

Sorbonne Université
Master 2 Automatique, Robotique
Parcours Systèmes Avancés et Robotique

Rapport TP
Commande Robuste

**Robuste H_{∞} et μ -Synthèse pour le contrôle de la suspension
active**

Auteurs :
Viviane Bao-3800857
Hao Yuan-21117163

Année Universitaire 2023-2024
14 janvier 2024

Table des matières

I.	Introduction-----	p2
II.	Modèle de Suspension de Quart de Voiture-----	p3-p7
III.	Conception de Régulateur Linéaire H_{∞} -----	p7-p12
IV.	Analyse en boucle fermée avec la conception du régulateur linéaire H_{∞} -----	p12-p15
V.	Propositions d'améliorations-----	p15-p22
VI.	Conclusion-----	p22-p23

I. Introduction

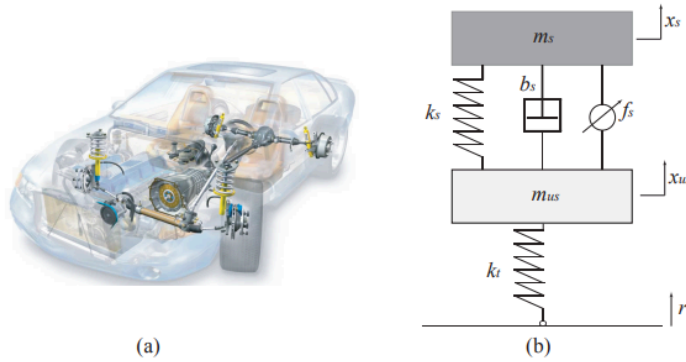


FIG. 1: CAD scheme of a car (a) and its equivalent quarter car model (b).

L'objectif de ce projet est de concevoir un régulateur robuste pour un système de suspension active. Pour illustrer cela, nous prenons l'exemple du modèle de suspension d'un quart de voiture. Initialement, un régulateur H_∞ est calculé pour un système nominal en utilisant la commande hinfsyn. Par la suite, une synthèse μ est mise en œuvre afin de concevoir un régulateur robuste adapté à un système complet comportant des incertitudes.

Contrairement aux suspensions passives traditionnelles, qui utilisent un ressort et un amortisseur entre la carrosserie et l'assemblage des roues, et dont les caractéristiques sont sélectionnées pour mettre l'accent sur l'un des nombreux objectifs contradictoires tels que le confort des passagers, la tenue de route et la déflexion de la suspension, les suspensions actives permettent au concepteur de mieux équilibrer ces objectifs. Cela est réalisé en utilisant un actionneur hydraulique contrôlé par un retour d'information entre le châssis et l'ensemble des roues.

Dans cet exemple, nous utilisons un modèle de quart de voiture pour le système de suspension active (figure 1). La masse m_s représente la carrosserie de la voiture et la masse m_{us} représente l'ensemble des roues. Le ressort k_s et l'amortisseur b_s représentent respectivement le ressort passif et l'amortisseur placés entre la carrosserie de la voiture et l'ensemble des roues. Le ressort k_t modélise la compressibilité du pneu pneumatique. Les variables x_s , x_{us} , et r correspondent respectivement au déplacement de la carrosserie, au déplacement des roues, et aux perturbations de la route. La force f_s appliquée entre la carrosserie et l'ensemble des roues est contrôlée par un retour d'information et représente la composante active du système de suspension.

II. Modèle de suspension de quart de voiture

Nous avons:
$$\begin{cases} x_1 = x_s \text{ (déflexion du châssis)} \\ x_2 = \dot{x}_s \text{ (vitesse du châssis)} \\ x_3 = x_{us} \text{ (déplacement de la roue)} \\ x_4 = \dot{x}_{us} \text{ (vitesse de la roue)} \end{cases}$$

Nous décrivons l'espace d'état de la dynamique du quart de voiture de la manière suivante:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\frac{1}{m_s} [k_s(x_1 - x_3) + b_s(x_2 - x_4) - 10^3 f_s] \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{m_{us}} [k_s(x_1 - x_3) + b_s(x_2 - x_4) - k_t(x_3 - r) - 10^3 f_s] \end{cases}$$

Il est possible de réécrire ceci de la manière suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_{us}} & \frac{b_s}{m_{us}} & -\frac{(k_s + k_t)}{m_{us}} & -\frac{b_s}{m_{us}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{10^3}{m_s} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_t}{m_{us}} & -\frac{10^3}{m_{us}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ f_s \end{bmatrix} \quad \text{Soit : } \dot{x} = Ax + Bu$$

Par ailleurs, nous avons:
$$\begin{bmatrix} x_s \\ x_s - x_{us} \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{10^3}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ f_s \end{bmatrix}$$

Soit: $y = Cx + Du$

Une fois que les matrices A, B, C et D ont été définies dans Matlab, nous sommes en mesure de calculer le modèle d'espace d'état *qcar* de la manière suivante: $qcar=ss(A,B,C,D)$. Plus précisément, la fonction $ss(A,B,C,D)$ crée un objet en espace d'état, nommé ici *qcar*. Cet objet représente la dynamique du modèle de quart de voiture à travers les matrices définies. Il est essentiel dans l'analyse et la manipulation de la réponse du système face à diverses sollicitations, grâce à l'emploi de techniques variées de contrôle de systèmes.

A partir de l'objet *qcar*, nous pouvons définir les noms des états, des entrées et des sorties.

- *qcar.StateName* = {'body_travel'; 'body_vel'; 'wheel_travels'; 'wheel_vel'} définit les noms des états du modèle. 'body_travel' est interprété comme le déplacement du corps de la voiture, 'body_vel' comme la vitesse du corps de la voiture, 'wheel_travels', comme le déplacement des roues et 'wheel_vel' comme la vitesse des roues.
- *qcar.InputName* = {'r'; 'fs'} définit les noms des entrées du modèle. *r* représente les perturbations de la route et 'fs', la force appliquée entre la carrosserie et l'ensemble des roues.
- *qcar.OutputName* = {'body_travel'; 'suspension_travel'; 'body_acceleration'} définit les noms des sorties du modèle. 'body_travel' représente le déplacement du corps de la voiture, 'suspension_travel' le déplacement de la suspension, et 'body_acceleration' l'accélération du corps de la voiture.

Définir les noms des états, des entrées et des sorties dans un modèle en espace d'état comme '*qcar*' améliore la clarté, facilite l'analyse et le débogage, et rend le modèle plus accessible et maintenable pour la collaboration et la documentation futures.

Ensuite, nous définissons les fonctions de transfert de la manière suivante:

$$\left\{ \begin{array}{ll} G_{11} = \frac{x_s}{r} & G_{12} = \frac{x_s}{f_s} \\ G_{21} = \frac{x_s - x_{us}}{r} & G_{22} = \frac{x_s - x_{us}}{f_s} \\ G_{31} = \frac{\ddot{x}_s}{r} & G_{32} = \frac{\ddot{x}_s}{f_s} \end{array} \right.$$

Sur matlab, ceci peut se réécrire de cette manière:

$G11=qcar('body_travel','r')$: calcule la fonction de transfert pour le déplacement du corps de la voiture en réponse aux perturbations de la route.

$G21=qcar('suspension_travel','r')$: calcule la fonction de transfert pour le déplacement de la suspension en réponse aux perturbations de la route.

$G31=qcar('body_acceleration','r')$: calcule la fonction de transfert pour l'accélération du corps de la voiture en réponse aux perturbations de la route.

$G12=qcar('body_travel','fs')$: calcule la fonction de transfert pour le déplacement du corps de la voiture en réponse à la force externe.

$G22=qcar('suspension_travel','fs')$: calcule la fonction de transfert pour le déplacement de la suspension en réponse à la force externe.

$G32=qcar('body_acceleration','fs')$: calcule la fonction de transfert pour l'accélération du corps de la voiture en réponse à la force externe.

Ces fonctions de transfert permettent de comprendre comment une sortie spécifique affecte une entrée particulière du système. En connaissant ces relations, nous pouvons par exemple concevoir ou ajuster le système pour obtenir les réponses souhaitées.

