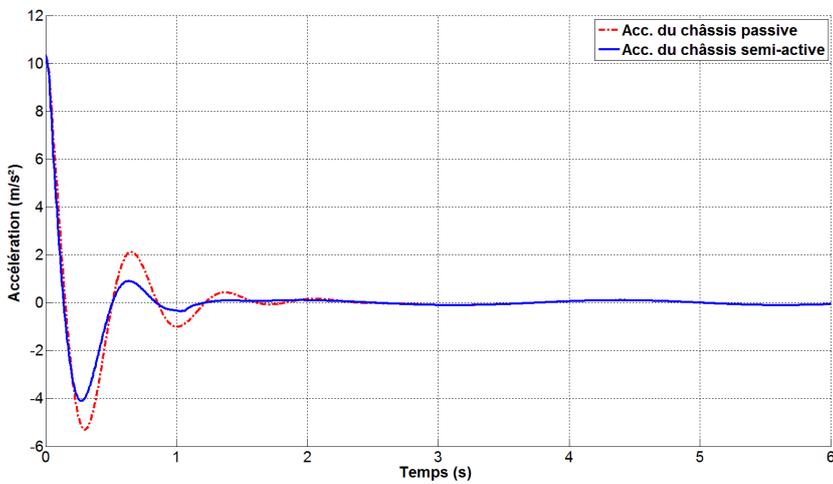


Figure A.39 Acc. du châssis avec $C_{sh}=1200$ N/(m/s)

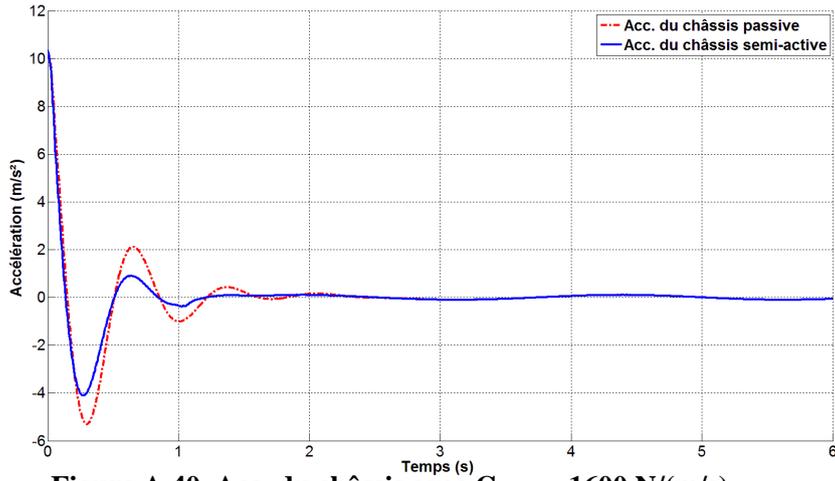


Figure A.40 Acc. du châssis avec $C_{souple} = 1600 \text{ N/(m/s)}$

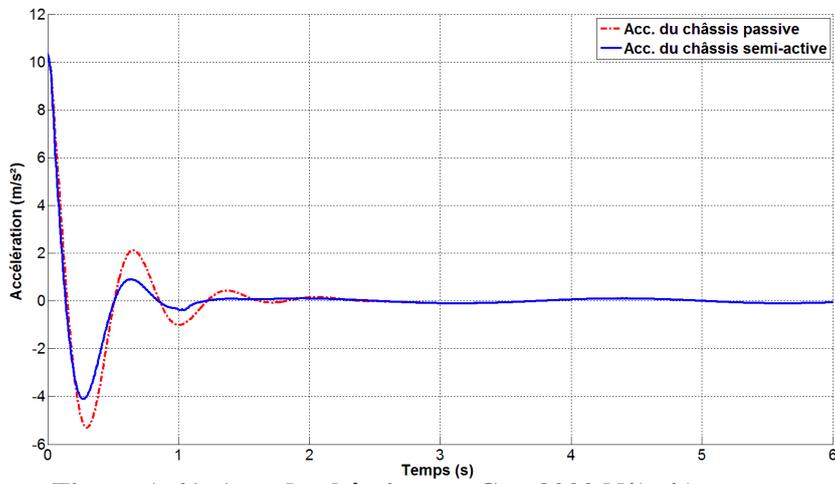


Figure A.41 Acc. du châssis avec $C_{sh} = 2000 \text{ N/(m/s)}$

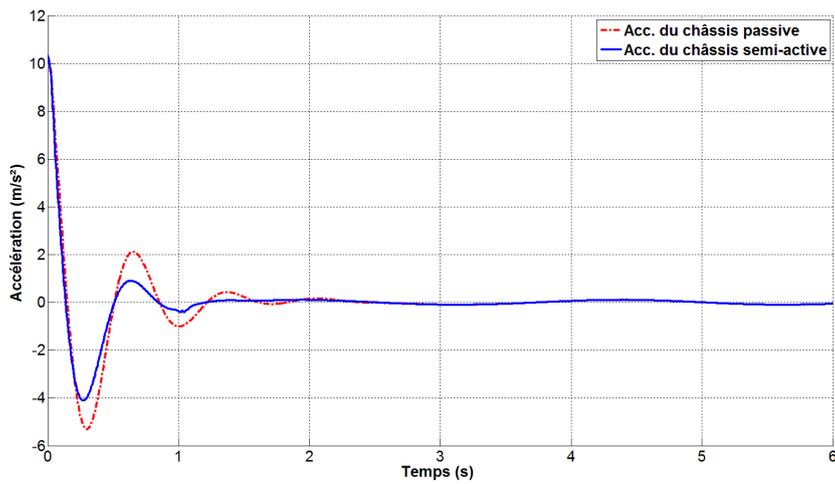


Figure A.42 Acc. du châssis avec $C_{sh} = 2300 \text{ N/(m/s)}$

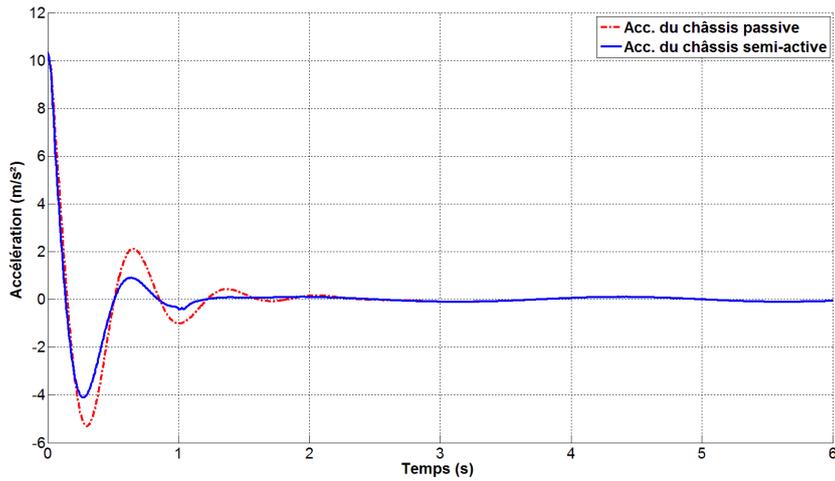


Figure A.43 Acc. du châssis avec $C_{sh}=2600$ N/(m/s)

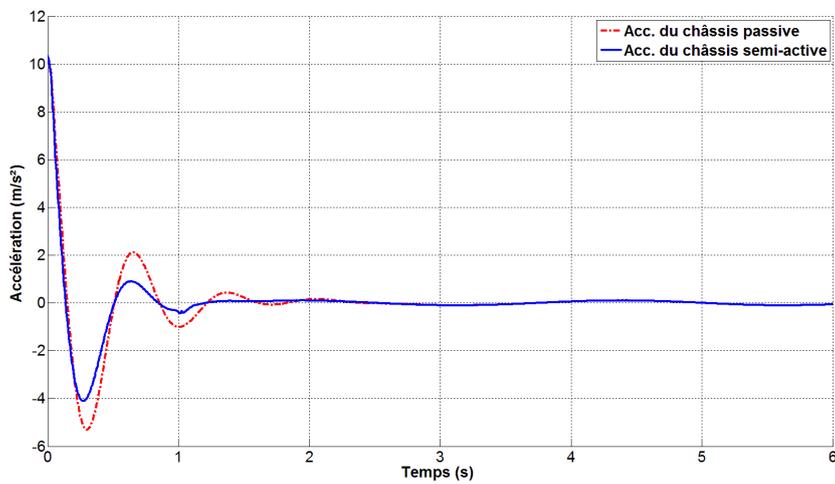


Figure A.44 Acc. du châssis avec $C_{sh}=2800$ N/(m/s)

2. 3. Déformation du pneu du véhicule

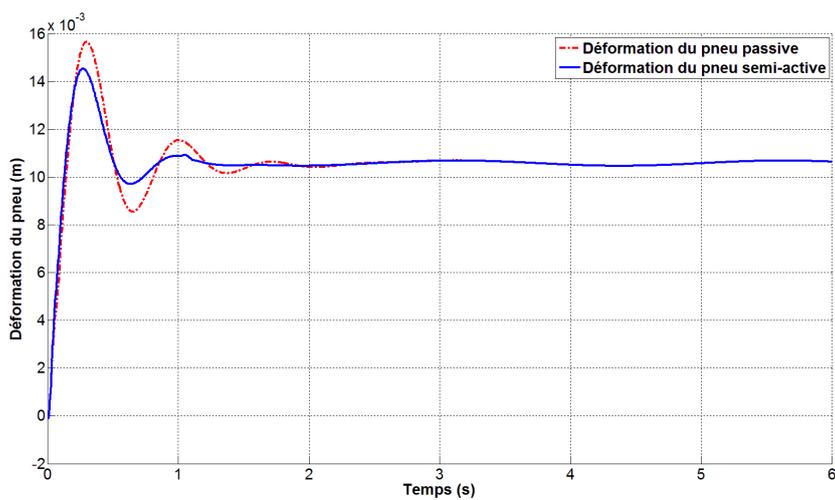


Figure A.45 Déformation du pneu avec $C_{sh}=1000$ N/(m/s)

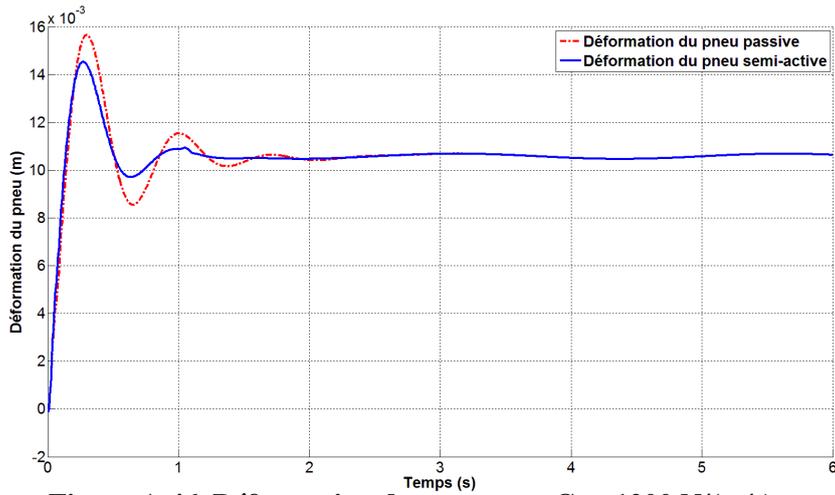


Figure A.46 Déformation du pneu avec $C_{sh} = 1200 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$

