
Modélisation d'un ABS et EBD

Travail réalisé par :
CHERIF Enzo, GUIVARCH Ewen
Étudiants à Seatech en Promo 2025
3A, filière SYSMER

Supervisé par :
M. Valentin GIES, Professeur des universités, SEATECH

Dans le cadre du cours :

MICROC

Novembre 2024



Table des matières

1	Introduction	3
1.1	Objectif du projet	3
1.2	Contexte et enjeux du freinage automobile	3
2	Modélisation du freinage sans ABS	4
2.1	Paramètres du système	4
2.2	Modélisation de la force de frottement pneu-route	5
2.3	Entrées et sortie	5
2.4	Principe de fonctionnement	5
2.5	Modèle Simulink	6
2.5.1	Blocs utilisés :	6
2.5.2	Processus de calcul :	6
2.6	Modélisation du comportement dynamique de la voiture	6
2.7	Hypothèses simplificatrices	7
2.8	Équations du mouvement	7
2.9	Implémentation dans Simulink	7
2.10	Modélisation du comportement dynamique de la roue	7
2.11	Hypothèses	8
2.12	Entrées et sortie	8
2.13	Équations du mouvement	8
2.14	Implémentation dans Simulink	9
2.15	Simulation et analyse des performances sans ABS	9
2.15.1	Cas étudiés	9
2.15.2	Analyse des résultats	10
2.15.3	Interprétation des résultats	13
2.15.4	Limitations d'un système sans ABS	14
2.16	Influence du système de transmission pneumatique	14
2.16.1	Fonction de transfert du système pneumatique	14
2.16.2	Effet sur la simulation	14
3	Ajout d'un système ABS (Anti-Blocage de Roues)	15
3.1	Modélisation de l'ABS à temps continu	15
3.1.1	Calcul de l'erreur	15
3.1.2	Activation normale de l'ABS	15
3.1.3	Régulation avec le correcteur PID	16
3.1.4	Intégration dans le modèle	16
3.2	Simulation d'un ABS à temps continu	17
3.2.1	Simulation avec échelon de force de freinage	17
3.2.2	Simulation avec une rampe progressive	18
3.2.3	Analyse globale	18
3.3	Modélisation de l'ABS à temps discret	18
3.3.1	Formule discrète du correcteur PI	18
3.3.2	Mise en œuvre dans Simulink	19
3.3.3	Intégration dans le système ABS	19
3.4	Simulation d'un ABS à temps discret	19
3.4.1	Observations principales	19
3.4.2	Conclusion	20
3.5	Modélisation d'un ABS tout ou rien (Correcteur TOR)	20
3.5.1	Principe du Correcteur TOR	20
3.5.2	Couple de freinage corrigé	21
3.5.3	Implémentation et fonctionnement global	21
3.6	Simulation d'un ABS tout ou rien (Correcteur TOR)	21
3.6.1	Méthodologie de simulation	21
3.6.2	Résultats	22
3.7	Analyse	23
3.8	Conclusion	23
3.9	Modélisation d'un ABS TOR Amélioré avec une Fonction de Contrôle	23
3.9.1	Logique du Correcteur Amélioré	23
3.9.2	Détails de la Fonction	24

3.9.3	Ajout du Bloc de Calcul Final	24
3.10	Paramètres et Avantage de de la Fonction	25
3.11	Simulation d'un ABS TOR Amélioré avec une Fonction de Contrôle	25
3.11.1	Résultats de Simulation	25
3.11.2	Analyse des Améliorations	26
4	Répartiteur Électronique de Freinage (EBD)	27
4.1	Introduction	27
4.2	Répartition Statique des Masses en Absence d'Accélération	27
4.2.1	Données	27
4.2.2	Hypothèses	27
4.2.3	Application du Théorème du Moment	27
4.2.4	Résultats	28
4.3	Répartition Dynamique des Masses lors d'un Freinage d'Urgence	28
4.3.1	Données du problème	28
4.3.2	Forces appliquées	28
4.3.3	Calcul de la répartition dynamique	28
4.3.4	Interprétation	29
4.4	Vérification de l'Adhérence du Train Arrière	29
4.4.1	Calcul de la force normale sur le train arrière	29
4.4.2	Interprétation	29
4.5	Modification du modèle Simulink pour la séparation des trains avant et arrière	30
4.5.1	Calcul de l'accélération de la voiture	30
4.5.2	Séparation des forces normales avant et arrière	30
4.5.3	Modèle de freinage différencié avant et arrière	31
4.5.4	Somme des forces de freinage	31
4.5.5	Vue d'ensemble du modèle global	32
4.5.6	Conclusion	32
4.6	Le train arrière a-t-il tendance à se bloquer avant le train avant ?	32
4.6.1	Analyse des résultats de la simulation	32
4.6.2	Explications physiques	33
4.6.3	Impact sur le comportement de la voiture	33
4.7	Modification du modèle Simulink pour la séparation des trains avant et arrière	33
4.7.1	Répartition de l'Effort de Freinage	33
4.7.2	Modèle Simulink Associé	33
4.8	Verification de l'EBD	34
4.8.1	Méthodologie	34
4.8.2	Résultats	34
4.8.3	Comparaison avec un freinage sans EBD	35
5	Résultats et Analyses	35
5.1	Tableau des performances des contrôleurs ABS	35
5.2	Analyse des résultats	36
5.3	Performance globale du système EBD	36
5.3.1	Répartition des forces de freinage	36
5.3.2	Amélioration de la stabilité du véhicule	36
5.3.3	Optimisation des distances d'arrêt	36
5.3.4	Avantages pratiques	37

1 Introduction

1.1 Objectif du projet

Le projet vise à modéliser et à analyser un système de freinage automobile, en mettant un accent particulier sur l'amélioration des performances grâce à l'intégration d'un système ABS (Anti-Blocage de Roues). L'objectif principal est de comprendre et de simuler les dynamiques du freinage, tant avec qu'en l'absence d'un système ABS, afin de mieux appréhender son impact sur la sécurité et l'efficacité du freinage.