Par exemple, dans la conception de suspensions de véhicules, nous pouvons vouloir minimiser l'accélération du corps pour améliorer le confort des passagers. Les fonctions de transfert comme G31 et G32 nous donnent un moyen quantitatif de mesurer et d'optimiser ces effets. La fonction de transfert G31 mesure comment l'accélération du corps du véhicule est affectée par les perturbations de la route. Minimiser la réponse de l'accélération du corps à ces perturbations peut améliorer le confort des passagers, car cela signifie que la voiture est moins perturbée par les irrégularités de la route. G32 mesure comment l'accélération du corps est affectée par la force externe. L'analyse de cette relation aide à comprendre comment manipuler ou concevoir le système pour obtenir la réponse désirée, ce qui pourrait inclure minimiser l'accélération du corps pour le confort ou la sécurité.

Toutefois, chaque fonction de transfert contribue différemment à l'analyse et à la conception du système. L'objectif n'est pas uniquement de réduire l'accélération du corps du véhicule, mais aussi de parvenir à un compromis idéal entre le confort des passagers et la performance de la conduite. Les diagrammes de Bode sont utiles pour mesurer et illustrer clairement ces équilibres.

La visualisation se fait avec *'bodemag'* et nous obtenons les figures suivantes:

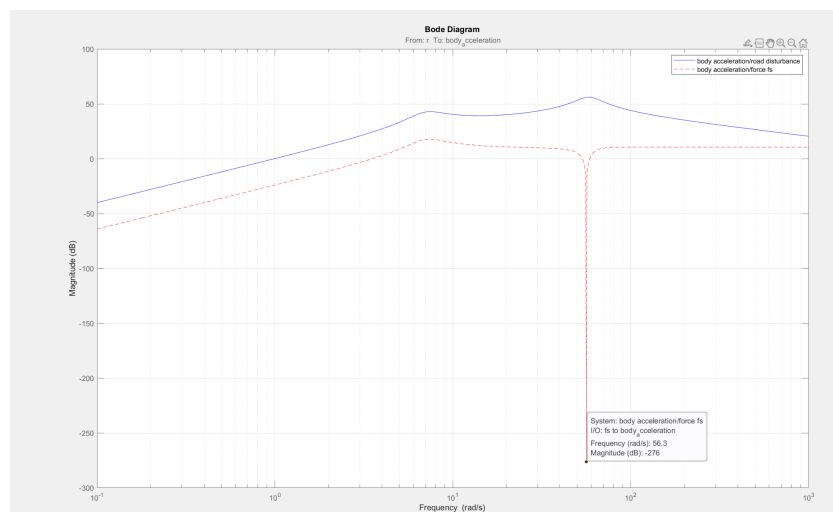


Figure 2- Diagramme de Bode qui compare les réponses en fréquence de l'accélération du corps aux perturbations de la route et à la force externe

La courbe bleue indique un pic de résonance à environ 58 rad/s indique que le système de suspension de la voiture est très réactif aux perturbations routières à cette fréquence. Si la voiture passe sur une route avec des irrégularités qui excitent le système à cette fréquence, cela pourrait causer un inconfort significatif aux passagers à cause de l'amplification de l'accélération du corps de la voiture.

La courbe rouge montre un pic très net et presque vertical à 56.3 rad/s ($w_{tire-hop}$). À cette fréquence spécifique, le système est extrêmement réactif à la force externe ' f_s ', entraînant une oscillation rapide de la roue qui peut compromettre temporairement le contact avec la route. Ce comportement peut nuire au confort des passagers et, plus préoccupant, peut affecter négativement la maîtrise et l'adhérence du véhicule, avec des implications potentielles pour la sécurité.

La hauteur des pics dans le diagramme de Bode représente le gain en dB. Un gain élevé à ces fréquences indique une réponse dynamique fortement amplifiée, ce qui est généralement indésirable et peut nécessiter une attention dans la conception du système pour réduire ces effets.

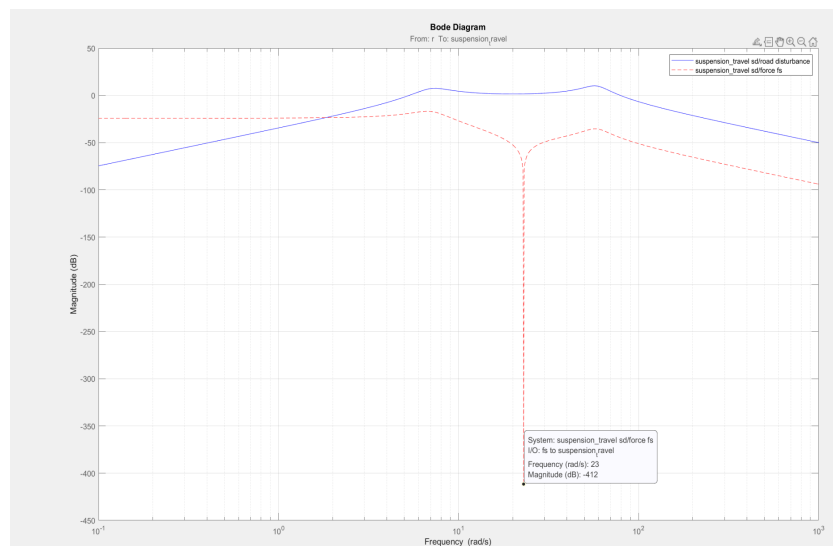


Figure 3- Diagramme de Bode qui compare les réponses en fréquence du déplacement de la suspension aux perturbations de la route et à la force externe

La courbe bleue indique un pic de résonance à 56.9 rad/s, ce qui révèle une fréquence à laquelle la suspension est particulièrement sensible aux perturbations de la route. Cela serait perceptible pour les passagers comme un inconfort notable et pourrait affecter la stabilité du véhicule.

La courbe rouge présente un pic distinct à 23 rad/s ($w_{rattlespace}$), qui est associé à des phénomènes de bruit ou de vibration indésirables au sein de l'espace de la suspension (grincements, cliquetis). Ces vibrations peuvent être transmises à la carrosserie du véhicule, causant du bruit et des sensations potentiellement désagréables pour les passagers.

En raison des zéros sur l'axe imaginaire, le contrôle par rétroaction ne peut pas améliorer la réponse aux perturbations routières r concernant l'accélération du corps \ddot{x}_s à la fréquence du "tire-hop", ni de r à la déflexion de la suspension s_d à la fréquence de l'espace de cliquetis. De plus, en raison de la relation $x_{us} = x_s - s_d$ et du fait que la position de la roue x_{us} suit grossièrement r à basse fréquence (moins de 5 rad/s), il existe un compromis inhérent entre le confort des passagers et la déflexion de la suspension : toute réduction du mouvement du corps à basse fréquence entraînera une augmentation de la déflexion de la suspension.

Le compromis mentionné se réfère à une limitation fondamentale dans la conception des systèmes de suspension des véhicules. L'objectif est de minimiser l'accélération ressentie par les passagers (améliorant ainsi le confort) tout en contrôlant la déflexion de la suspension (ce qui affecte la maniabilité et la durabilité du véhicule). Ces deux objectifs sont souvent contradictoires en raison des caractéristiques physiques du système de suspension et des lois de la dynamique. Pour augmenter le confort des passagers, nous pouvons minimiser l'accélération du corps du véhicule à basse fréquence, ce qui implique généralement une suspension plus souple. Cependant, une suspension plus souple peut augmenter la déflexion de la suspension (le mouvement des composants de la suspension), particulièrement autour de la fréquence de "tire-hop". Inversement, pour contrôler la déflexion de la suspension (améliorant la maniabilité), la suspension doit être plus rigide, ce qui peut augmenter l'accélération ressentie par les passagers et donc réduire le confort, particulièrement dans la plage des basses fréquences.

La conception d'un régulateur linéaire H_∞ est une approche avancée pour aborder le compromis entre le confort des passagers et la déflexion de la suspension dans les systèmes de contrôle de véhicules. Nous explorerons cette approche dans la section suivante.