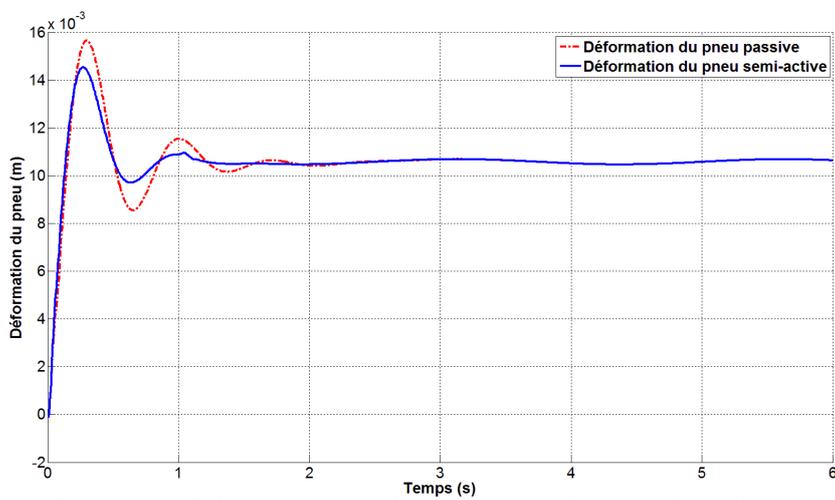


Figure A.47 Déformation du pneu avec $C_{souple} = 1600 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$

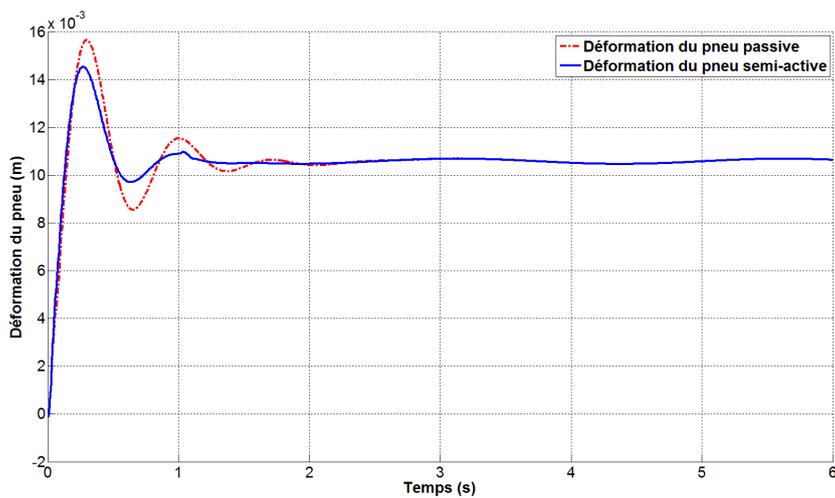


Figure A.48 Déformation du pneu avec $C_{sh} = 2000 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$

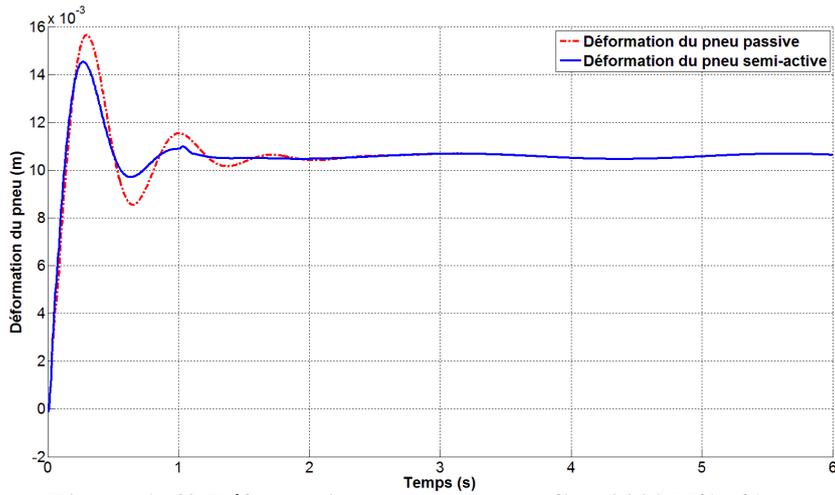


Figure A.49 Déformation du pneu avec $C_{sh} = 2300$ N/(m/s)

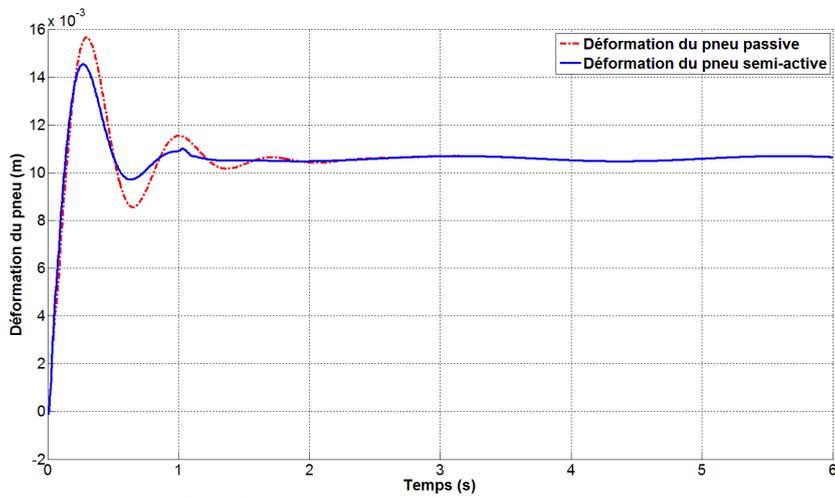


Figure A.50 Déformation du pneu avec $C_{sh} = 2600$ N/(m/s)

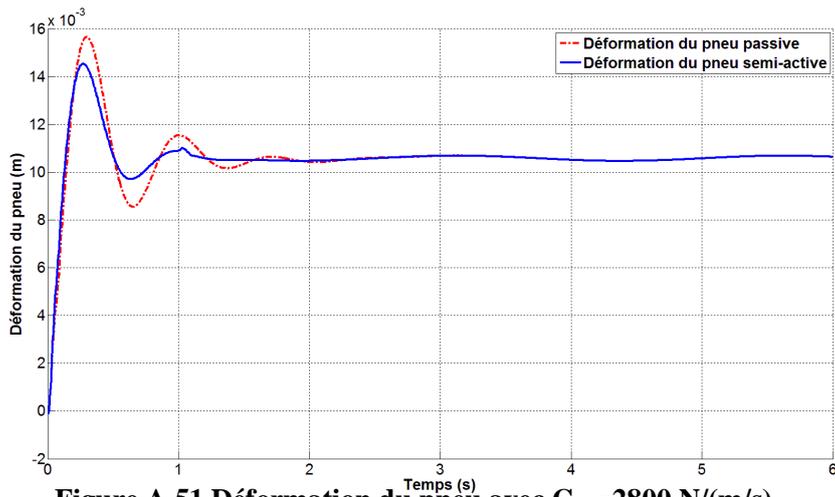


Figure A.51 Déformation du pneu avec $C_{sh} = 2800$ N/(m/s)

2.4. Déformation de la suspension du véhicule

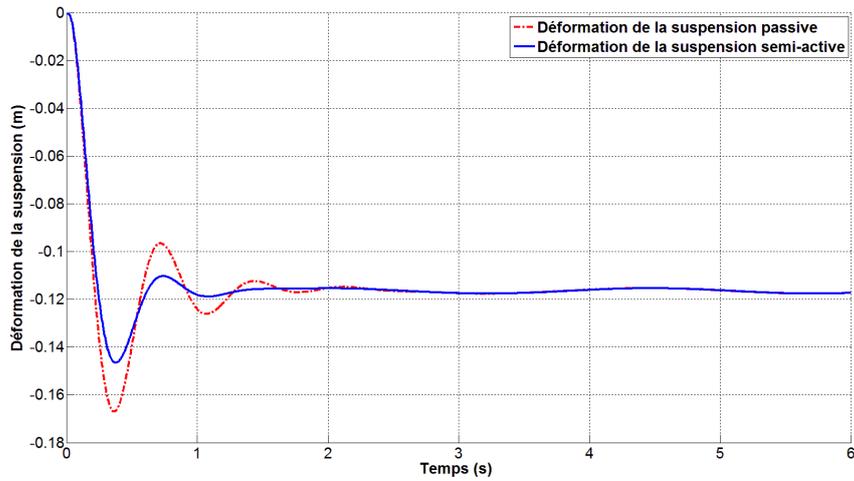


Figure A.52 Déformation de la suspension avec $C_{sh} = 1000 \text{ N/(m/s)}$

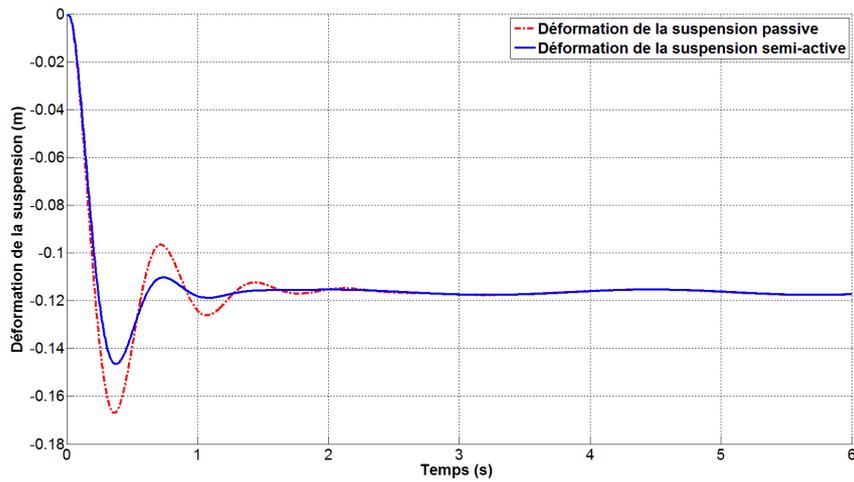


Figure A.53 Déformation de la suspension avec $C_{sh} = 1200 \text{ N/(m/s)}$

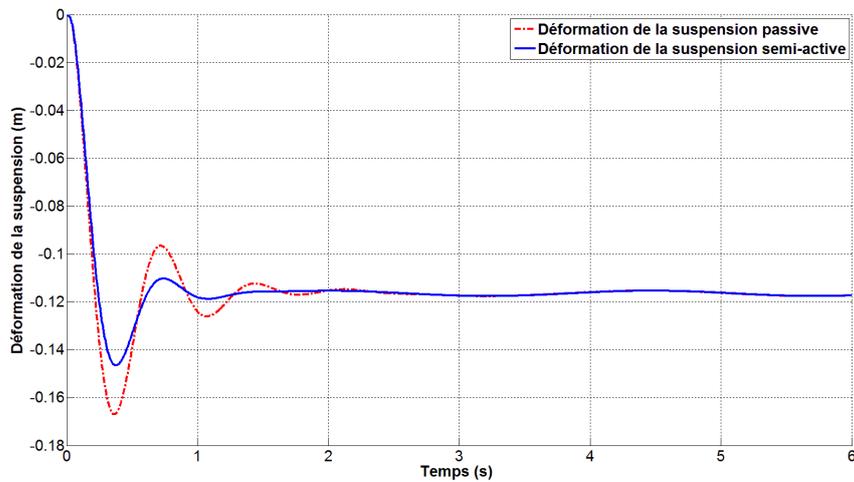


Figure A.54 Déformation de la suspension avec $C_{souple} = 1600 \text{ N/(m/s)}$