Pour atteindre cet objectif, le projet s'articule autour de plusieurs étapes clés, notamment :

- La modélisation mathématique et numérique des forces en jeu lors du freinage.
- L'étude du comportement dynamique de la voiture et de ses roues en condition de freinage avec et sans glissement.
- La conception et l'optimisation d'un système ABS, basé sur des correcteurs à temps continu, discret, et une approche par corrections successives.
- L'intégration d'un répartiteur électronique de freinage (EBD) permettant une répartition optimale des efforts entre le train avant et le train arrière.

Ce travail a pour ambition d'améliorer la compréhension des mécanismes de freinage avancés et de fournir une base solide pour des simulations permettant de valider les performances des systèmes étudiés. En outre, il ouvre la voie à d'éventuelles améliorations techniques pour optimiser la distance de freinage tout en garantissant la stabilité et la sécurité du véhicule.

1.2 Contexte et enjeux du freinage automobile

Le freinage est une fonction cruciale dans les systèmes automobiles, garantissant la sécurité des usagers et des tiers en permettant le contrôle et l'arrêt rapide du véhicule en cas d'urgence. Au-delà de son rôle dans la réduction de la distance d'arrêt, le freinage joue un rôle essentiel dans la stabilité du véhicule, en évitant les pertes d'adhérence ou les dérapages incontrôlés.

Cependant, les limitations physiques liées au contact pneu-route, notamment en cas de conditions défavorables (pluie, neige, ou verglas), représentent des défis majeurs pour assurer une efficacité optimale du freinage. Ces situations peuvent entraîner un blocage des roues, réduisant l'adhérence et augmentant considérablement la distance d'arrêt. Pour pallier ces problématiques, des systèmes avancés comme l'ABS (Anti-Blocage de Roues) et l'EBD (Répartiteur Électronique de Freinage) ont été développés.

Historiquement, l'ABS a d'abord été proposé en tant qu'option sur les véhicules haut de gamme, témoignant de son coût élevé et de son orientation initiale vers une clientèle privilégiée. Il a été introduit pour la première fois sur une voiture de série en 1978 par **Mercedes-Benz et Bosch**, sur la **Mercedes Classe S W116**. Ce système marqua une avancée révolutionnaire dans la sécurité automobile en réduisant significativement les risques de blocage des roues lors d'un freinage brusque. À l'époque, il constituait une option coûteuse, accessible uniquement à certains conducteurs.

Aujourd'hui, l'ABS est devenu un élément obligatoire sur toutes les voitures neuves dans de nombreux pays, reflétant son importance en matière de sécurité routière. L'Union Européenne, par exemple, impose la présence de l'ABS sur tous les véhicules immatriculés après 2004. Ce passage d'un système optionnel à une obligation légale illustre l'efficacité et la nécessité de cette technologie, qui permet non seulement de réduire la distance de freinage, mais également de maintenir le contrôle directionnel du véhicule en cas d'urgence.

Le contexte actuel de l'industrie automobile met en avant une recherche constante d'innovations pour renforcer la sécurité active des véhicules tout en respectant des contraintes de coût, de fiabilité, et de performance. L'intégration de systèmes comme l'ABS et l'EBD est désormais un standard pour améliorer la sécurité routière, en permettant :

- Une maîtrise optimale du véhicule même en cas de freinage d'urgence.
- Une réduction des distances de freinage dans des conditions variées.
- Une gestion équilibrée de la répartition des forces de freinage entre les roues avant et arrière.

Le projet s'inscrit dans cette dynamique d'innovation et d'amélioration continue des systèmes de freinage, en s'appuyant sur la modélisation et la simulation pour comprendre les mécanismes sous-jacents et évaluer

l'impact de solutions technologiques comme l'ABS. Il vise à fournir des outils et des approches pratiques pour concevoir des systèmes de freinage plus performants, tout en explorant leurs limites et en proposant des pistes d'amélioration.

Dans un contexte où la sécurité automobile reste une priorité, ce travail contribue à la formation d'ingénieurs capables de relever les défis technologiques liés à la sécurité et à la performance des véhicules modernes.

2 Modélisation du freinage sans ABS

2.1 Paramètres du système

Voici les paramètres utilisés pour modéliser le freinage de l'automobile, accompagnés de leur définition en MATLAB :

1. **Gravité (g)** : La gravité terrestre est fixée à $g = 9.81 \text{ m/s}^2$.

Code MATLAB :

```
g = 9.81; % Gravité terrestre (m/s^2)
```

2. **Vitesse initiale (v_0)** : La vitesse initiale du véhicule est $v_0 = 27.77 \text{ m/s}$ (soit 100 km/h).

Code MATLAB :

```
v0 = 27.77; % Vitesse initiale (m/s)
```

3. **Rayon de la roue (r_{roue})** : Le rayon des roues est $r_{\text{roue}} = 0.3 \text{ m}$.