III. Conception de Régulateur Linéaire H_∞

Les contrôleurs dans cette section sont conçus en utilisant la synthèse linéaire H_∞ . Un schéma bloc de l'interconnexion de la conception de contrôle H_∞ pour le problème de suspension active est présenté ci-dessous:

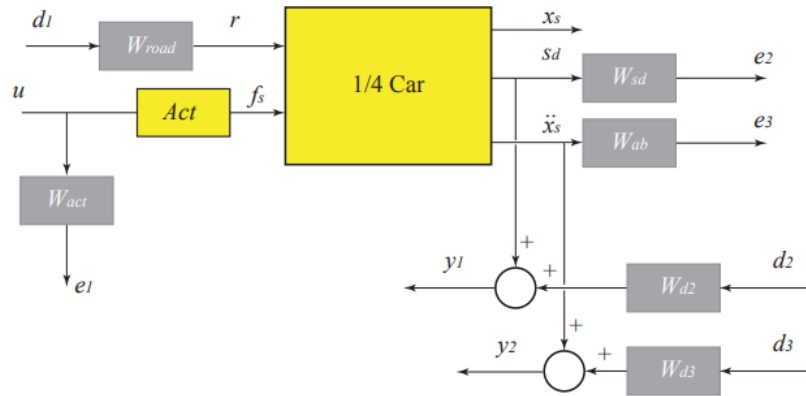


Figure 4- Schéma de contrôle augmenté

La fonction de transfert entre f_s et u (modèle de l'actionneur) est : $Act = \frac{1}{\frac{1}{60}s+1}$, qui représente le comportement dynamique de l'actionneur.

Il y a trois sources de perturbations externes :

- La perturbation de la route r , représentée par un signal normalisé d_1 avec un poids $W_{road} = 0.07$ pour simuler des irrégularités routières de sept centimètres.
- Le bruit des capteurs sur les mesures, symbolisé par des signaux d_2 et d_3 , avec des poids $W_{d2} = 0.01$ et $W_{d3} = 0.5$, pour modéliser le bruit du capteur à large bande d'intensité 0.01 et 0.5 respectivement.

L'objectif de contrôle est de minimiser l'effet de ces perturbations sur l'effort de contrôle u , le déplacement de la suspension s_d et l'accélération du corps \ddot{x}_s . En utilisant la norme H_∞ , on cherche à concevoir un contrôleur qui réduit au maximum ces impacts. Lors de l'utilisation de cette norme H_∞ pour mesurer l'impact, cela revient à concevoir un contrôleur qui minimise la norme H_∞ des entrées de perturbation d_1, d_2 et d_3 aux signaux d'erreur e_1, e_2 et e_3 .

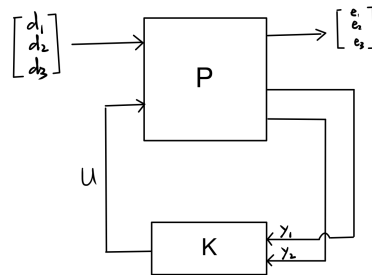


Figure 5- Structure LFT

$$\begin{aligned}
e_1 &= W_{act} u \\
e_2 &= W_{sd} S_d = W_{sd} [G_{21} r + G_{22} f_s] = W_{sd} G_{21} W_{road} d_1 + W_{sd} G_{22} uAct \\
e_3 &= W_{ab} \ddot{x}_s = W_{ab} [G_{31} r + G_{32} f_s] = W_{ab} G_{31} W_{road} d_1 + W_{ab} G_{32} uAct \\
y_1 &= S_d + W_{d2} d_2 = G_{21} W_{road} d_1 + G_{22} uAct + W_{d2} d_2 \\
y_2 &= \ddot{x}_s + W_{d3} d_3 = G_{31} W_{road} d_1 + G_{32} uAct + W_{d3} d_3
\end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & W_{act} \\ W_{sd} G_{21} W_{road} & 0 & 0 & W_{sd} G_{22} uAct \\ W_{ab} G_{31} W_{road} & 0 & 0 & W_{ab} G_{32} uAct \\ G_{21} W_{road} & W_{d2} & 0 & G_{22} uAct \\ G_{31} W_{road} & 0 & W_{d3} & G_{32} uAct \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ u \end{bmatrix} \quad P_{11}, P_{12}, P_{21}, P_{22}$$

$$\begin{aligned}
F(P, K)_{11} &= W_{act} (K_1 M_1 + K_2 M_3) G_{21} W_{road} + W_{act} (K_1 M_2 + K_2 M_4) G_{31} W_{road} \\
F(P, K)_{12} &= W_{act} (K_1 M_1 + K_2 M_3) W_{d2} \\
F(P, K)_{13} &= W_{act} (K_1 M_2 + K_2 M_4) W_{d3} \\
F(P, K)_{21} &= W_{sd} G_{22} uAct (K_1 M_1 + K_2 M_3) G_{21} W_{road} + W_{sd} G_{22} uAct (K_1 M_2 + K_2 M_4) G_{31} W_{road} + W_{sd} G_{21} W_{road} \\
F(P, K)_{22} &= W_{sd} G_{22} uAct (K_1 M_1 + K_2 M_3) W_{d2} \\
F(P, K)_{23} &= W_{sd} G_{22} uAct (K_1 M_2 + K_2 M_4) W_{d3} \\
F(P, K)_{31} &= W_{ab} G_{32} uAct (K_1 M_1 + K_2 M_3) G_{21} W_{road} + W_{ab} G_{32} uAct (K_1 M_2 + K_2 M_4) G_{31} W_{road} + W_{ab} G_{31} W_{road} \\
F(P, K)_{32} &= W_{ab} G_{32} uAct (K_1 M_1 + K_2 M_3) W_{d2} \\
F(P, K)_{33} &= W_{ab} G_{32} uAct (K_1 M_2 + K_2 M_4) W_{d3}
\end{aligned}$$

Le problème H_∞ consiste à trouver un (ou plusieurs) correcteur(s) K qui assurent la stabilité interne de la boucle fermée et qui satisfasse : $\|F(P, K)\|_\infty < \gamma$

Pour définir comme W_{act} un filtre passe-haut afin de pénaliser le contenu en haute fréquence du signal de commande, et par conséquent, pour limiter la bande passante de commande, il est utile de visualiser le diagramme de Bode de $\left| \frac{1}{W_{act}(s)} \right|$ afin d'examiner son comportement fréquentiel.

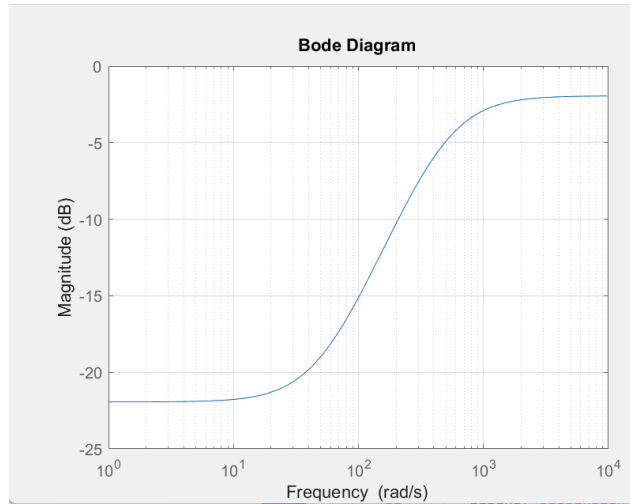


Figure 6- Diagramme de Bode de $\left| \frac{1}{W_{act}(s)} \right|$

$\left| \frac{1}{W_{act}(s)} \right|$ possède une première fréquence de coupure $w_{c1} = 50 \text{ rad/s}$, utilisée pour le comportement du filtre pass-haut, et une deuxième fréquence de coupure $w_{c2} = 500 \text{ rad/s}$, utilisée pour le comportement d'un filtre passe-bas. Sur la base de ce diagramme de Bode, nous pouvons confirmer que W_{act} est un filtre passe-haut qui pénalise le contenu en haute fréquence et limite la bande passante du signal de commande.

Nous définissons $G_{HT} = 0.04 * tf([1/8 \ 1], [1/80 \ 1])$ comme une fonction de transfert pour l'objectif de maniabilité. Le zéro à une fréquence basse ($- \frac{1}{8} \text{ rad/s}$) améliore la réactivité et le contrôle du système à cette fréquence, ce qui est essentiel pour une meilleure maniabilité du véhicule. Le pôle à $- \frac{1}{80} \text{ rad/s}$ aide à stabiliser la réponse globale du système, en évitant une amplification excessive à très basse fréquence et en assurant un comportement contrôlé, ce qui est également crucial pour une bonne maniabilité du véhicule.