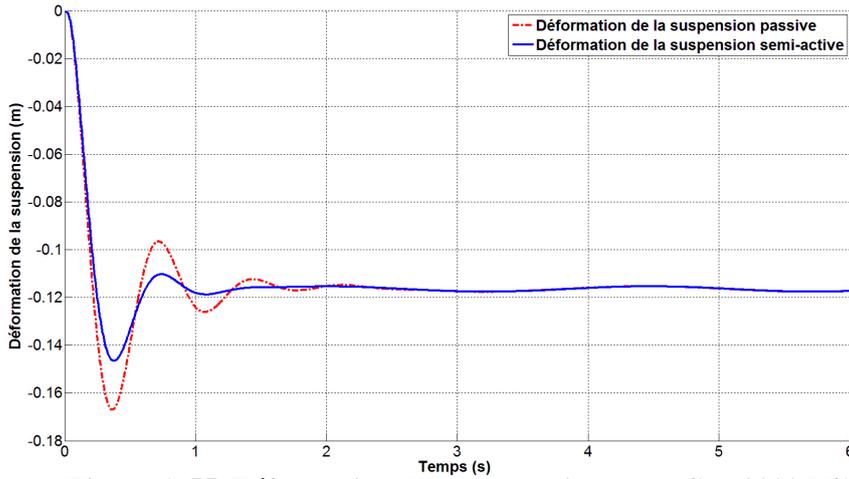


Figure A.55 Déformation de la suspension avec $C_{sh}=2000$ N/(m/s)

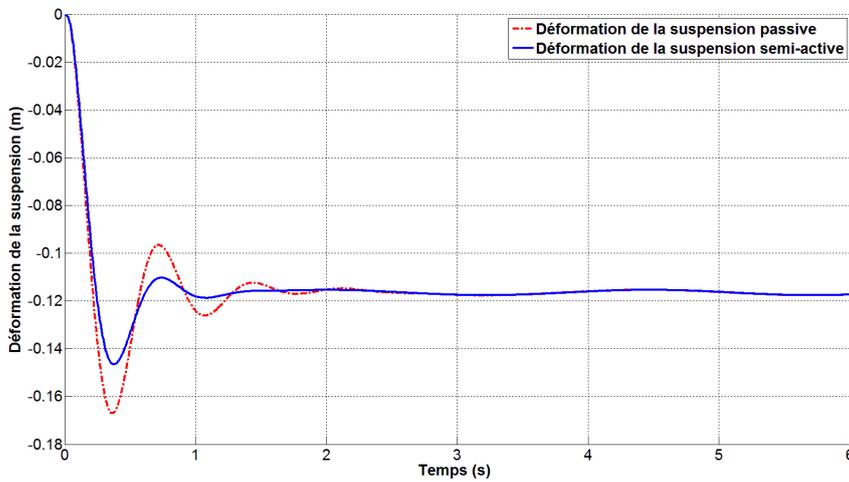


Figure A.56 Déformation de la suspension avec $C_{sh}=2300$ N/(m/s)

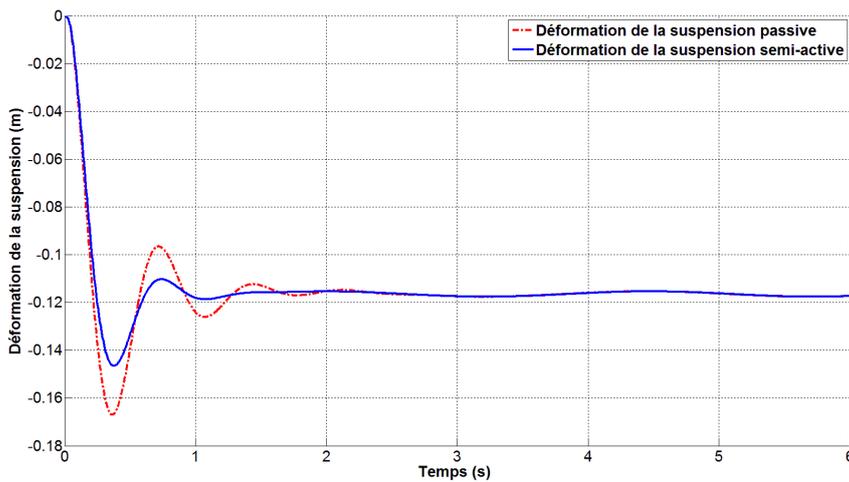


Figure A.57 Déformation de la suspension avec $C_{sh}=2600$ N/(m/s)

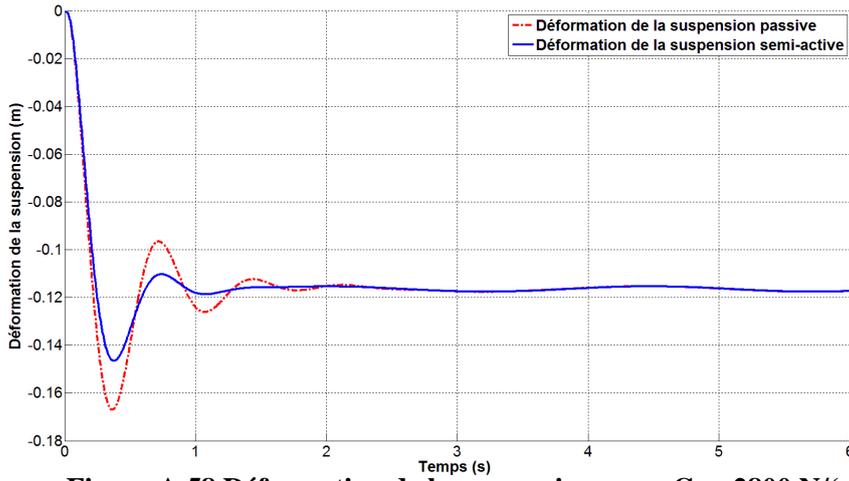


Figure A.58 Déformation de la suspension avec $C_{sh}=2800$ N/(m/s)

2.5. Force de commande

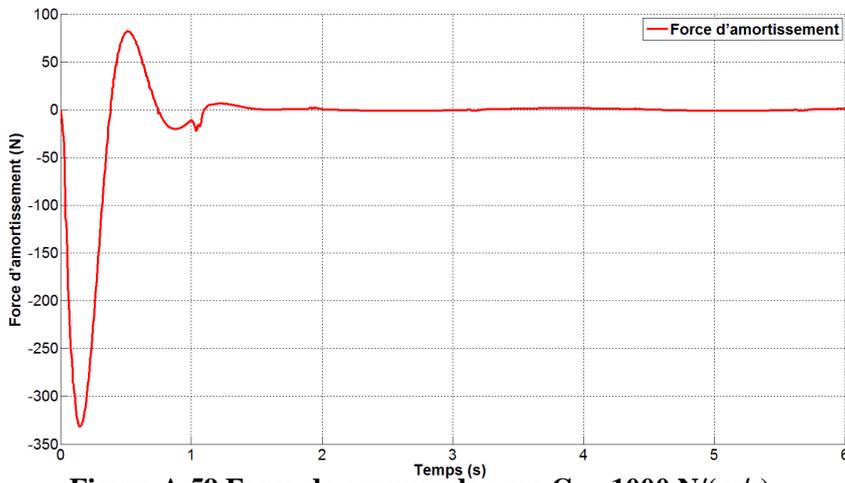


Figure A.59 Force de commande avec $C_{sh}=1000$ N/(m/s)

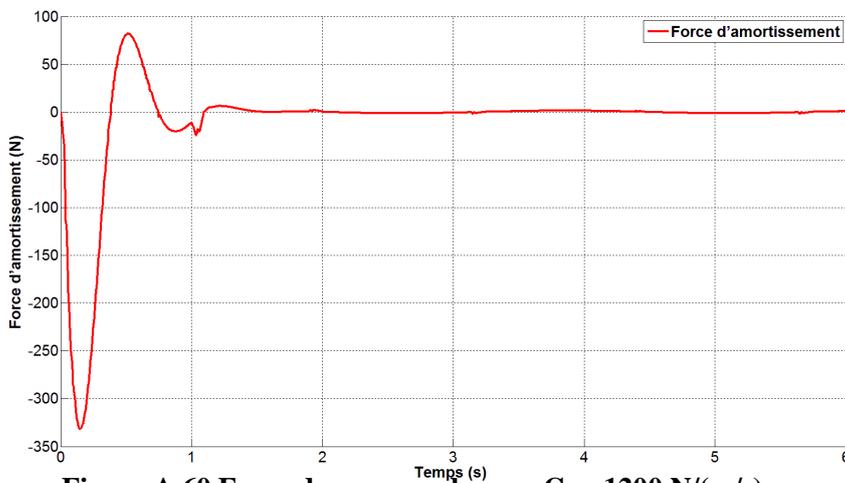


Figure A.60 Force de commande avec $C_{sh}=1200$ N/(m/s)

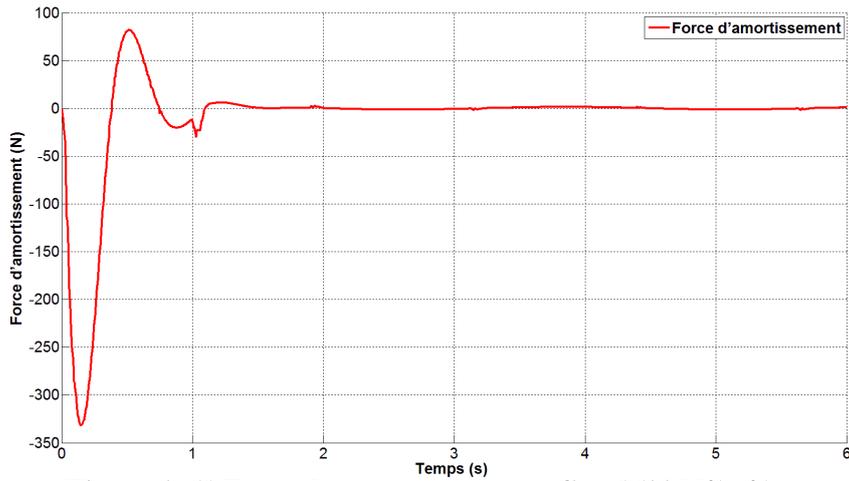


Figure A.61 Force de commande avec $C_{sh}=1600$ N/(m/s)

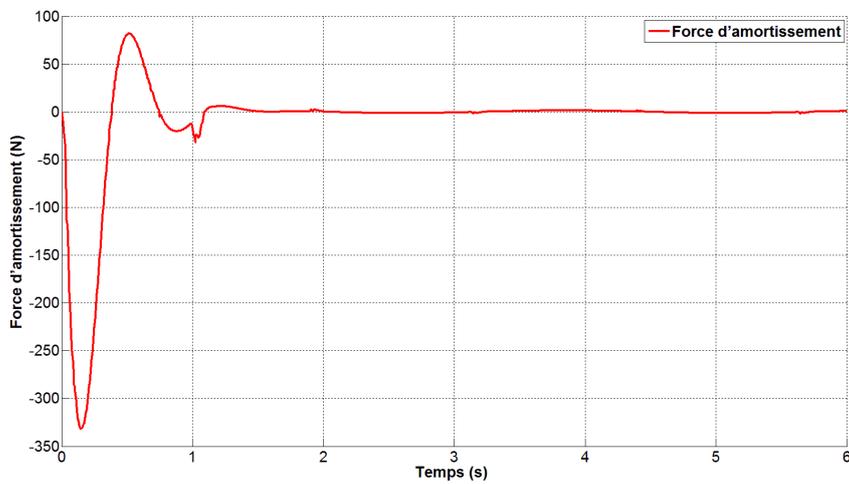


Figure A.62 Force de commande avec $C_{sh}=2000$ N/(m/s)

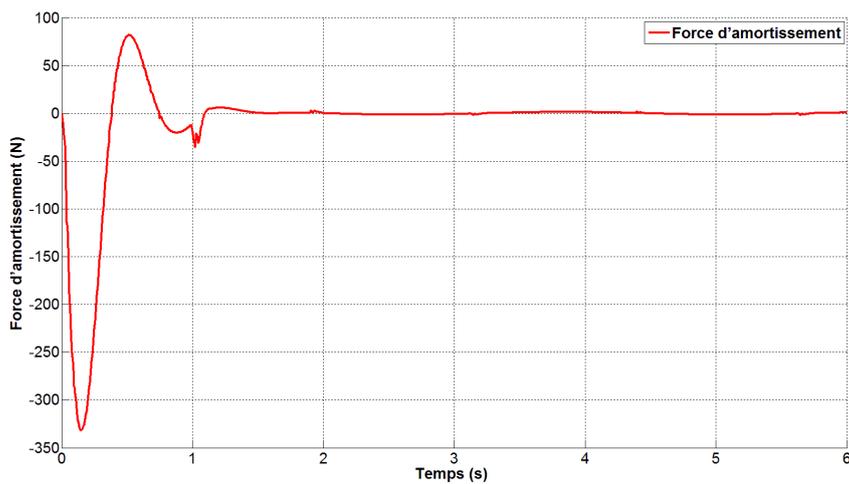


Figure A.63 Force de commande avec $C_{sh}=2300$ N/(m/s)