Code MATLAB :

```
r_roue = 0.3; % Rayon de la roue (m)
```

4. **Moment d'inertie (J)** : Le moment d'inertie d'une roue est $J = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

Code MATLAB :

```
J = 0.5; % Moment d'inertie de la roue (kg.m^2)
```

5. **Masse du véhicule (m)** : La masse totale du véhicule est $m = 1000 \text{ kg}$.

Code MATLAB :

```
m = 1000; % Masse du véhicule (kg)
```

6. **Coefficient de frottement maximal (f)** : Le coefficient de frottement est $f = 0.8$.

Code MATLAB :

```
f = 0.8; % Coefficient de frottement maximal
```

7. **Force normale (N)** : La force normale exercée sur chaque roue est calculée comme :

$$N = \frac{m \cdot g}{4}$$

Avec les valeurs choisies, $N = 2452.5 \text{ N}$.

Code MATLAB :

```
N = (m * g) / 4; % Force normale par roue (N)
```

Ces paramètres définis permettent d'établir les bases de la modélisation et de la simulation du système de freinage, en prenant en compte les forces et dynamiques impliquées.

2.2 Modélisation de la force de frottement pneu-route

La modélisation de la force de freinage prend en compte les limites d'adhérence des pneus, en passant par deux cas : freinage sans glissement (régime de Coulomb) et freinage avec glissement. Le système ajuste dynamiquement la force de frein pour garantir des conditions réalistes et sûres.

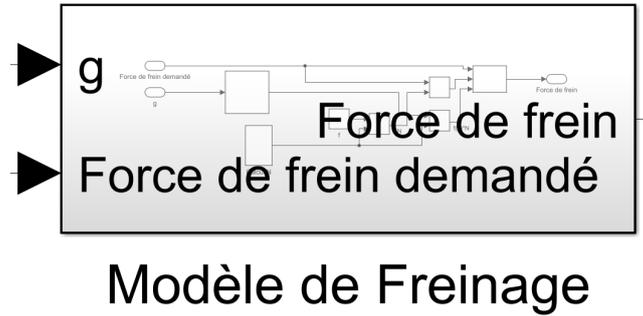


FIGURE 1 – Vue d'ensemble du modèle de freinage

2.3 Entrées et sortie

— **Entrées :**

1. **Force de frein demandée ($F_{\text{demandée}}$)** : Force appliquée par le conducteur ou le système de freinage.
2. **Glissement (g)** : Mesure du taux de glissement calculé comme :

$$g = \frac{V_{\text{voiture}} - V_{\text{roue}}}{V_{\text{voiture}}}$$

— **Sortie :**

- **Force de frein effective (F_{frein})** : Force réellement appliquée sur la roue après ajustement selon les conditions d'adhérence.

2.4 Principe de fonctionnement

1. **Calcul de la limite d'adhérence sans glissement ($f \cdot N$)** : La force maximale admissible avant glissement est donnée par :

$$F_{\text{limite}} = f \cdot N$$

où :

- $f = 0.8$ est le coefficient de frottement maximal.
- $N = \frac{m \cdot g}{4}$ est la force normale par roue.

2. **Comparaison de $F_{\text{demandée}}$ avec F_{limite} :**

— Si $F_{\text{demandée}} \leq F_{\text{limite}}$, alors :

$$F_{\text{frein}} = F_{\text{demandée}}$$

— Si $F_{\text{demandée}} > F_{\text{limite}}$, alors :

$$F_{\text{frein}} = f(g) \cdot N$$

où $f(g)$ est déterminé en passant g dans une **Lookup Table**.

3. **Calcul en cas de glissement ($f(g) \cdot N$) :**

- Le taux de glissement g est utilisé comme entrée dans une Lookup Table (table de recherche) pour récupérer $f(g)$.
- La force recalculée est alors :

$$F_{\text{frein}} = f(g) \cdot N$$

2.5 Modèle Simulink

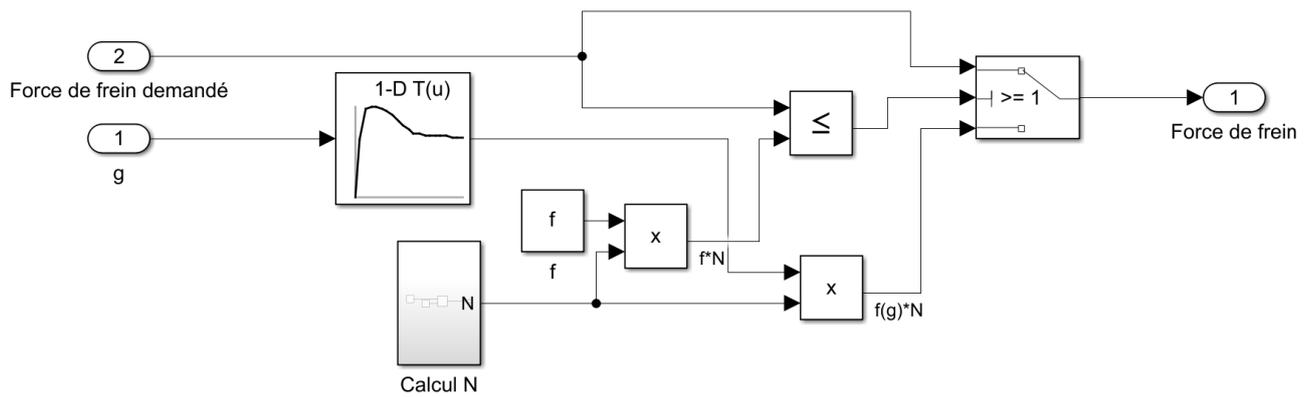


FIGURE 2 – Vue détaillée du modèle de freinage avec les blocs internes

2.5.1 Blocs utilisés :

1. **Comparateur (\leq)** : Compare $F_{demandée}$ à F_{limite} .
2. **Lookup Table (1-D T(u))** : Détermine $f(g)$ en fonction de g .
3. **Blocs mathématiques** :
 - Multiplication pour calculer $F_{limite} = f \cdot N$.
 - Multiplication pour calculer $F_{frein} = f(g) \cdot N$.
4. **Switch** : Sélectionne F_{frein} selon le cas (avec ou sans glissement).