$G_{CT} = 0.4 * tf([1/0.45 \ 1], [1/150 \ 1])$ est défini comme une fonction de transfert pour l'objectif de confort. Le zéro à $- \frac{1}{0.45} \text{ rad/s}$ améliore la réponse du système aux fréquences proches de celle-ci, ce qui est essentiel pour gérer les perturbations qui affectent le confort, telles que les ondulations ou les irrégularités modérées de la route. Le pôle à $- \frac{1}{150} \text{ rad/s}$ atténue la réponse du système aux fréquences plus basses, contribuant à une conduite plus douce

en évitant les réponses excessives aux perturbations à basse fréquence, ce qui est bénéfique pour le confort.

En raison des incertitudes liées à l'actionneur et de la présence de zéros sur l'axe imaginaire, le système est conçu pour principalement atténuer les perturbations en dessous de 10 rad/s (nous ne sollicitons pas l'actionneur). Au-delà de cette fréquence, les tentatives d'atténuation deviennent moins efficaces ou ne sont pas requises en raison des limitations intrinsèques du système.

A présent, nous allons tracer en utilisant la commande '*bodemag*', le gain en boucle ouverte de la perturbation routière r à l'accélération du corps \ddot{x}_s et au déplacement de la suspension $s_d = x_s - x_{us}$, puis comparer la courbe avec l'objectif en boucle fermée. Nous obtenons le graphique suivant:

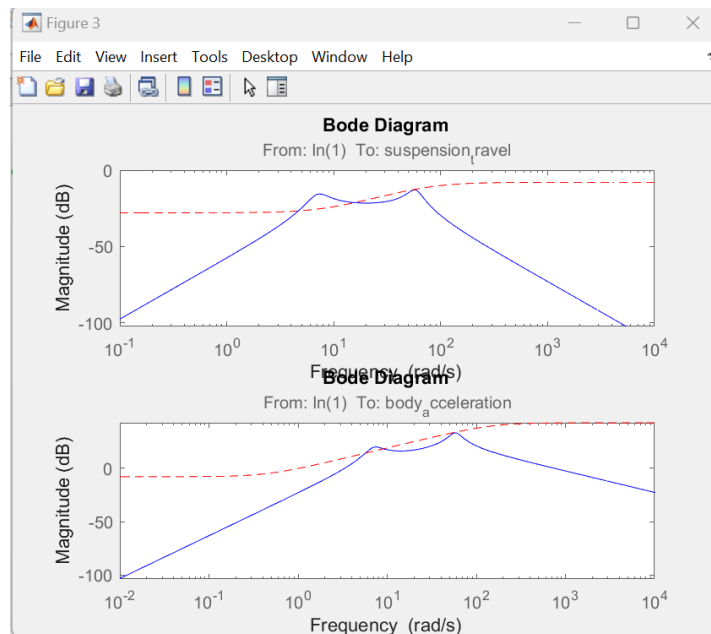


Figure 7- Diagrammes de Bode en boucle ouverte de la perturbation routière au déplacement de la suspension et à l'accélération du corps

Il est essentiel que la courbe représentant la réponse du système en boucle fermée pour l'objectif de maniabilité (courbe rouge) se positionne sous le premier pic de résonance observé dans la réponse en boucle ouverte (courbe bleue). Cette configuration indique que le contrôle exercé par le système est adéquat pour minimiser la résonance, ce qui est crucial pour conserver une maniabilité optimale et une tenue de route sécurisée. Si la courbe rouge se situe au-dessus du pic de la courbe bleue, cela peut signaler un besoin de recalibrage du système pour mieux répondre aux exigences de performance en termes de maniabilité ou tenue de route.

Pour étudier le compromis entre le confort des passagers et la tenue de route, nous devons construire trois ensembles de poids correspondant à trois compromis différents: confort ($\beta=0,01$), équilibre ($\beta=0,5$) et maniabilité ($\beta=0,99$). Avec un β proche de 0, la réponse du système est optimisée pour absorber les irrégularités de la route et minimiser les accélérations ressenties à l'intérieur du véhicule. Un β de 0.5 représente un compromis équilibré entre le confort et la maniabilité. Avec un β proche de 1, la suspension est réglée pour répondre rapidement aux commandes du conducteur et maintenir une bonne adhérence avec la route.

Ainsi, sur Matlab nous allons construire trois contrôleurs différents (K1,K2,K3). Nous commençons par définir le vecteur '*beta*', définissant les trois scénarios de pondération pour la performance. '*Wsd_all*' et '*Wab_all*' sont des vecteurs de fonctions de pondération pour le déplacement de la suspension (S_d) et l'accélération du corps (ab), respectivement. Ces fonctions de pondération sont ajustées en fonction de '*beta*' et des objectifs de performance '*G_HT*' et '*G_CT*' ($W_{Sd} = \frac{\beta}{G_{HT}}$, $W_{ab} = \frac{1-\beta}{G_{CT}}$).

Ensuite, nous commençons par concevoir le contrôleur K1. '*Wsd = Wsd_all(1)*' et '*Wab = Wab_all(1)*' définissent les fonctions de pondération pour le premier contrôleur. Ici, '*Wsd_all(1)*' et '*Wab_all(1)*' récupèrent les premiers éléments des vecteurs '*Wsd_all*' et '*Wab_all*', qui correspondent au cas de confort.

'*[A1,B1,C1,D1] = linmod('QCS_Sim')*' extrait le modèle linéaire du système simulé dans Simulink. '*P1 = ss(A1,B1,C1,D1)*' crée un modèle en espace d'état à partir des matrices obtenues. Ce modèle est utilisé pour la synthèse du contrôleur.

'*[K1,Scl1,gam1] = hinfsyn(P1,2,1)*' synthétise le contrôleur H_∞ K1 en utilisant la fonction hinfsyn. Le modèle 'P1' est le modèle augmenté, '2' représente les entrées, et '1' représente la sortie.

'K1' est le contrôleur synthétisé, 'Scl1' est la fonction de sensibilité fermée, et 'gam1' est le niveau de performance atteint. Enfin, '*K1 = tf(K1)*' convertit le contrôleur synthétisé en deux fonctions de transfert d'ordre 8 (satisfaction du cahier des charges que nous avons défini de manière graphique).

La même méthode de synthèse est appliquée pour créer les contrôleurs K2 et K3, suivant la logique utilisée pour K1.

Pour chaque contrôleur, une valeur spécifique de γ est obtenue:

β	Confort	Compromis	Maniabilité
γ	0.9410	0.6724	0.8877

Il est crucial que la valeur de γ dans la conception des contrôleurs H_∞ soit inférieure à 1, indiquant alors que le système a une bonne marge de robustesse (stabilité du système en boucle fermée, réduction de l'effet des perturbations sur la sortie, fonctionnement optimal du système selon les critères définis).