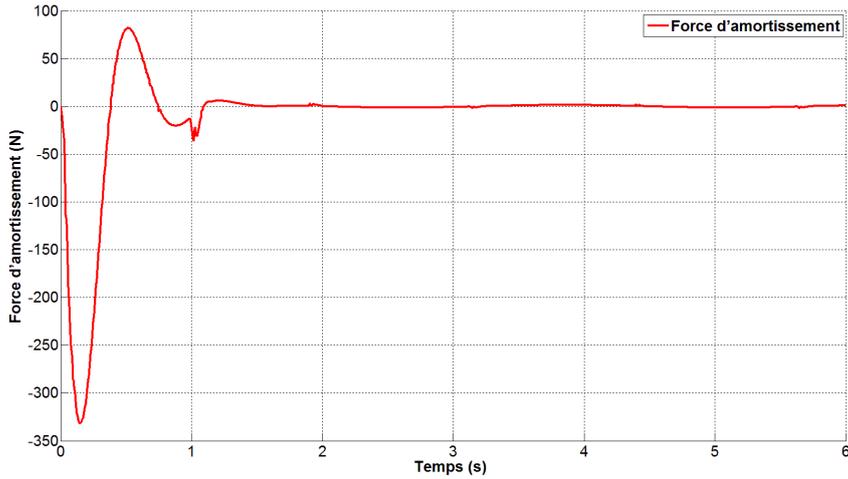


Figure A.64 Force de commande avec $C_{sh}=2600$ N/(m/s)

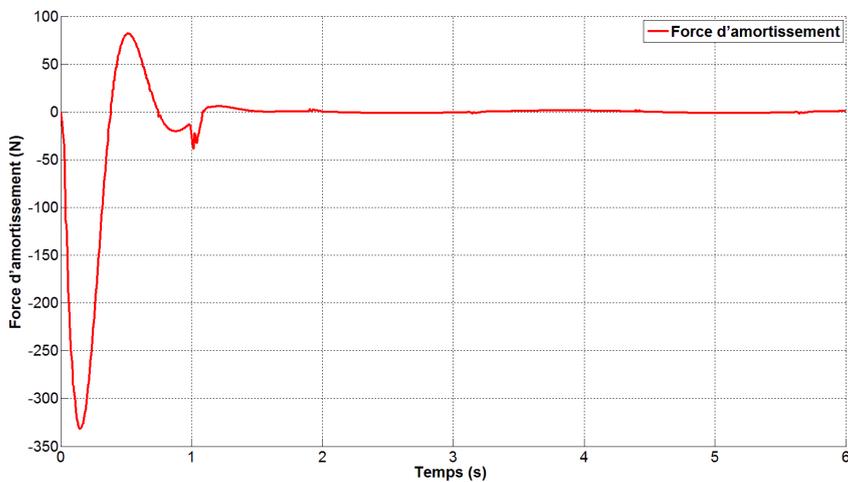


Figure A.65 Force de commande avec $C_{sh}=2800$ N/(m/s)

3. Etude paramétrique de l'amortissement Rigide C_{rigide}

On prend $C_{souple} = 500$ (N/(m/s)) , $C_{sh} = 1400$ (N/(m/s)) et on varie la valeur de C_{rigide} dans l'intervalle 1400-6000 (N/(m/s)), avec ($C_{souple} \leq C_{sh} \leq C_{rigide}$)

3.1. Déplacement de la roue du véhicule

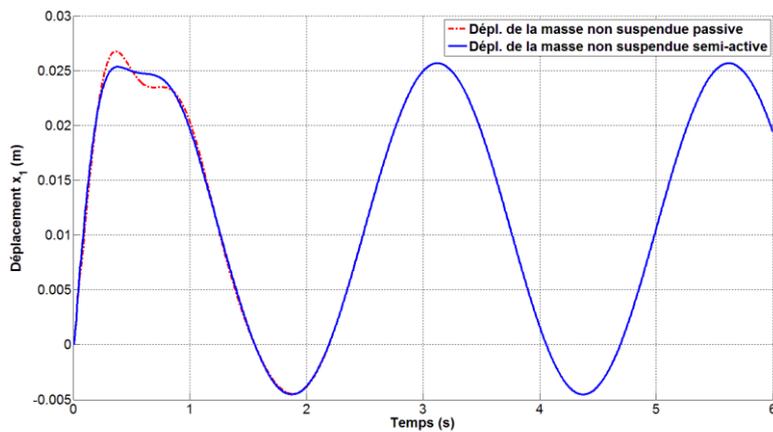


Figure A.66 Déplacement de la roue avec $C_{rigide}=1600$ N/(m/s)

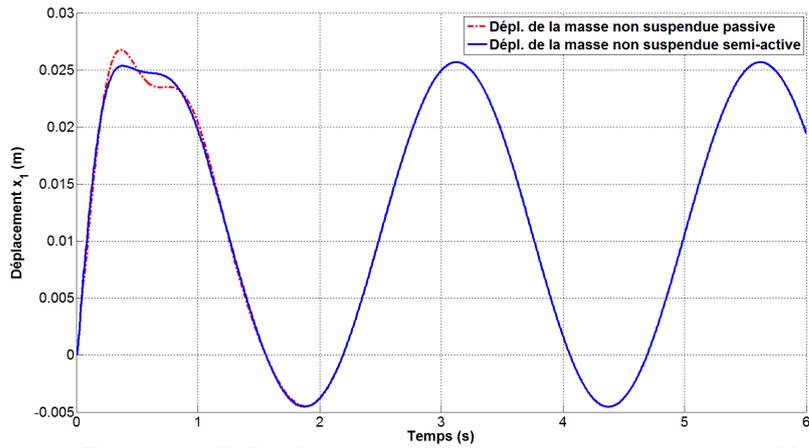


Figure A.67 Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 2000 \text{ N/(m/s)}$

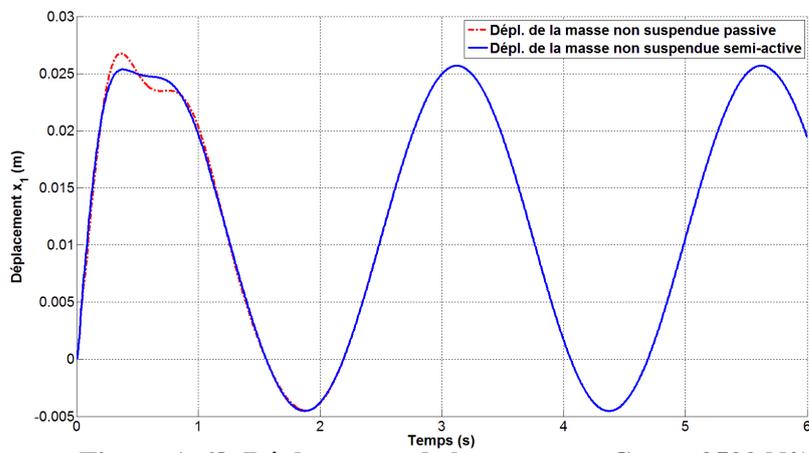


Figure A.68 Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 2500 \text{ N/(m/s)}$

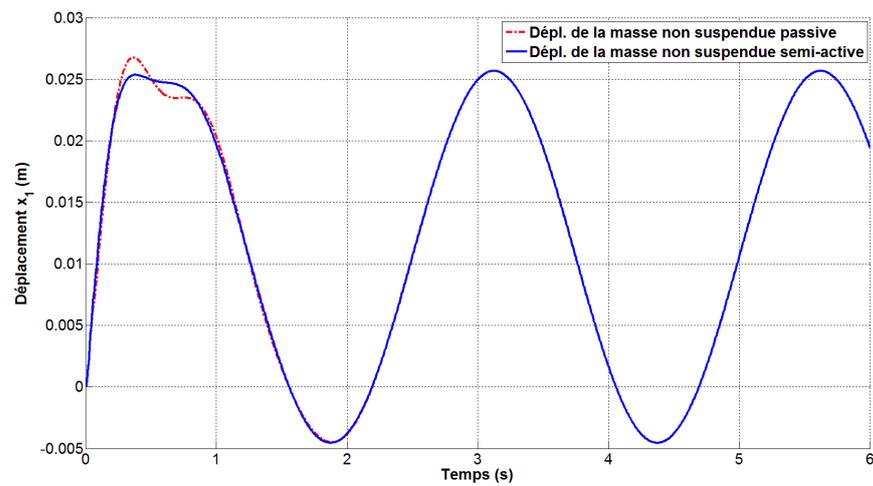


Figure A.69 Déplacement de la roue avec $C_{rigide} = 4000 \text{ N/(m/s)}$

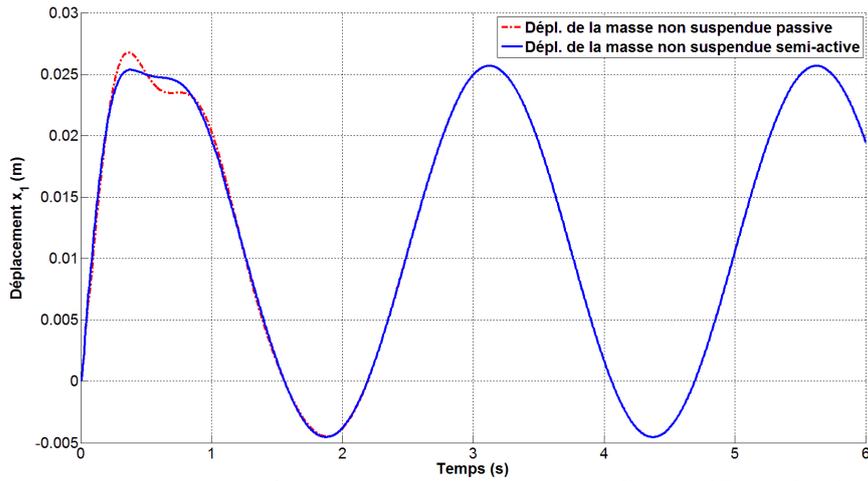


Figure A.70 Déplacement de la roue avec $C_{rigide}=4500$ N/(m/s)

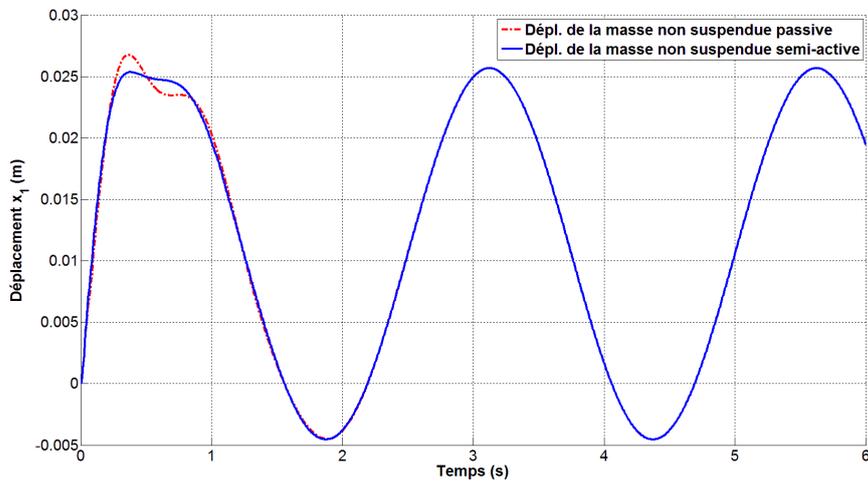


Figure A.71 Déplacement de la roue avec $C_{rigide}=5000$ N/(m/s)