2.5.2 Processus de calcul :

1. La force de frein demandée ($F_{demandée}$) est comparée à $F_{limite} = f \cdot N$.
2. Si $F_{demandée} \leq F_{limite}$, elle est directement appliquée.
3. Sinon, le taux de glissement g est utilisé pour récupérer $f(g)$ via la Lookup Table. La force recalculée $f(g) \cdot N$ est alors appliquée.

2.6 Modélisation du comportement dynamique de la voiture

Pour modéliser le comportement dynamique de la voiture lors du freinage, on considère le véhicule comme une masse soumise à des forces de freinage uniformément réparties sur ses quatre roues. Le modèle se concentre sur l'évolution de la vitesse du véhicule en réponse à l'application des forces de freinage.

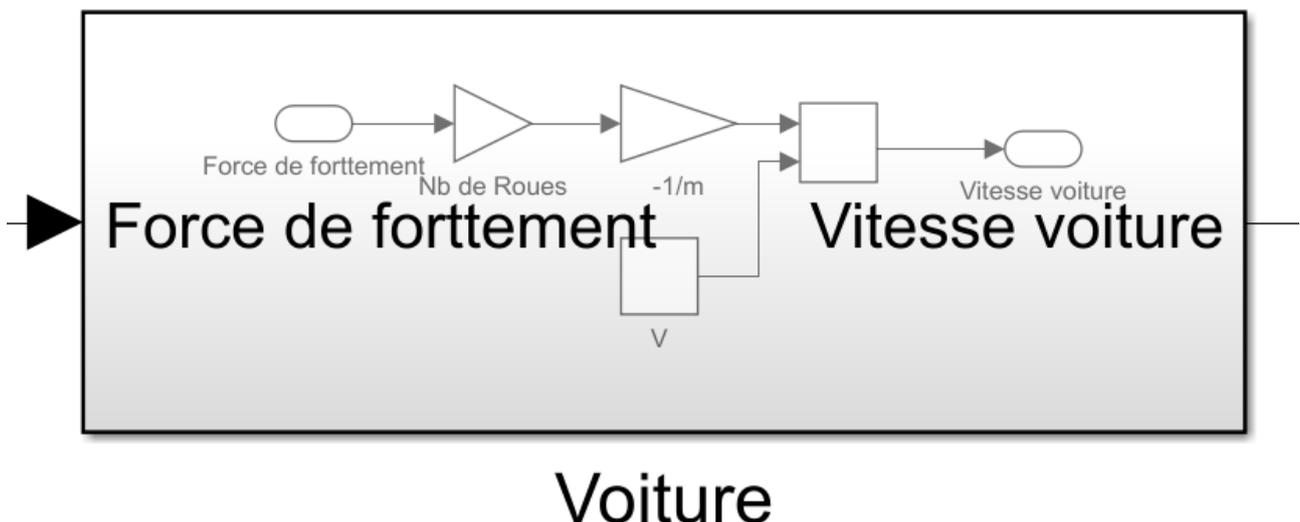


FIGURE 3 – Modèle de voiture - Vue globale

2.7 Hypothèses simplificatrices

1. Le véhicule est modélisé comme un point matériel de masse m .
2. Les forces de freinage appliquées sur les quatre roues sont identiques.
3. Les frottements autres que ceux liés aux forces de freinage (par exemple, frottement aérodynamique) sont négligés.
4. La route est considérée sèche et plane.

2.8 Équations du mouvement

L'évolution de la vitesse de la voiture est décrite par la deuxième loi de Newton :

$$m \cdot \frac{dV_{\text{voiture}}}{dt} = -F_{\text{total}}$$

où :

- m est la masse de la voiture (en kg),
- V_{voiture} est la vitesse de la voiture (en m/s),
- F_{total} est la somme des forces de freinage appliquées sur les quatre roues.

Puisque les forces de freinage sont uniformément réparties, $F_{\text{total}} = 4 \cdot F_{\text{frein}}$, où F_{frein} est la force de frein appliquée sur une roue.

On en déduit :