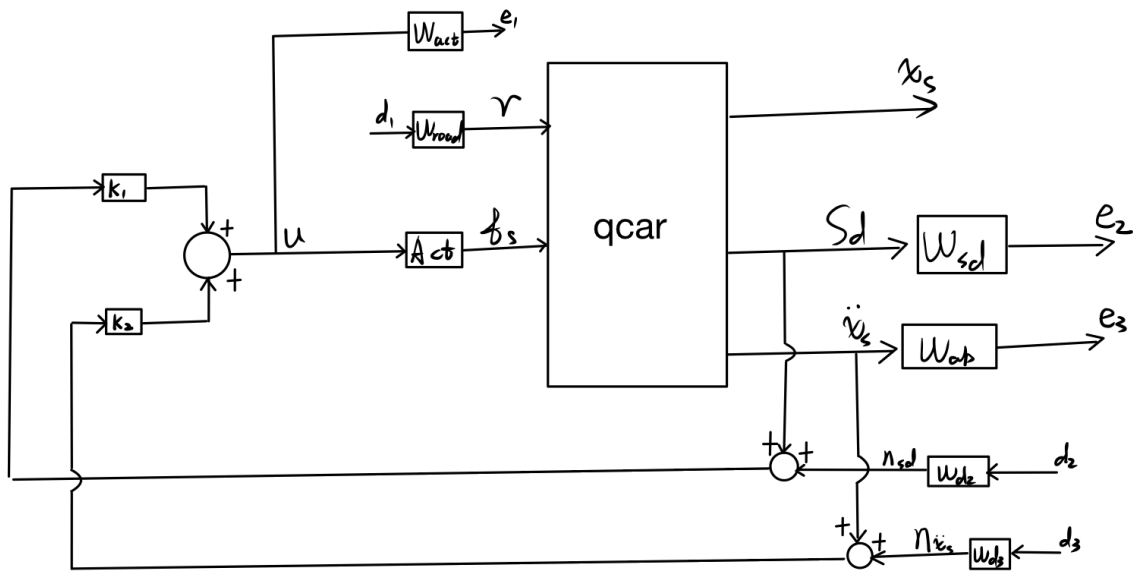


Figure 8-système augmenté correspondant à la conception du contrôle H_{∞}

IV. Analyse en boucle fermée avec la conception du régulateur linéaire H_{∞}

A présent, nous allons créer des modèles en boucle fermée en utilisant les trois contrôleurs développés dans la section précédente.

Pour le modèle en boucle fermée avec K1, nous commençons par extraire les deux composants du contrôleur, correspondant respectivement aux actions de contrôle pour le déplacement de la suspension 'sd' et l'accélération du corps 'ddot{x}_s'.

'Gru' calcule la fonction de transfert de la perturbation 'r' à la commande de contrôle 'u'. Cette fonction prend en compte l'effet combiné du contrôleur K1 et de l'actuateur du système (modélisé par Act).

'Gcl1_11' : Représente la fonction de transfert du déplacement du corps 'xs' en réponse à la perturbation routière 'r'.

'Gcl1_21' : Représente la fonction de transfert du déplacement de la suspension 'sd' en réponse à la perturbation routière 'r'.

'Gcl1_31' : Représente la fonction de transfert de l'accélération du corps 'ddot{x}_s' en réponse à la perturbation routière 'r'.

La même procédure est appliquée pour créer les modèles en boucle fermée avec K2 et K3, suivant la logique utilisée pour le modèle en boucle fermée avec K1.

La création de modèles en boucle fermée pour les différents contrôleurs permet d'analyser et de comparer de manière approfondie leur performance dans des conditions qui se rapprochent du fonctionnement réel du système.

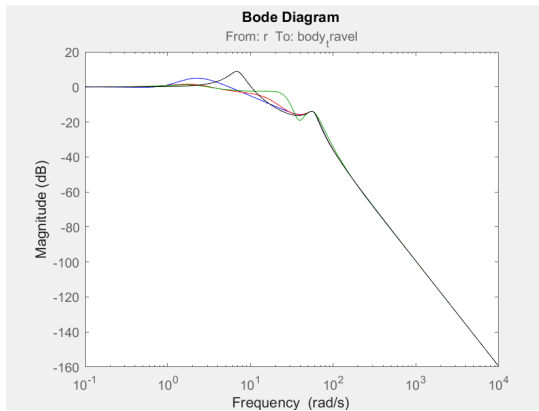


Figure 9- Comparaison des diagrammes de Bode en boucle ouverte et en boucle fermée (déplacement du corps à la perturbation routière)

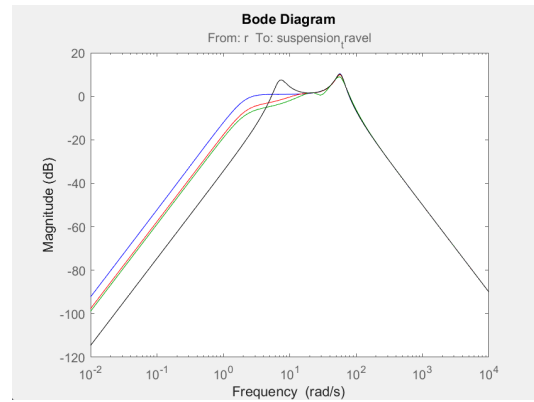


Figure 10- Comparaison des diagrammes de Bode en boucle ouverte et en boucle fermée (déplacement de la suspension à la perturbation routière)

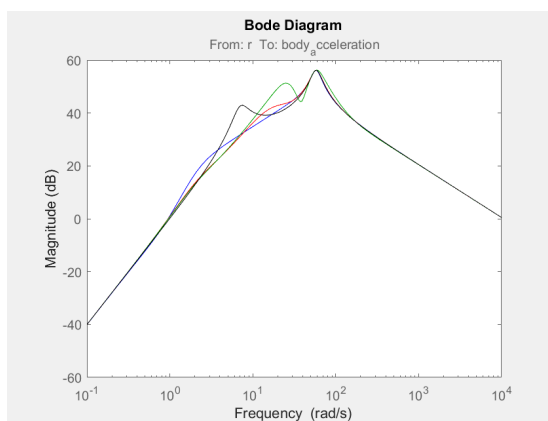


Figure 11- Comparaison des diagrammes de Bode en boucle ouverte et en boucle fermée (l'accélération à la perturbation routière)

Sur les figures 9, 10 et 11, le premier pic de résonance en boucle ouverte (ligne noire) marque une fréquence naturelle du système non contrôlé, où les réponses sont amplifiées. La diminution de ce pic dans les réponses en boucle fermée (lignes verte, rouge, bleue) indique que les contrôleurs ajustent efficacement la réponse du système, réduisant la résonance.

Nous voulons ensuite simuler la réponse du système aux perturbations de la route pour les trois différents réglages de contrôleurs: confort, équilibré, et maniabilité, ainsi qu'une simulation sans contrôle pour comparaison. Nous faisons ceci pour tester comment différents réglages de contrôleurs (confort, équilibré, maniabilité) affectent la réponse du système aux perturbations. Cela permet de voir quel contrôleur gère le mieux les

perturbations, en termes de confort des passagers (en atténuant les vibrations) et de maniabilité (en maintenant une bonne tenue de route). Nous souhaitons aussi identifier les réglages optimaux pour les contrôleurs de suspension qui fournissent le meilleur équilibre entre le confort des passagers et la réponse dynamique du véhicule. Et vérifier la robustesse du système de contrôle face à des perturbations variables.

Nous commençons par définir la perturbation de la route:

`'Fs=1e3; Ts=1/Fs'`: La fréquence d'échantillonnage est définie à 1000 Hz, et le pas de temps correspondant est de 1 milliseconde.

`'t = 0:Ts:1'`: Un vecteur de temps est créé de 0 à 1 seconde avec un pas de temps de 1 ms.

`'roaddist = zeros(size(t))'`: Un vecteur de perturbation routière est initialisé avec des zéros.

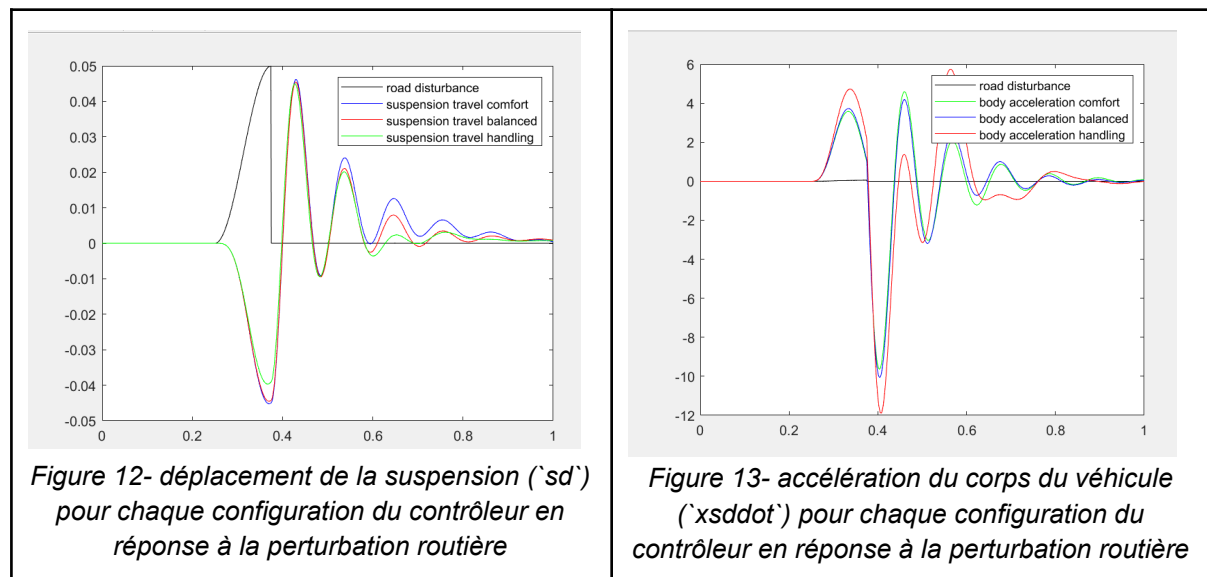
`'nn=round(length(roaddist)/8)'`: Un huitième de la longueur du vecteur de perturbation est calculé et arrondi au nombre entier le plus proche.