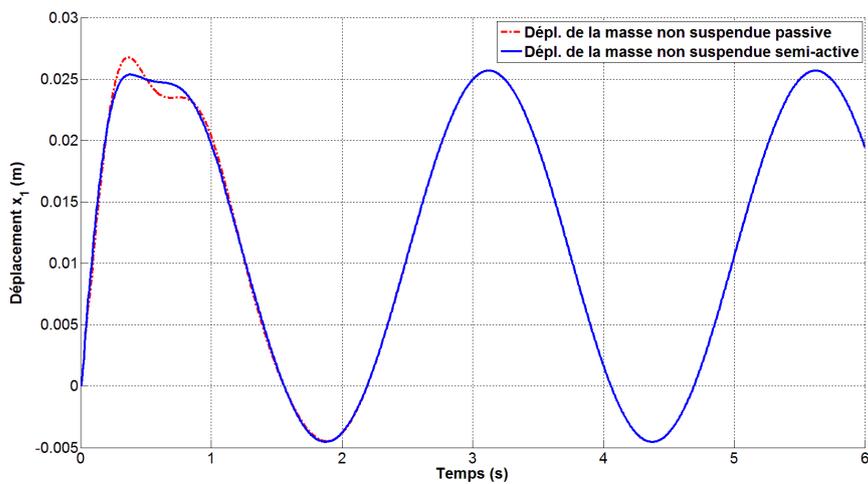


Figure A.72 Déplacement de la roue avec $C_{rigide}=5500$ N/(m/s)

3.2. Accélérations du châssis du véhicule

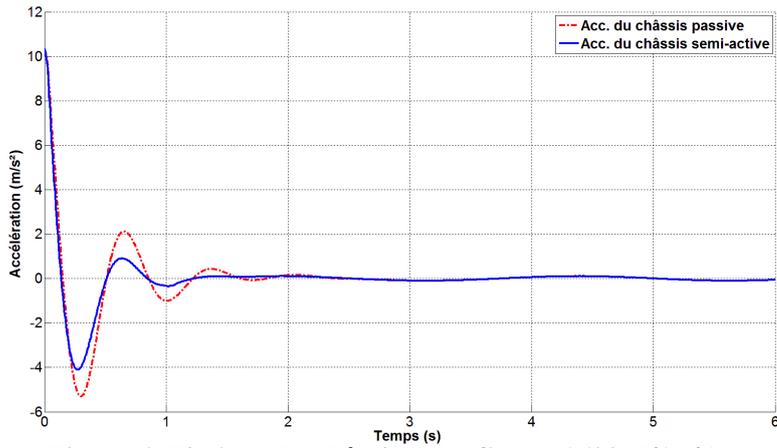


Figure A.73 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 1600 \text{ N/(m/s)}$

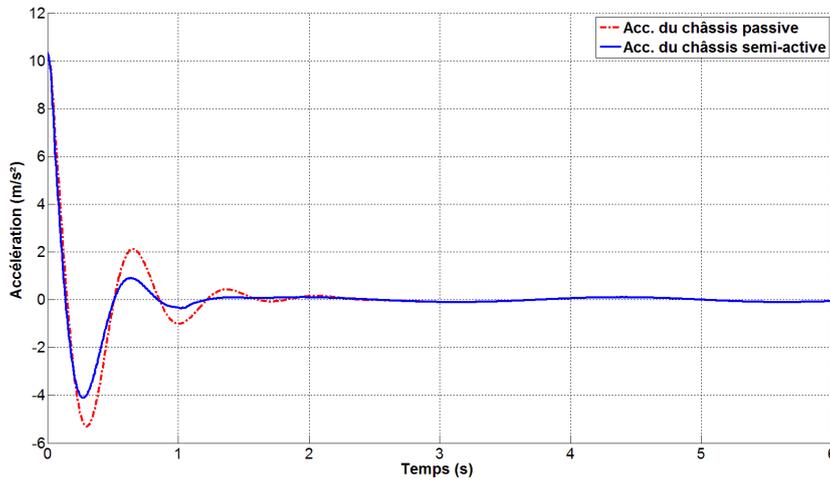


Figure A.74 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 2000 \text{ N/(m/s)}$

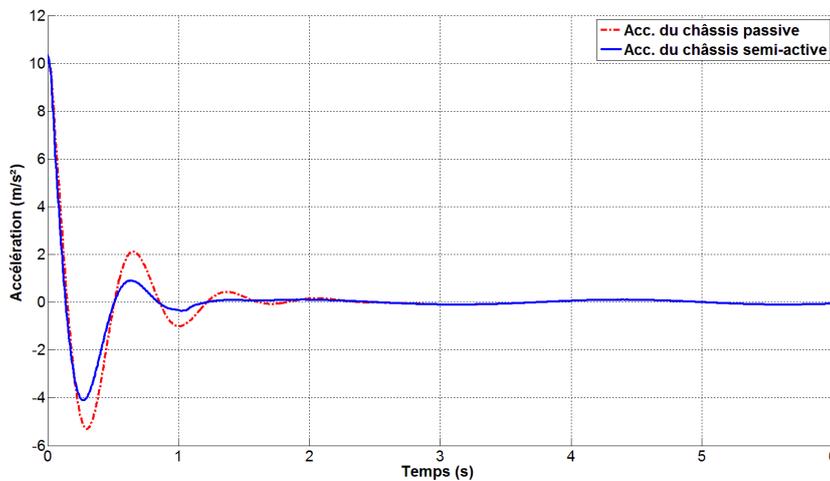


Figure A.75 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 2500 \text{ N/(m/s)}$

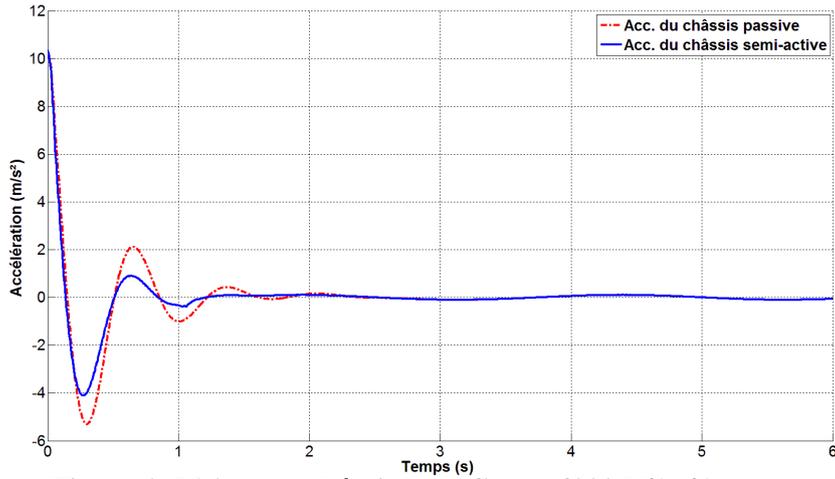


Figure A.76 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 4000 \text{ N/(m/s)}$

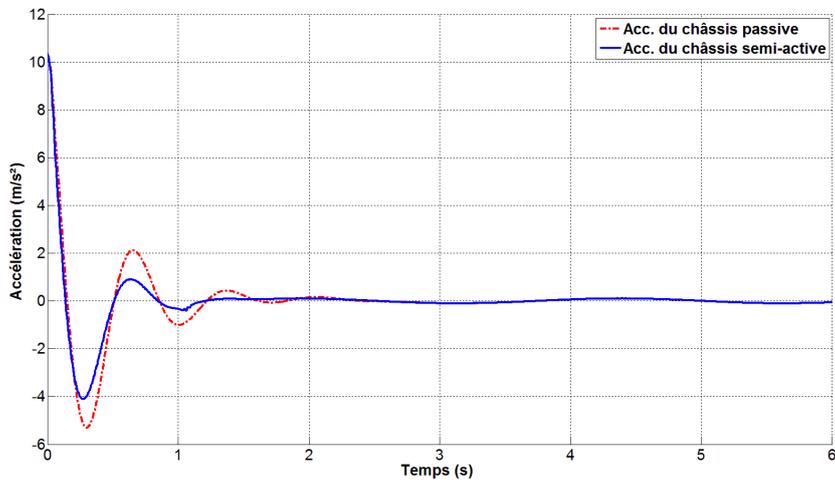


Figure A.77 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 4500 \text{ N/(m/s)}$

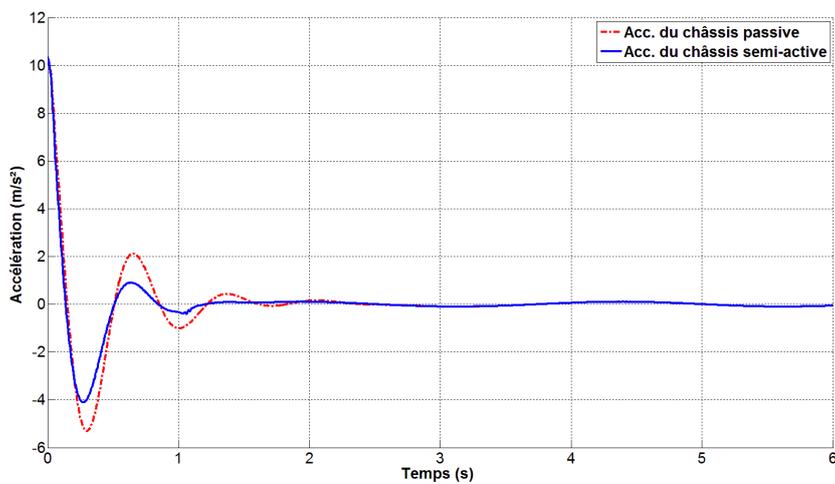


Figure A.78 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 5000 \text{ N/(m/s)}$

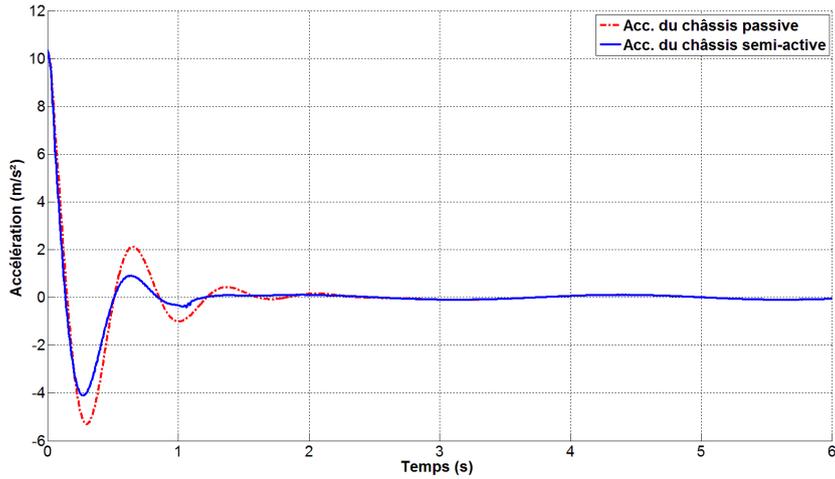


Figure A.79 Acc. du châssis avec $C_{rigide} = 5500 \text{ N/(m/s)}$

3.3. Déformation du pneu du véhicule

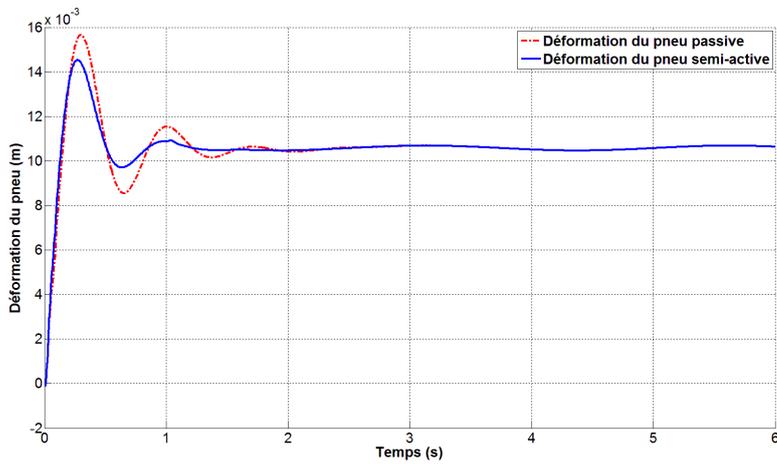


Figure A.80 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 1600 \text{ N/(m/s)}$