$$\frac{dV_{\text{voiture}}}{dt} = -\frac{4 \cdot F_{\text{frein}}}{m}$$

2.9 Implémentation dans Simulink

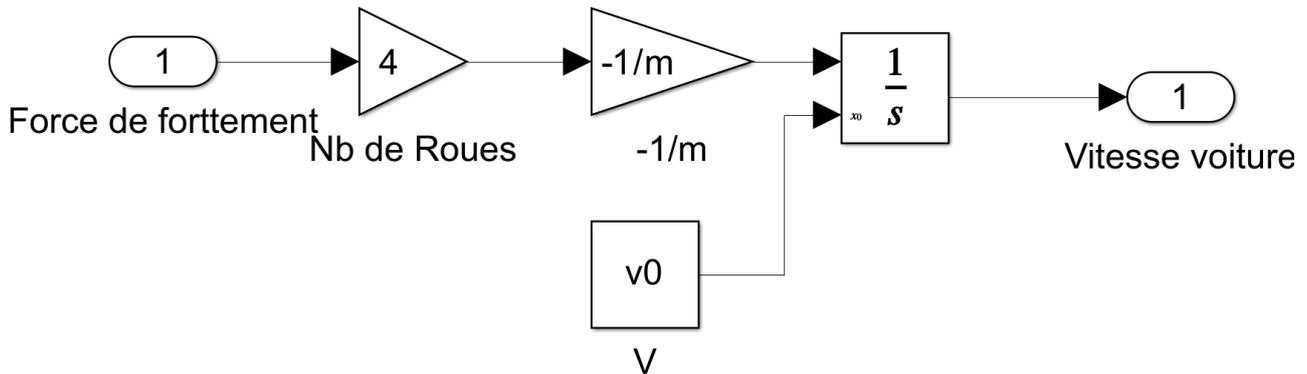


FIGURE 4 – Modèle de voiture - Vue intérieure

Le comportement dynamique de la voiture est modélisé dans Simulink en utilisant les éléments suivants :

- **Blocs mathématiques :**
 - *Gain* : Utilisé pour calculer $-\frac{4}{m}$.
 - *Product* : Multiplie F_{frein} par le gain pour obtenir l'accélération $\frac{dV_{\text{voiture}}}{dt}$.
- **Bloc Intégrateur :**
 - Intègre l'accélération pour obtenir la vitesse V_{voiture} .
 - La condition initiale est fixée à $V_0 = 27,77$ m/s (100 km/h).
- **Entrée de la force de frein (F_{frein}) :**
 - Connectée au sous-système calculant la force de frein effective (voir 2.2).

2.10 Modélisation du comportement dynamique de la roue

La roue est modélisée comme un système dynamique où sa vitesse de rotation V_{roue} évolue en fonction du couple de freinage appliqué et du glissement. Ce modèle permet de relier les forces et les vitesses impliquées dans le système de freinage.

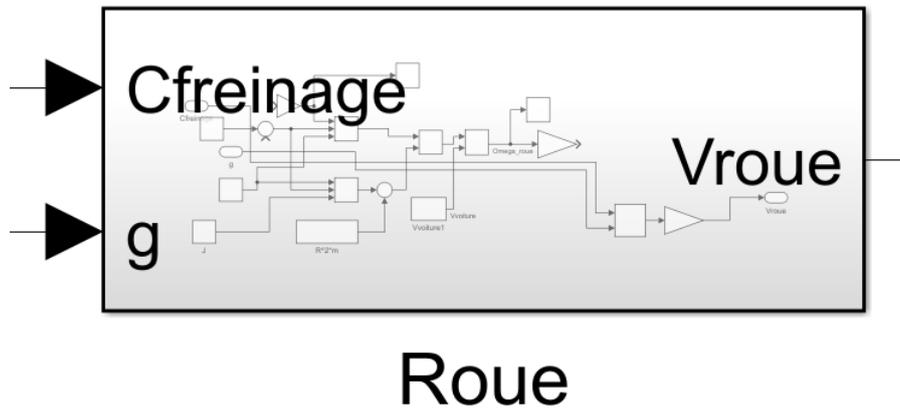


FIGURE 5 – Modèle de la roue - Vue d'ensemble.

2.11 Hypothèses

- La roue est modélisée comme un cylindre rigide ayant un moment d'inertie J .
- Le couple appliqué au freinage agit directement sur la vitesse angulaire de la roue.
- Le contact pneu-roue est modélisé par une force générée par le glissement g .
- Les frottements mécaniques (autres que le freinage) sont négligés.

2.12 Entrées et sortie

Entrées :

- **Couple de freinage (C_{frein})** : Couple appliqué sur la roue par le système de freinage.
- **Glissement (g)** : Décrit le rapport entre la différence de vitesse entre la roue et la voiture, donné par :

$$g = \frac{V_{\text{voiture}} - V_{\text{roue}}}{V_{\text{voiture}}}$$

Sortie :

- **Vitesse de la roue (V_{roue})** : Vitesse linéaire de la roue obtenue à partir de sa vitesse angulaire.

2.13 Équations du mouvement

La dynamique de la roue est gouvernée par le principe fondamental de la dynamique de rotation :

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = -C_{\text{frein}} + C_{\text{route}}$$

où :

- J est le moment d'inertie de la roue ($J = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$).
- ω est la vitesse angulaire de la roue (rad/s).
- C_{frein} est le couple de freinage.
- C_{route} est le couple généré par la force de contact pneu-roue, donné par :

$$C_{\text{route}} = F_{\text{route}} \cdot r_{\text{roue}}$$

avec $F_{\text{route}} = f(g) \cdot N$, où $f(g)$ est déterminé via une Lookup Table et N est la force normale.
La vitesse linéaire de la roue est donnée par :

$$V_{\text{roue}} = \omega \cdot r_{\text{roue}}$$

2.14 Implémentation dans Simulink

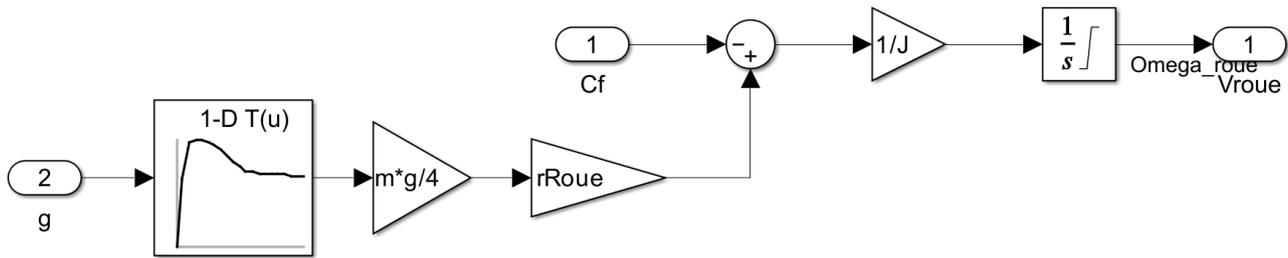


FIGURE 6 – Modèle de la roue - Vue détaillée.