`'roaddist(250:250+nn) = 0.025*(1-cos(8*pi*t(250:250+nn)))'`: Un profil de perturbation de route est créé en utilisant une fonction cosinus pour simuler un obstacle ou une bosse sur la route.

Ensuite, nous passons à la simulation de la réponse de la suspension:

`'lsim'` est utilisé pour simuler la réponse de la suspension (`'sd'`) et de l'accélération du corps (`'xsddot'`) pour chaque configuration de contrôleur, ainsi que sans contrôleur, en réponse à la perturbation routière générée.

Enfin nous traçons les résultats pour visualiser pour évaluer l'efficacité des différents réglages du contrôleur:



La perturbation routière s'apparente à une bosse. Le "pic inversé" que nous voyons dans la réponse du système de suspension représente la réponse du système d'amortissement de la voiture à cette perturbation. Si ce pic est inversé par rapport à la perturbation d'origine, cela suggère que le système de suspension réagit de manière à contrecarrer l'effet de la perturbation, essentiellement, il tente d'absorber le choc pour maintenir la stabilité et le confort à l'intérieur du véhicule.

Les oscillations qui suivent ensuite et qui tendent vers zéro représentent les vibrations résiduelles du véhicule alors qu'il revient à un état d'équilibre après avoir absorbé l'impact de la perturbation. Le fait que ces oscillations tendent vers zéro indique que le système de suspension parvient à amortir progressivement ces vibrations, ce qui est souhaitable pour le confort des passagers et la tenue de route du véhicule.

Le mode Confort privilégie la réduction des accélérations ressenties par les passagers. Ceci est généralement atteint par une plus grande déflexion de la suspension 'sd', ce qui permet d'absorber les irrégularités de la route et de réduire l'impact sur les passagers.

A l'inverse, dans le mode Maniabilité, une réponse plus directe et une plus grande accélération est typique d'un réglage de suspension axé sur ce mode.

La réponse du déplacement de la suspension (sd) en mode compromis doit se situer entre les réponses des modes confort et maniabilité. Cela indique que le système essaie de maintenir un certain niveau de confort en absorbant les chocs et les vibrations de la route, tout en garantissant que le véhicule reste réactif et stable lors des changements de direction ou dans des situations où la maniabilité est cruciale.

De même, pour la réponse de l'accélération du corps, le mode compromis vise à maintenir une force d'accélération qui ne soit pas trop élevée pour éviter l'inconfort des passagers, tout en étant suffisamment réactive pour que le conducteur ait un bon retour de la route et une bonne maîtrise du véhicule.

V. Propositions d'améliorations

En modifiant les pondérations W_{act} , W_{sd} et W_{ab} , nous allons personnaliser les paramètres des contrôleurs H_∞ et optimiser ses performances pour répondre aux objectifs fixés. Nous avons spécifié les trois pondérations de la manière suivante :

```
Wact = 5*tf([1 40],[1 500]);
G_HT = 0.04 * tf([1/8 1],[1/60 1]); % HandlingTarget
G_CT = 0.4 * tf([1/0.6 1],[1/80 1]); % ComfortTarget
```

Par ailleurs, en augmentant les gains des pondérations W_{ab} , W_{sd} pour la première valeur de β (0.01) comme ceci:

```
Wab_all(1) = Wab_all(1) * tf(1, [1/10 1]); % Augmentation du gain
Wsd_all(1) = Wsd_all(1) * tf(1, [1/10 1]); % Augmentation du gain
```

(pareil pour les contrôleurs K2 et K3), cela va augmenter la réactivité du système (nous obtenons une réponse en boucle fermée plus rapide aux perturbations et aux commandes, ceci peut se traduire par une meilleure performance en termes de rejet de perturbation par exemple).

Voici les valeurs obtenues pour γ :

β	Confort	Compromis	Maniabilité
γ	0.5374	0.6334	0.8817

Les valeurs obtenues pour γ sont toujours inférieures à 1.

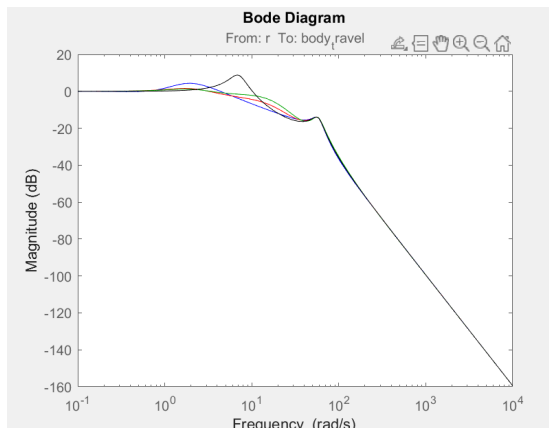


Figure 14-déplacement du corps à la perturbation routière

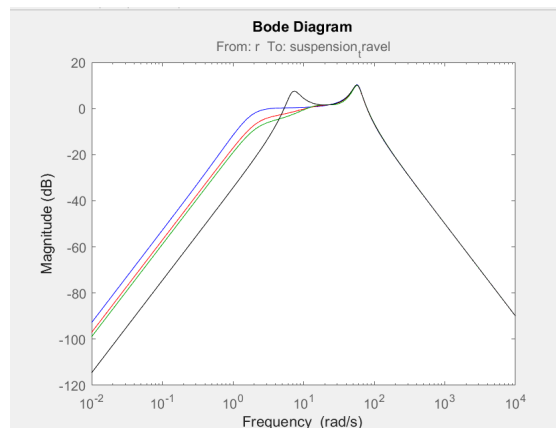


Figure 15-déplacement de la suspension à la perturbation routière

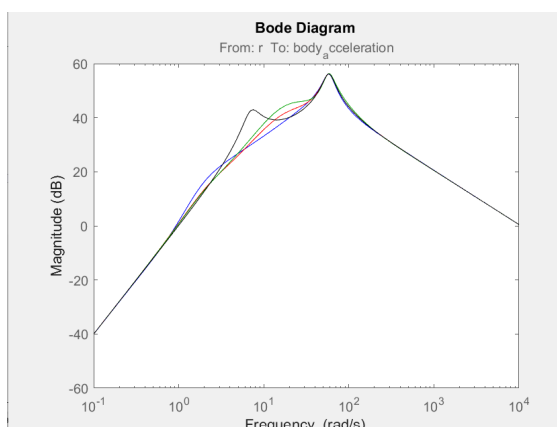


Figure 16-l'accélération à la perturbation routière

Sur la figure 16, les ajustements effectués ont conduit à une légère amélioration du confort. Cependant, dans l'ensemble, ils n'ont pas engendré de modifications majeures.

Nous pouvons également songer à changer la forme de la perturbation. En effet, cette modification peut potentiellement avoir un impact sur la performance du système en suspension (influence sur la manière dont le système réagit aux irrégularités de la route). Cela peut être utile pour évaluer la robustesse et la performance des contrôleurs.