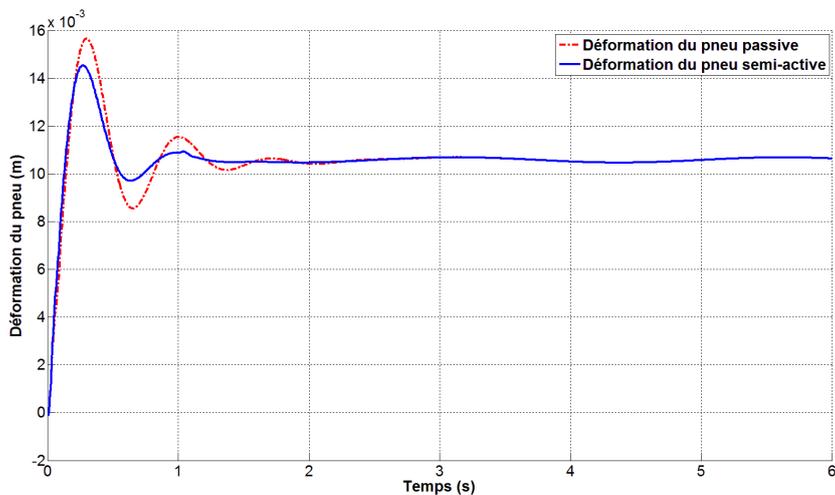


Figure A.81 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 2000 \text{ N/(m/s)}$

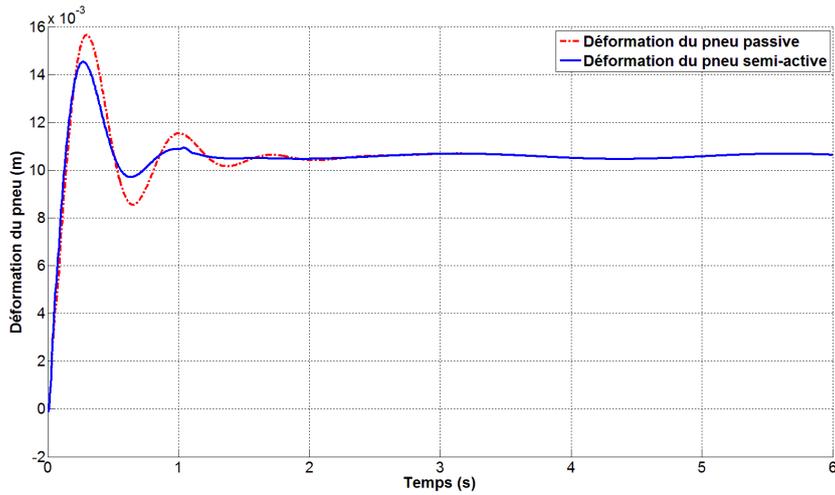


Figure A.82 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 2500 \text{ N/(m/s)}$

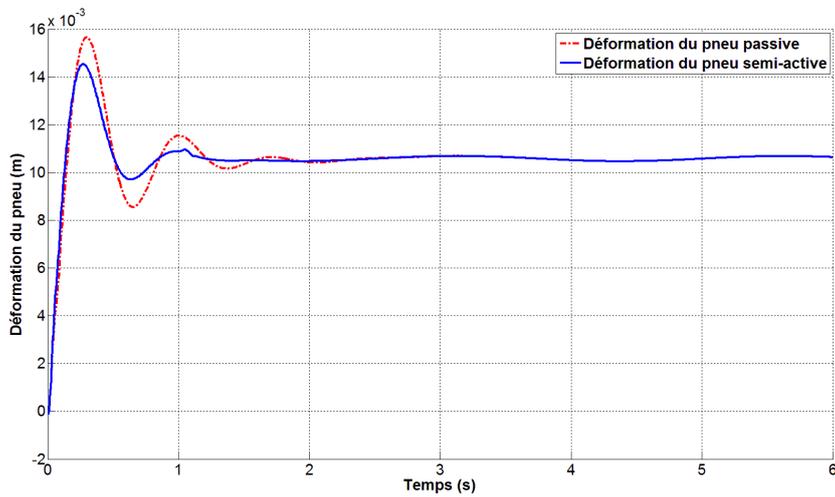


Figure A.83 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 4000 \text{ N/(m/s)}$

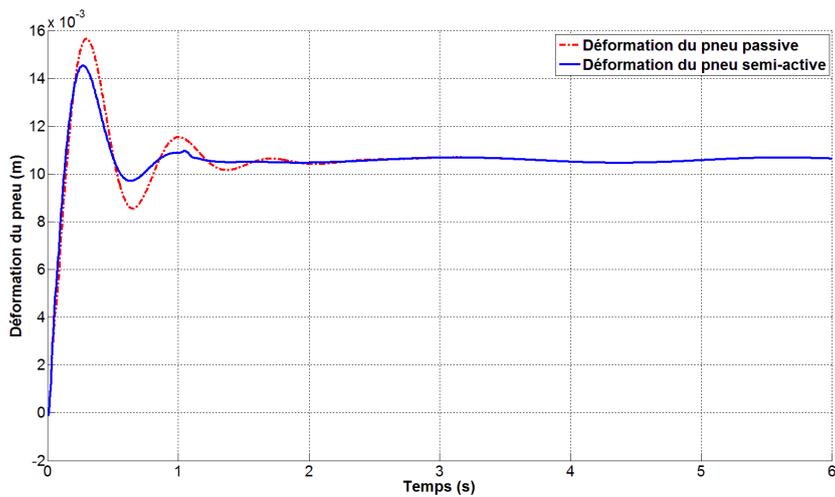


Figure A.84 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 4500 \text{ N/(m/s)}$

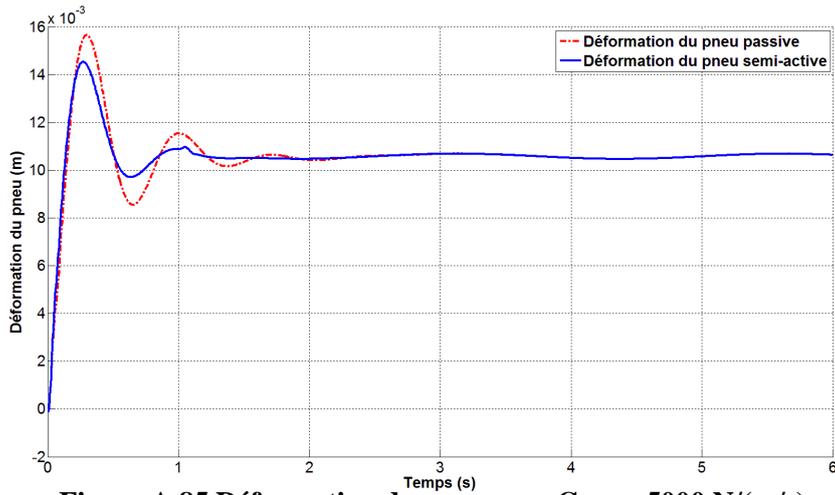


Figure A.85 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 5000 \text{ N/(m/s)}$

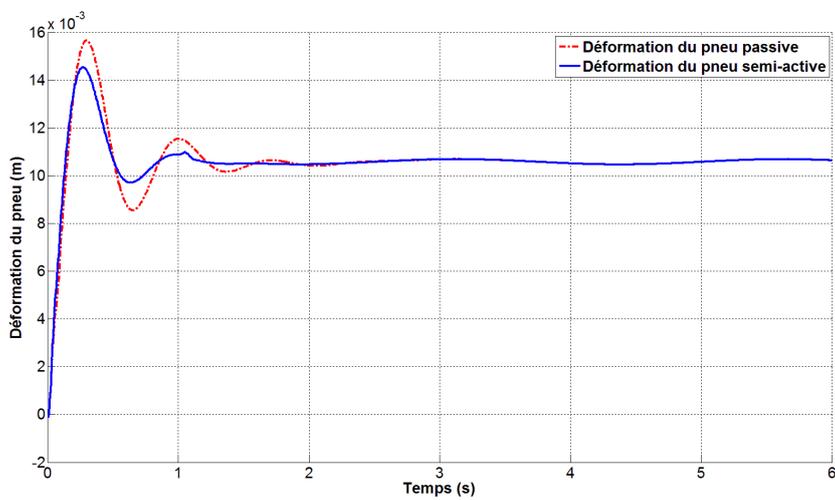


Figure A.86 Déformation du pneu avec $C_{rigide} = 5500 \text{ N/(m/s)}$

3.4. Déformation du pneu du véhicule

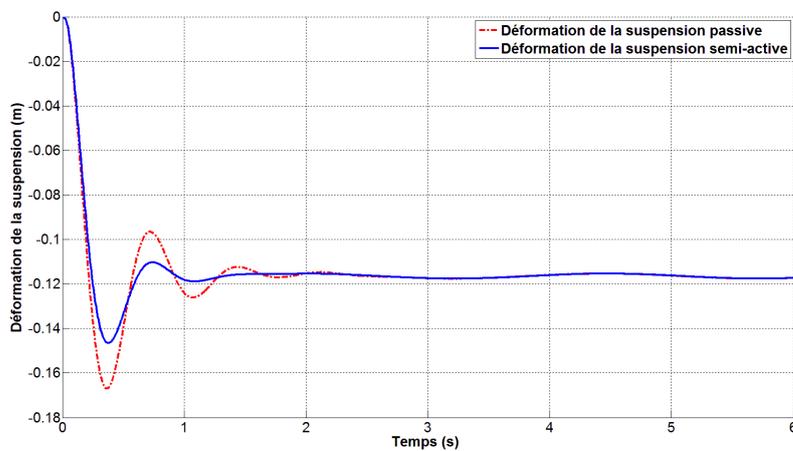


Figure A.87 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 1600 \text{ N/(m/s)}$

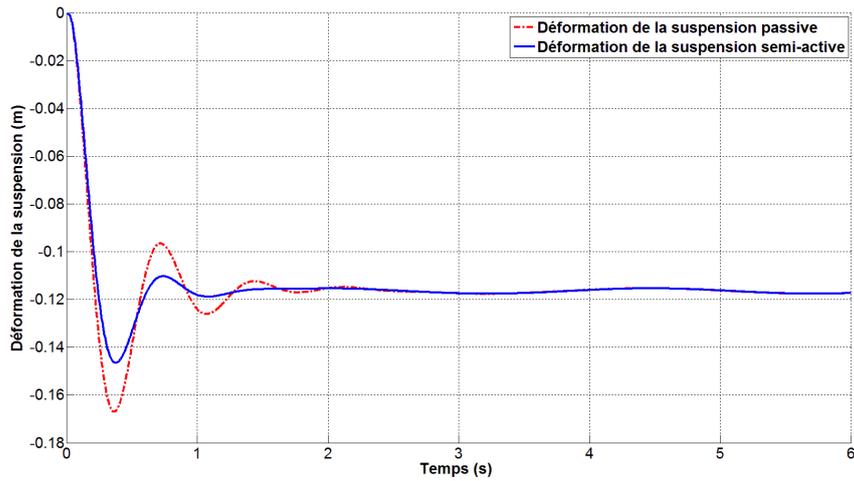


Figure A.88 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 2000$ N/(m/s)