Blocs utilisés :

— Entrées :

- Couple de freinage (C_{frein}) : Entrée utilisateur ou issue d'un calcul.
- Glissement (g) : Calculé dans une étape précédente et utilisé pour obtenir $f(g)$ via une Lookup Table.

— Calcul du couple généré par la route (C_{route}) :

- Lookup Table (1-D T(u)) : Utilisée pour récupérer $f(g)$ à partir du glissement (g).
- Multiplication (Product) : Calcul de $F_{\text{route}} = f(g) \cdot N$ et du couple associé $C_{\text{route}} = F_{\text{route}} \cdot r_{\text{roue}}$.

— Équation dynamique :

- Sum : Combine les couples $-C_{\text{frein}}$ et $+C_{\text{route}}$.
- Gain : Représente $1/J$ pour obtenir $\frac{d\omega}{dt}$.
- Integrator : Intègre $\frac{d\omega}{dt}$ pour obtenir ω (vitesse angulaire).

— Calcul de V_{roue} :

- Gain : Multiplie ω par r_{roue} pour obtenir V_{roue} .

2.15 Simulation et analyse des performances sans ABS

Les simulations effectuées permettent d'observer le comportement dynamique du véhicule en l'absence d'un système ABS. Les cas étudiés incluent des freinages avec différentes intensités (force de frein constante ou variable) afin de mieux comprendre l'influence du glissement sur les performances de freinage.

2.15.1 Cas étudiés

1. **Freinage avec une force d'échelon faible** $F_{\text{frein}} = 1000 \text{ N}$: Force constante et modérée appliquée instantanément.
2. **Freinage avec une force d'échelon élevée** $F_{\text{frein}} = 3000 \text{ N}$: Force constante et élevée appliquée instantanément.
3. **Freinage avec une rampe** F_{frein} **augmentant progressivement avec une pente de 200 N/s** : Force variable appliquée progressivement.
4. **Freinage avec une rampe** F_{frein} **augmentant progressivement avec une pente de 600 N/s** : Force variable appliquée progressivement.

2.15.2 Analyse des résultats

1. Freinage avec échelon faible $F_{\text{frein}} = 1000 \text{ N}$

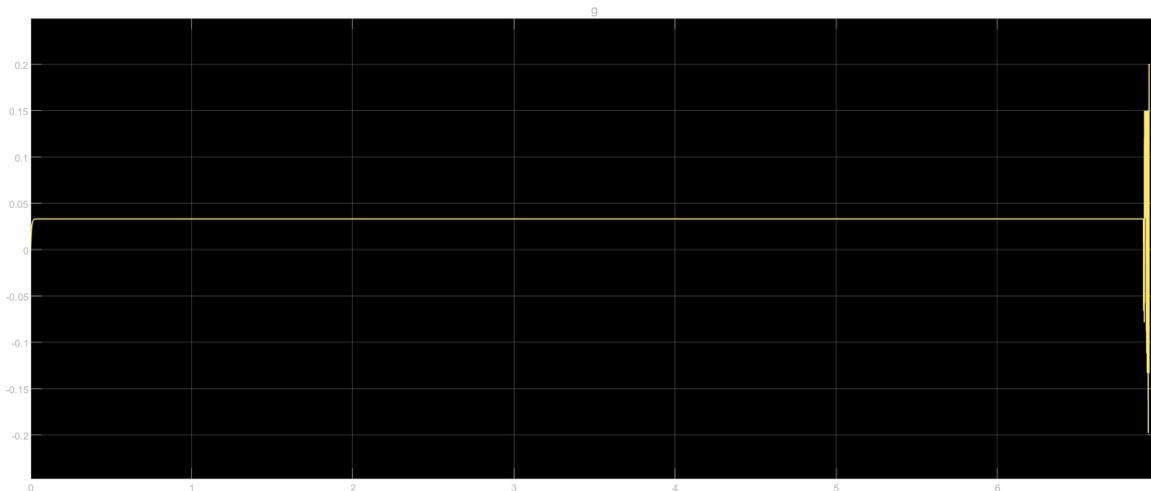


FIGURE 7 – Graphique du glissement pour une force de 1000 N sans ABS.

- **Graphique du glissement** : Le glissement reste faible, indiquant que la force appliquée est inférieure au seuil d'adhérence $f \cdot N$.