Nous pouvons modéliser la perturbation sous forme de trou sur matlab de la manière suivante:

```

% Créer une perturbation en forme de trou
amplitude_trou = -0.05; % Amplitude du trou (négative pour un
trou)
debut_trou = 0.5; % Temps de début du trou
largeur_trou = 0.1; % Largeur du trou
% Appliquer la perturbation au vecteur roaddist
trou_index = (t >= debut_trou) & (t <= debut_trou + largeur_trou);
roaddist(trou_index) = amplitude_trou;

```

Nous générons les graphiques suivants:

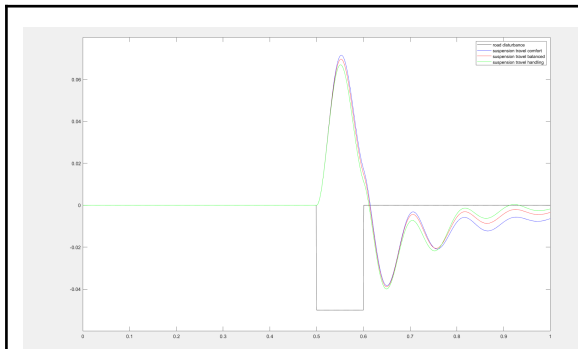


Figure 16-déplacement de la suspension ('sd') pour chaque configuration du contrôleur en réponse à la perturbation routière

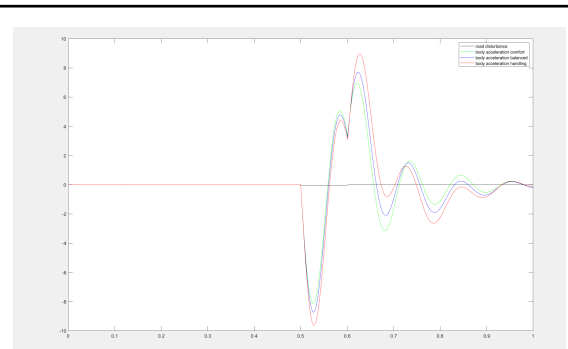


Figure 17-accélération du corps du véhicule ('xsddot') pour chaque configuration du contrôleur en réponse à la perturbation routière

Les contrôleurs développés présentent des performances satisfaisantes et peuvent absorber efficacement la perturbation.

Une autre piste d'améliorations est l'application de la μ -synthèse. Le contrôle H_∞ est une méthode de contrôle robuste qui se concentre principalement sur les performances d'un système face à des perturbations externes maximales. Cette approche vise à concevoir un contrôleur en minimisant une mesure de performance spécifique, telle que le gain d'énergie maximal, afin que le système puisse résister efficacement aux perturbations et au bruit. Le contrôle H_∞ est adapté pour traiter une certaine quantité d'incertitude dans le modèle, et son processus de conception implique généralement la résolution d'inégalités matricielles linéaires (LMI). Les avantages de cette méthode comprennent une signification physique claire et des critères de performance directs, ce qui la rend particulièrement adaptée aux situations où des indicateurs de suppression de perturbations claires sont nécessaires.

Le contrôle μ -synthèse, en comparaison, est une méthode de contrôle robuste spécifiquement conçue pour traiter les incertitudes structurelles dans le système. Il est basé sur la mesure de la sensibilité du système aux incertitudes (utilisant la valeur singulière de structure μ) pour concevoir un contrôleur. L'objectif est de maintenir la stabilité du système et de répondre aux exigences de performance, en tenant compte de toutes les combinaisons possibles d'incertitudes. La μ -synthèse est particulièrement adaptée aux systèmes présentant des structures d'incertitude complexes ou difficiles à quantifier, offrant

une analyse de robustesse complète. Son principal avantage réside dans son adaptation aux systèmes fortement incertains, notamment en cas de variations importantes des paramètres.

Dans notre recherche, passer du contrôle H_∞ au contrôle μ -synthèse signifie évoluer d'une approche axée principalement sur la suppression des perturbations externes à une prise en compte plus globale des incertitudes internes du système. Cette transition permet à notre stratégie de contrôle de mieux s'adapter à un environnement d'incertitudes complexe, renforçant ainsi la robustesse globale du système. Avec la μ -synthèse, nous pouvons effectuer une analyse et une conception plus approfondies du contrôleur pour traiter des facteurs d'incertitude qui pourraient ne pas être pleinement pris en compte dans le cadre du contrôle H_∞ .

Cette transition revêt une importance particulière lorsqu'il s'agit de systèmes présentant des structures d'incertitude complexes. Elle offre une solution plus complète pour garantir la stabilité et les performances du système dans un large éventail de conditions de fonctionnement et d'incertitudes. En adoptant l'approche de la μ -synthèse, notre recherche peut mieux relever les défis posés par l'incertitude, améliorant ainsi la robustesse de la stratégie de contrôle.

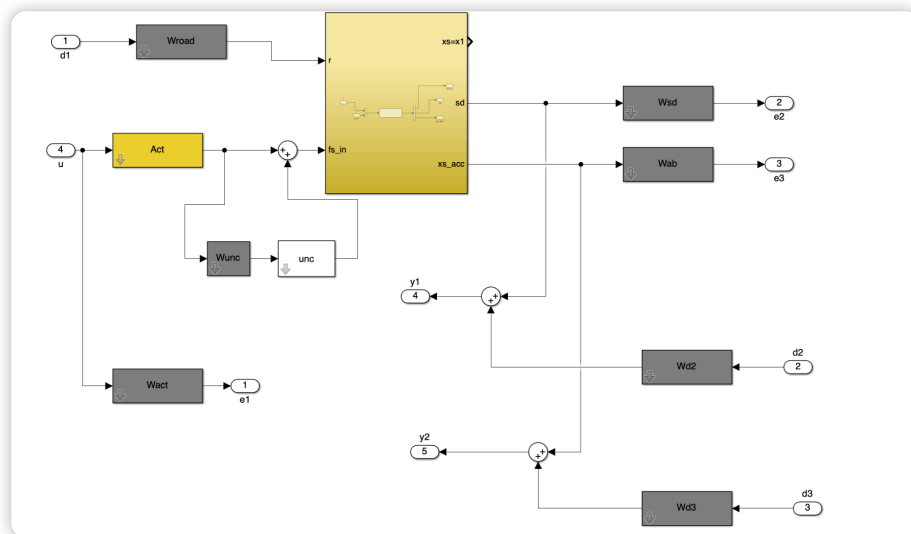


Figure 18-Modification du modèle Simulink: ajout de l'incertitude et de sa fonction de pondération

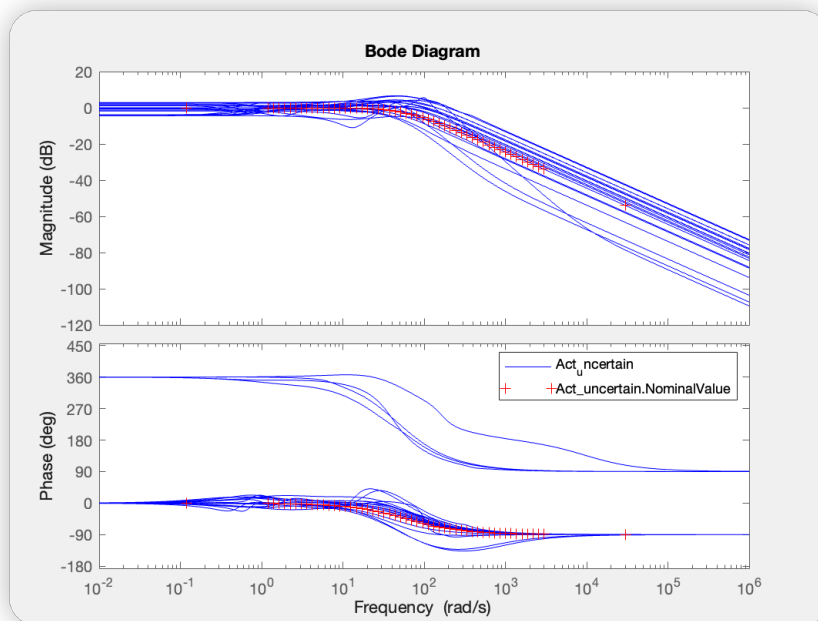


Figure 18-Diagramme de Bode de Act influencé par les incertitudes

Dans la μ -synthèse, notre objectif est de minimiser la valeur maximale de μ . Nous obtenons pour le mode Confort:

D-K ITERATION SUMMARY:				
Robust performance				Fit order
Iter	K Step	Peak MU	D Fit	D
1	0.9402	0.9401	0.9402	6
2	0.9402	0.9401	0.9402	6
3	0.9402	0.9401	0.9402	6

Best achieved robust performance: 0.94

Ici, la meilleure performance robuste est obtenue pour 0.94 (cette valeur est déjà minimisée)

Pour le mode Compromis:

D-K ITERATION SUMMARY:				
Robust performance				Fit order
Iter	K Step	Peak MU	D Fit	D
1	1.037	1.026	1.035	4
2	0.9772	0.935	0.9425	8
3	0.9281	0.9117	0.9205	8
4	0.9102	0.9095	0.9194	10
5	0.9059	0.9059	0.9159	8

Best achieved robust performance: 0.906

Ici, la meilleure performance robuste est obtenue pour 0.906

Pour le mode Maniabilité:

D-K ITERATION SUMMARY:				
Robust performance				Fit order
Iter	K Step	Peak MU	D Fit	D
1	1.431	1.425	1.437	10
2	1.297	1.297	1.305	8
3	1.246	1.246	1.251	8
4	1.245	1.245	1.248	8
5	1.244	1.244	1.246	10
Best achieved robust performance: 1.24				

Ici, la meilleure performance robuste est obtenue pour 1.24

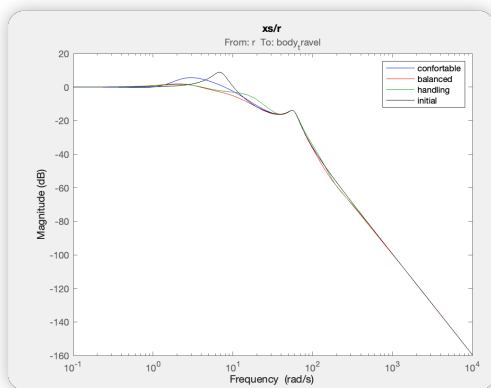


Figure 19-déplacement du corps à la perturbation routière

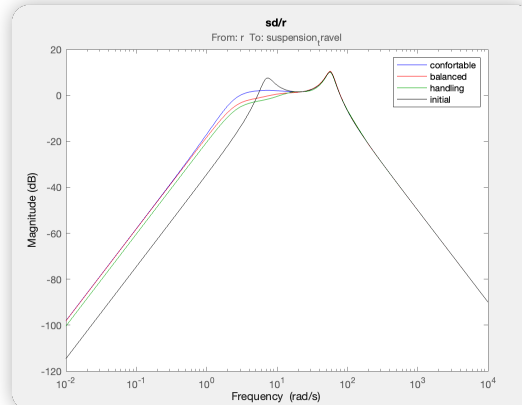


Figure 20- déplacement de la suspension à la perturbation routière

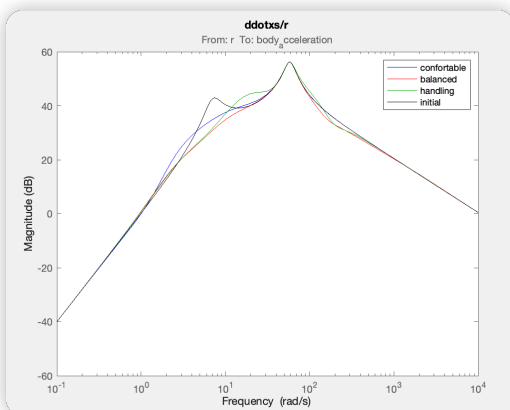


Figure 21-l'accélération à la perturbation routière

Sur la figure 21, nous pouvons observer que la courbe bleue (correspondant au confort) atténue moins le premier pic de résonance par rapport à celle obtenue dans le cadre de la synthèse H_∞ . Par conséquent, le confort est réduit. Hormis cela, nous n'observons pas de changements majeurs par rapport à la synthèse H-infini.

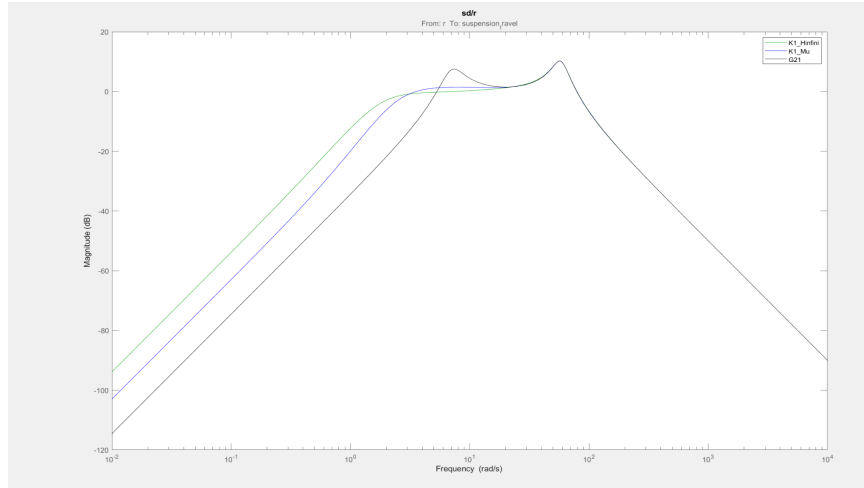


Figure 22- Comparaison entre K_{1,H_∞} et $K_{1,\mu}$ pour le déplacement de la suspension à la perturbation routière

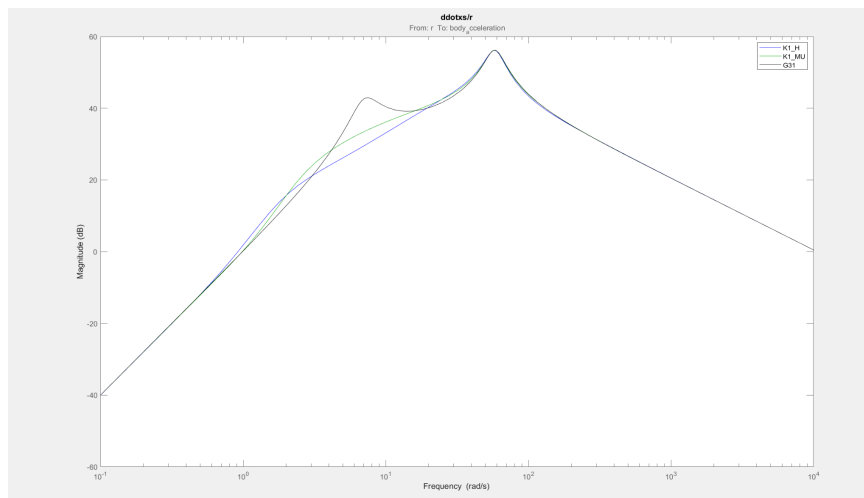


Figure 23-Comparaison entre K_{1,H_∞} et $K_{1,\mu}$ pour l'accélération à la perturbation routière

VI. Conclusion

Le projet s'est principalement concentré sur la conception d'un contrôleur H-infini visant à établir un compromis entre la tenue de route et le confort des passagers. Dans le cadre de la synthèse H_∞ , nous n'avons pas pris en compte les incertitudes du modèle, ce qui a limité sa capacité à traiter des situations plus complexes.

Pour améliorer la performance du système de contrôle, nous avons introduit la méthode de la mu-analyse, qui est plus adaptée pour traiter des modèles comportant des incertitudes significatives. Cependant, il est intéressant de noter que les résultats obtenus pour les deux approches sont pratiquement identiques, ce qui soulève la question de comment améliorer le modèle de la mu-analyse pour rendre le système de contrôle encore plus performant.

Pour aller de l'avant, nous pourrions envisager un suivant d'amélioration du modèle de la μ -analyse :

- Affiner la modélisation de l'incertitude : Il est possible que le modèle d'incertitude utilisé dans la mu-analyse ne capture pas complètement la complexité du système réel. Une modélisation plus précise des incertitudes pourrait conduire à des résultats plus significatifs.