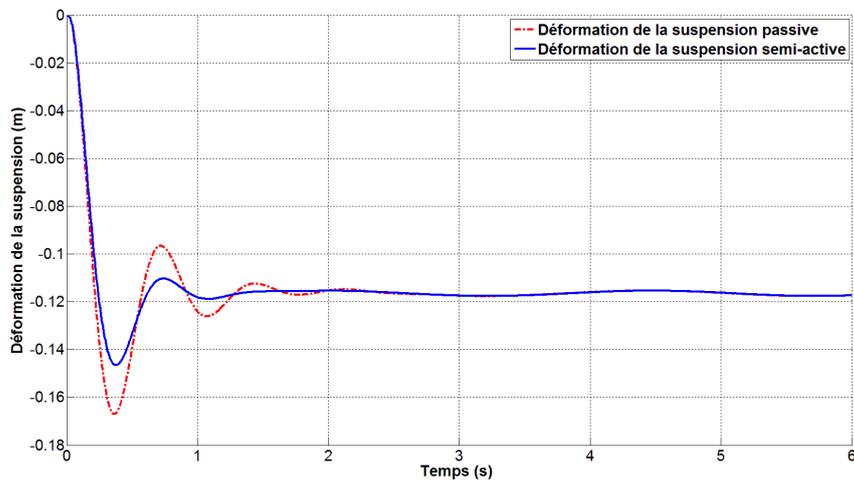


Figure A.89 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 2500$ N/(m/s)

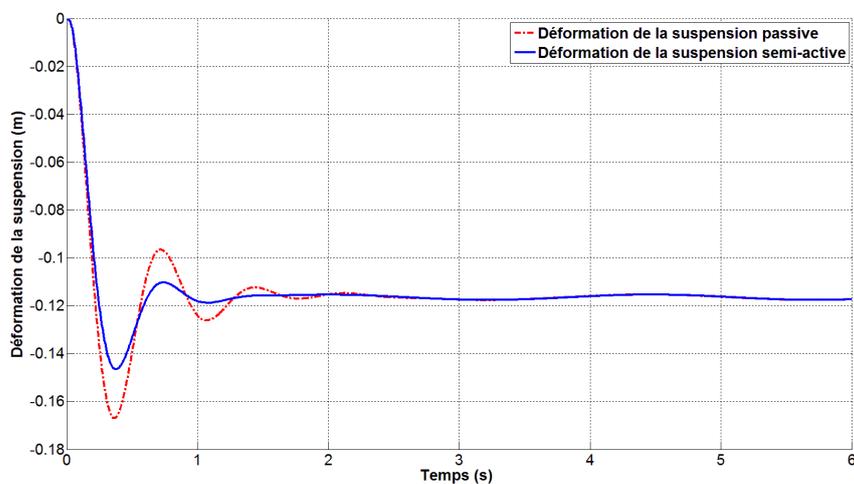


Figure A.90 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 4000$ N/(m/s)

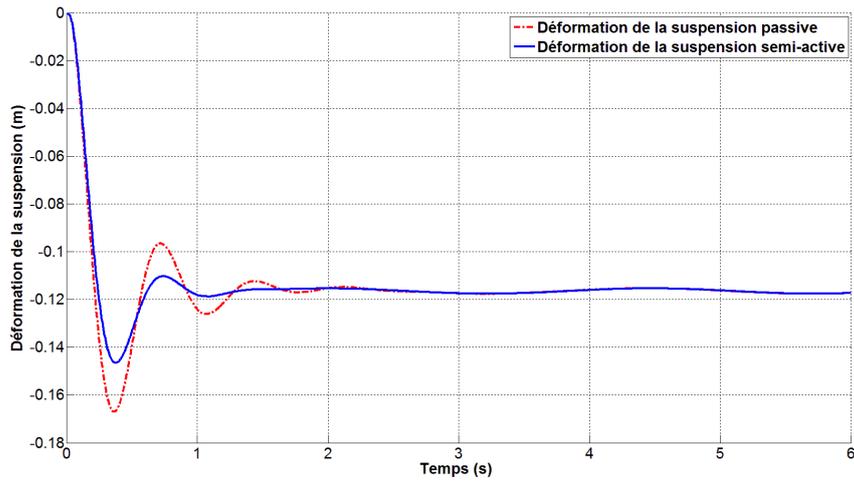


Figure A.91 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 4500 \text{ N/(m/s)}$

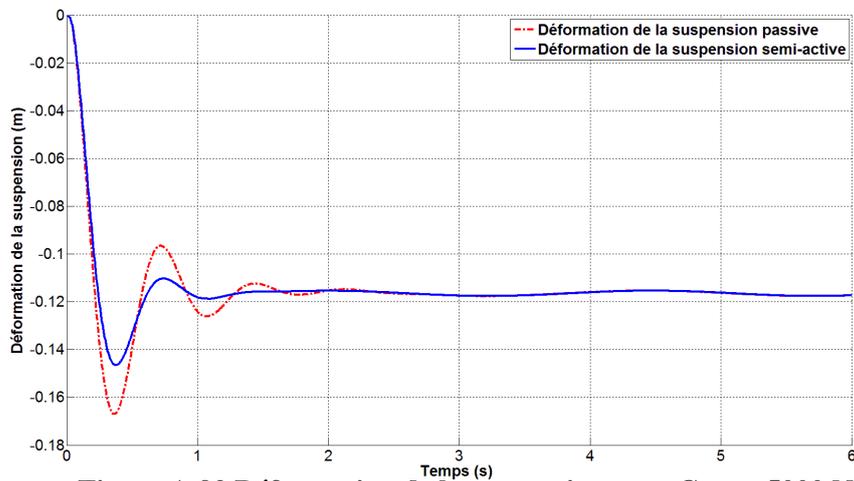


Figure A.92 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 5000 \text{ N/(m/s)}$

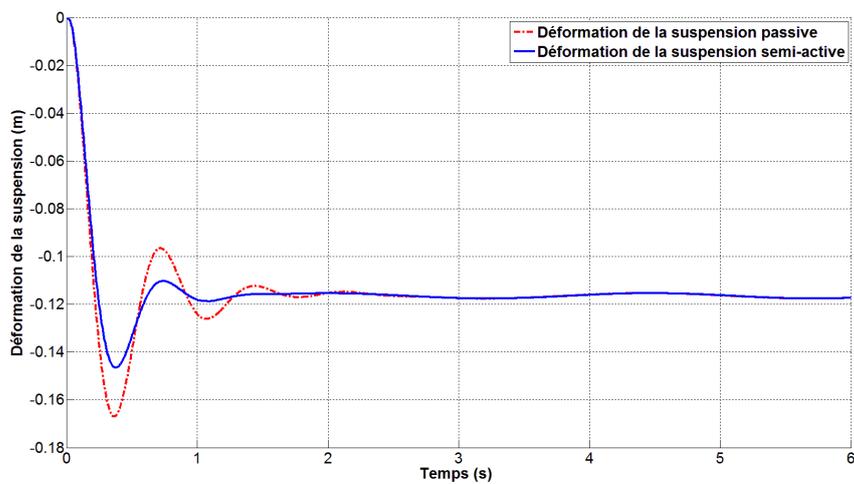


Figure A.93 Déformation de la suspension avec $C_{rigide} = 5500 \text{ N/(m/s)}$