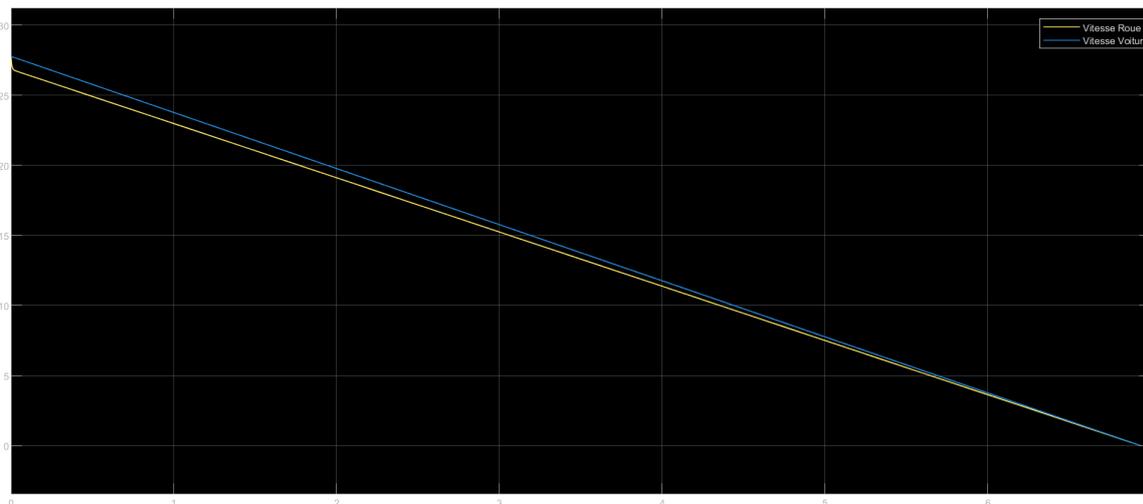


FIGURE 8 – Graphique des vitesses pour une force de 1000 N sans ABS.

- **Graphique des vitesses** : La vitesse de la roue V_{roue} et la vitesse du véhicule V_{voiture} diminuent de manière uniforme. Les deux vitesses restent proches, ce qui témoigne d'un freinage efficace sans blocage des roues.

2. Freinage avec échelon élevé $F_{\text{frein}} = 3000 \text{ N}$

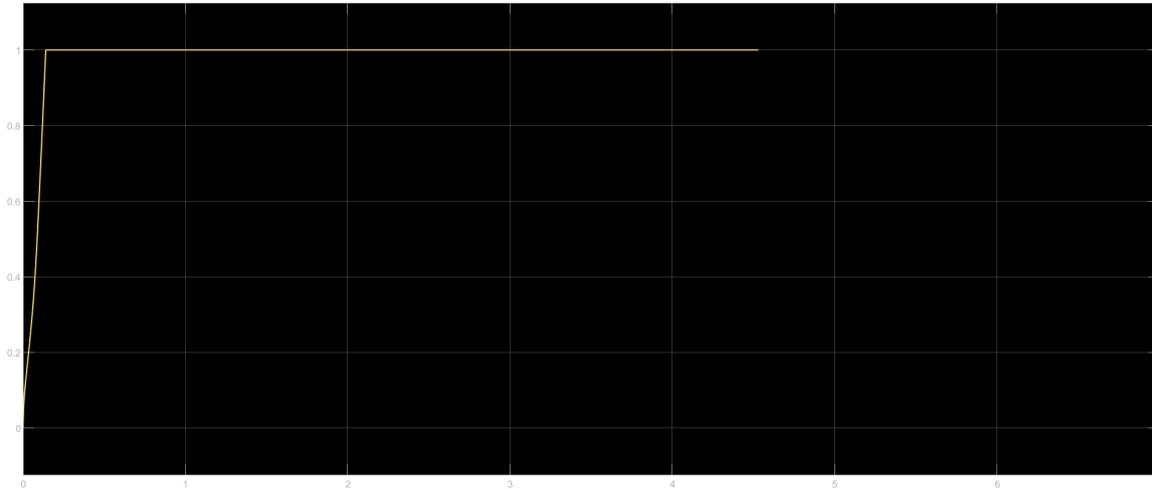


FIGURE 9 – Graphique du glissement pour une force de 3000 N sans ABS.

- **Graphique du glissement** : Le glissement augmente rapidement, dépassant $g = 0,2$, ce qui correspond à une perte d'adhérence significative. Cela montre que la force de freinage dépasse le seuil $f \cdot N$, provoquant un blocage des roues.

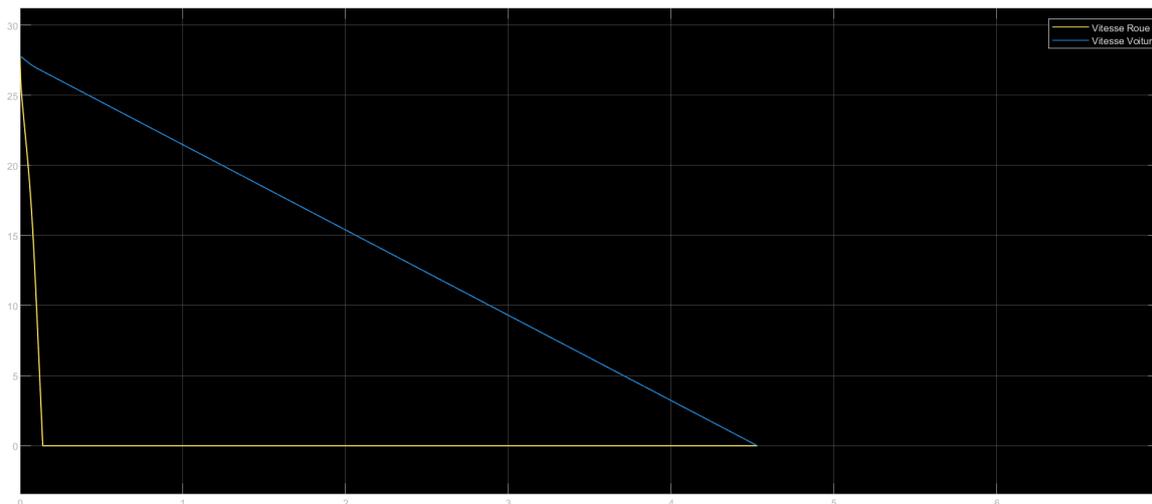


FIGURE 10 – Graphique des vitesses pour une force de 3000 N sans ABS.