3.5. Force de commande

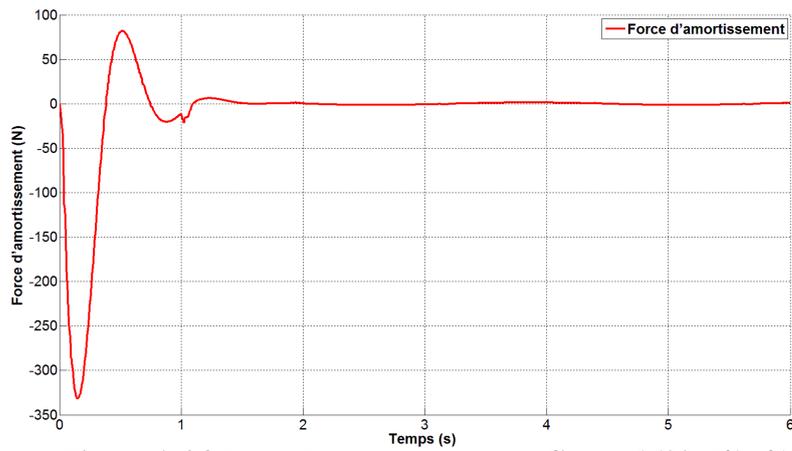


Figure A.94 Force de commande avec $C_{rigide} = 1600 \text{ N/(m/s)}$

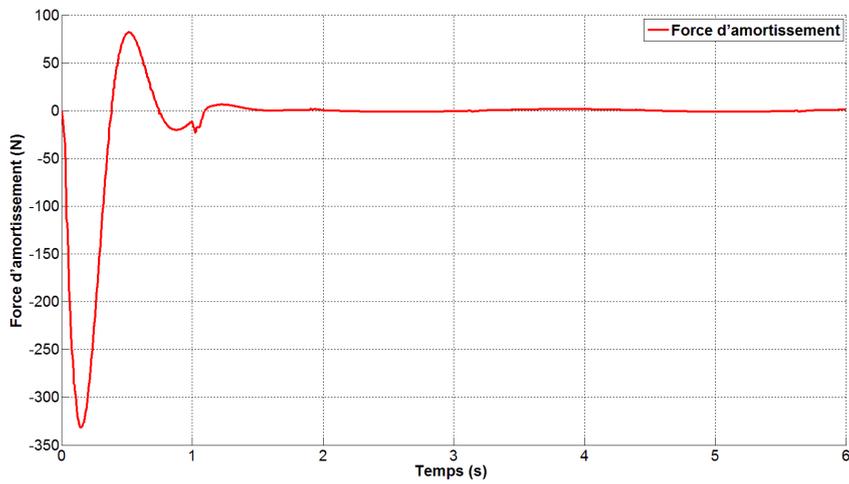


Figure A.95 Force de commande avec $C_{rigide} = 2000 \text{ N/(m/s)}$

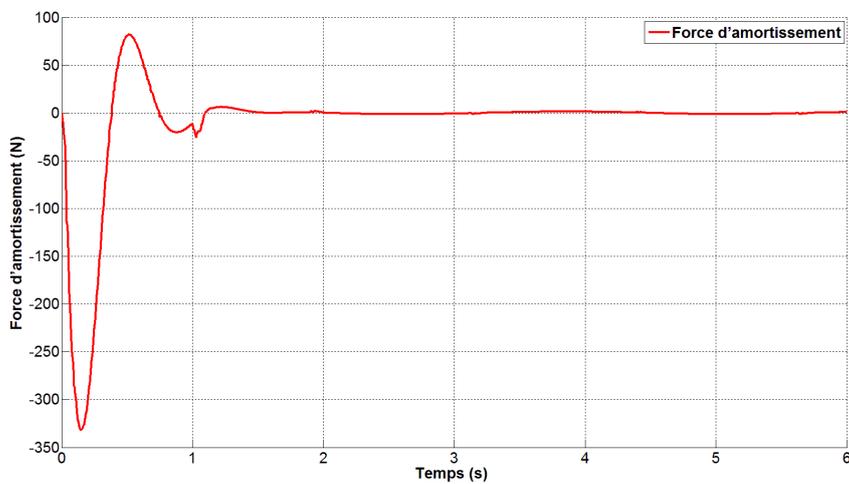


Figure A.96 Force de commande avec $C_{rigide} = 2500 \text{ N/(m/s)}$

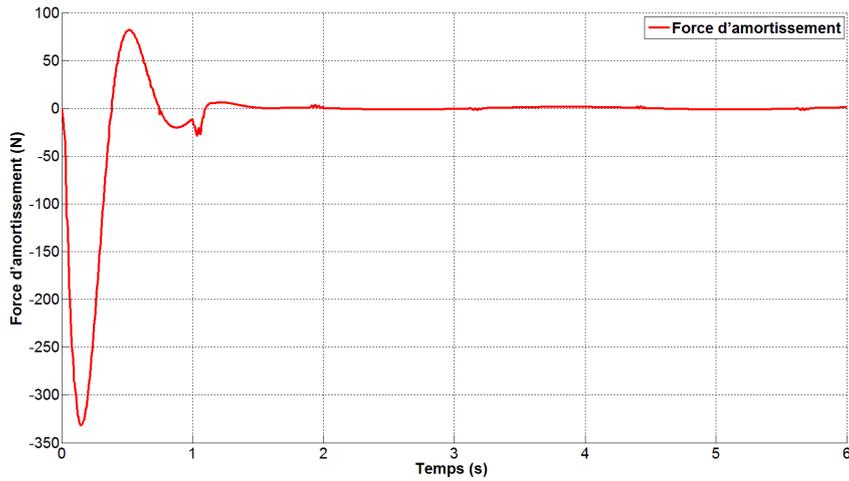


Figure A.97 Force de commande avec $C_{rigide} = 4000 \text{ N/(m/s)}$

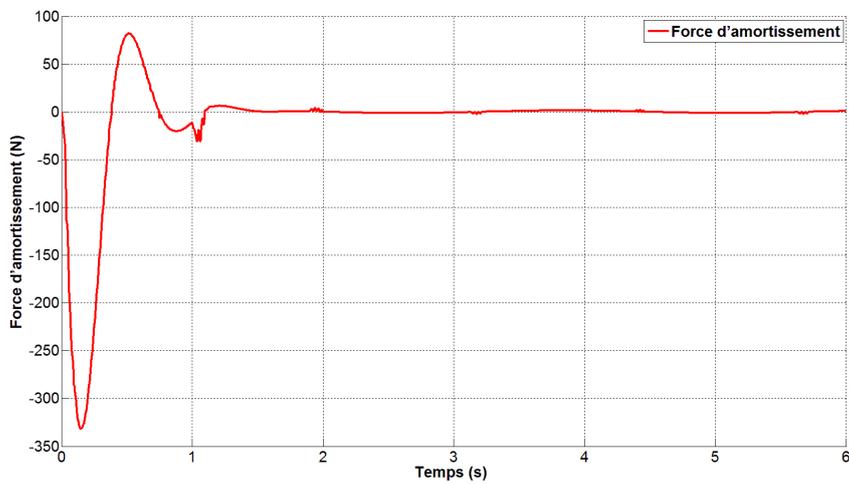


Figure A.98 Force de commande avec $C_{rigide} = 4500 \text{ N/(m/s)}$

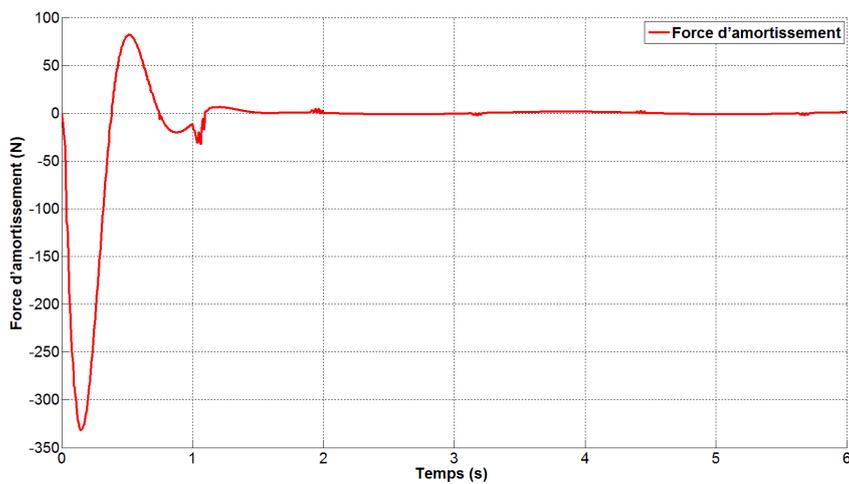


Figure A.99 Force de commande avec $C_{rigide} = 5000 \text{ N/(m/s)}$

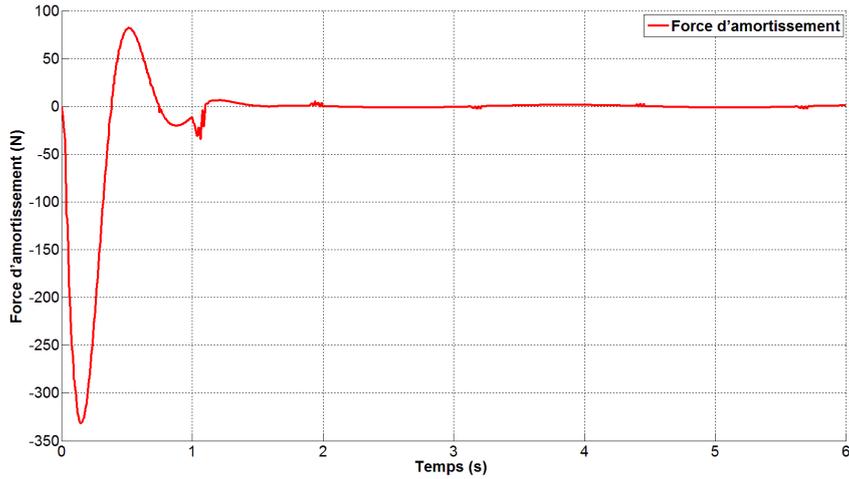


Figure A.100 Force de commande avec $C_{rigide} = 5500 \text{ N/(m/s)}$

4. Ratio de la pulsation

On varie la valeur de la raider (rigidité) de pneu (k_p) dans l'intervalle 1000-1000 000 (N/m) Avec un pas de variation de 100 (N/m), $k_s = 16000 \text{ (N/m)}$, $C_s = 1000 \text{ (N.s/m)}$, $m_1 = 25 \text{ (kg)}$, $m_2 = 180 \text{ (kg)}$. La figure A.101 présente le graphe de Ratio de la pulsation en fonction de la rigidité de pneu k_p .

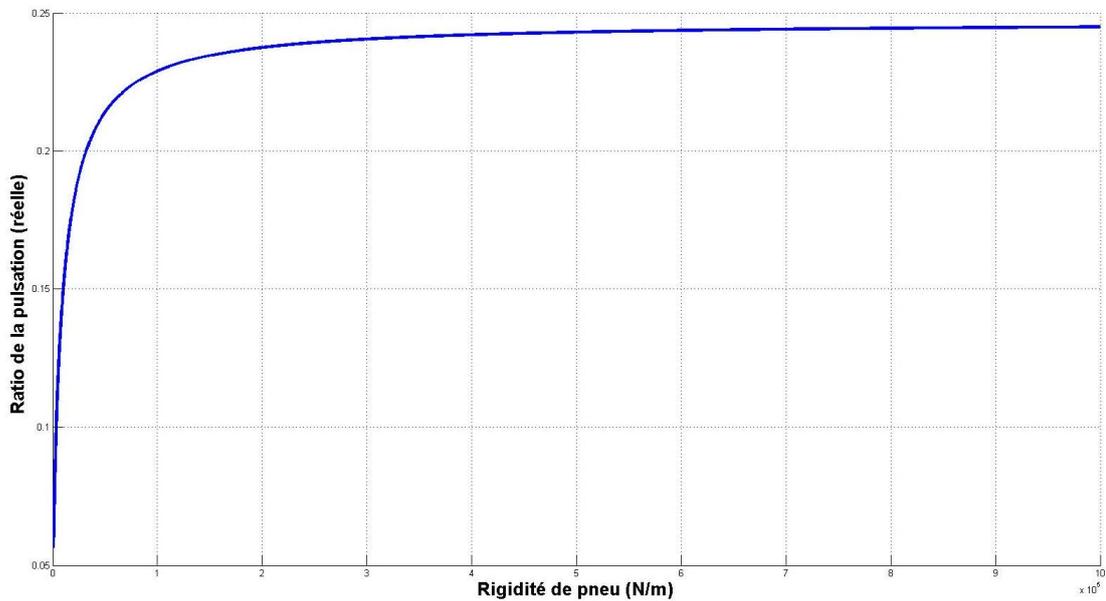


Figure A.101 Ratio de la pulsation avec $k_p = 1\ 000\ 000 \text{ (N/m)}$

ملخص

هدفت هذه الدراسة إلى التعرف على دور المراقبة النصف نشطة لنظام تعليق السيارات لتحسين القيادة و تحقيق الراحة للركاب.

من اجل تحقيق أهداف الدراسة قمنا بأخذ ربع سيارة لدراسة نظام تعليق الغير النشط و ال نصف نشط باستخدام برنامج « MATLAB » في محاكاة الأنظمة وتمثيل النظم ببرنامج « Simulink »، و ذلك بغية وضع قاعدة بيانات و جداول النتائج لتمثيلها بيانيا و التي يمكن الاعتماد عليها في عملية التحليل، مع استخدام خوارزمية "سكيهوك" « Skyhook » للتحكم في نظام التعليق النصف نشط، و ذلك تماشيا مع النتائج المراد الوصول إليها. توصلنا من خلال هذه الدراسة إلى مجموعة من النتائج أهمها أن نظام التعليق نصف نشط لسيارة يوفر لنا نتائج أحسن في التحكم في السيارة و في راحة اكبر للسائق و الركاب بالنسبة لقرينه من نظام التعليق الغير نشط. و أخيرا بينت الدراسة أن نظام التعليق النصف نشط له فعالية كبيرة في تحسين النظم، وضمن أكبر راحة الركاب مع القيادة و التحكم الجيد للسيارة المزودة بهذا النظام.

كلمات المفتاح:

التحكم نصف نشطة ، تحكم نشطة ، نظام التعليق الغير نشط ، نظام التعليق النصف نشط ، "سكيهوك".

Résumé

La présente étude, vise à étudier le rôle du contrôle semi-actif d'une suspension d'un véhicule pour améliorer la tenue de route et le confort.

Afin d'atteindre les objectifs de l'étude, nous avons pris un quart de voiture pour étudier les suspensions passive et semi-active en utilisant le programme «MATLAB» dans les systèmes de simulation et le programme des systèmes de représentation «Simulink», ainsi que les données de commande pour la schématisation des tableaux et les représentations graphiques, qui peuvent être invoqués au réglage de base de l'analyse des processus ; avec l'utilisation d'un algorithme "Skyhook" pour contrôler le système semi-actif d'une suspension qui répond aux besoins de l'étude et aux objectifs recherchés.

Nous sommes parvenus à travers cette étude à une série de résultats, qui se résument essentiellement :

Le système de la suspension semi-actif d'un véhicule, nous donne les meilleurs résultats dans la conduite de la voiture, le confort et la tenue de route par rapport au système de la suspension passive.

Pour conclure, l'étude a montré que, le système de suspension semi-actif est très efficace pour améliorer la tenue de route et assurer un plus grand confort des passagers du véhicule équipé de ce système.

Mots clés :

Contrôle semi-actif, Contrôle actif, suspension passive, suspension semi-actif, Skyhook.

Abstract

This research is aimed to identify the role of the semi-active control of car's suspension system to improve driving and comfort.

In order to achieve the objectives of the study we took quarter of car to study the passive and semi-active control of suspension system using «MATLAB» program in simulation systems and «Simulink» program in representation systems, in order to put a database and results tables to be in representing graphically and which can be drawn upon in the analysis process by using a Skyhook algorithm to control the semi-active suspension system in according to the needs of the study and it's for used goal.

We achieved through this study series results which essentially amount to the following:

The semi-active suspension car system gives best results in driving and car comfort and handling by contribution to passive suspension system.

In conclusion, the study shows that semi-active suspension system has a great effectiveness to improve the handling and ensure greater passenger comfort of the vehicle equipped with this system.

Keywords:

Semi-active control, active control, passive suspension, semi-active suspension, Skyhook.