- **Graphique des vitesses** : La vitesse de la roue V_{roue} chute rapidement à zéro, confirmant le blocage des roues. La vitesse du véhicule V_{voiture} diminue plus lentement, augmentant la distance d'arrêt.

3. Freinage avec rampe F_{frein} à pente de 200 N/s

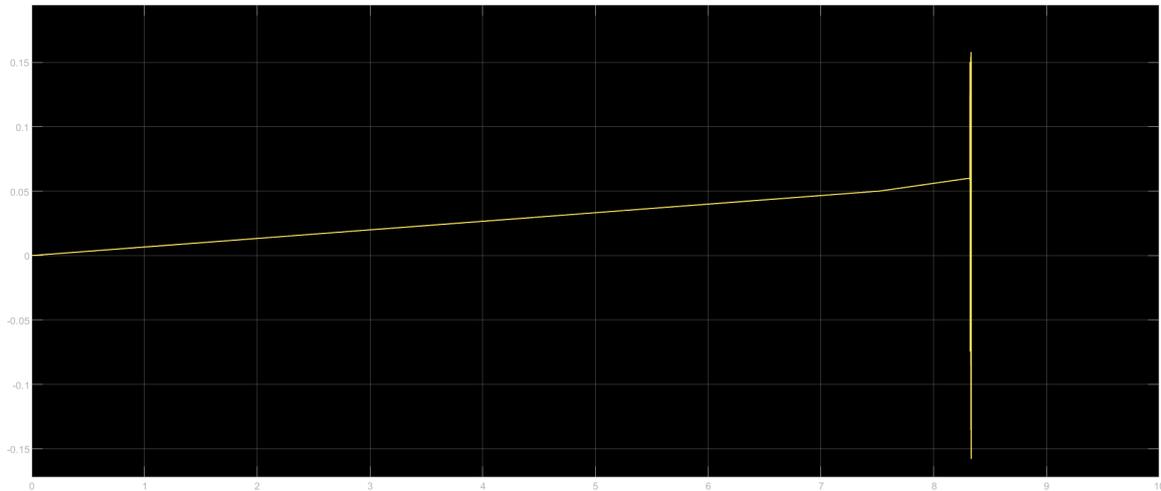


FIGURE 11 – Graphique du glissement avec augmentation progressive de force à 200 N/s sans ABS.

- **Graphique du glissement** : Le glissement augmente progressivement, atteignant un maximum autour de $g = 0,2$ avant de décroître. Cette évolution indique que le seuil d'adhérence est atteint, mais le blocage complet des roues est évité.

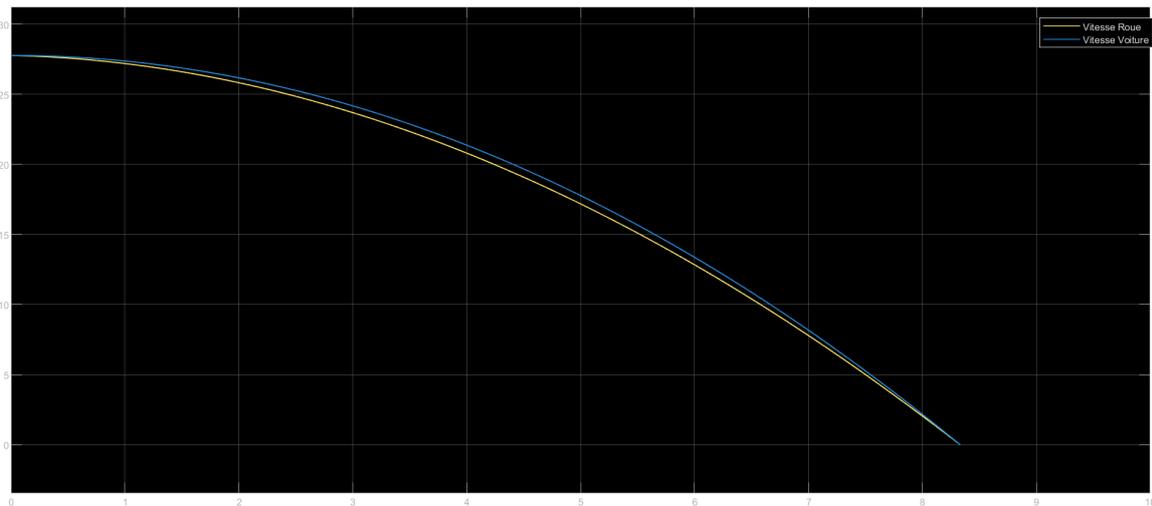


FIGURE 12 – Graphique des vitesses avec augmentation progressive de force à 200 N/s sans ABS.

- **Graphique des vitesses** : La vitesse de la roue V_{roue} suit celle du véhicule, mais avec une légère diminution plus rapide lorsque le glissement augmente. La vitesse du véhicule V_{voiture} diminue de manière stable, indiquant une meilleure maîtrise du freinage.

4. Freinage avec rampe F_{frein} à pente de 600 N/s

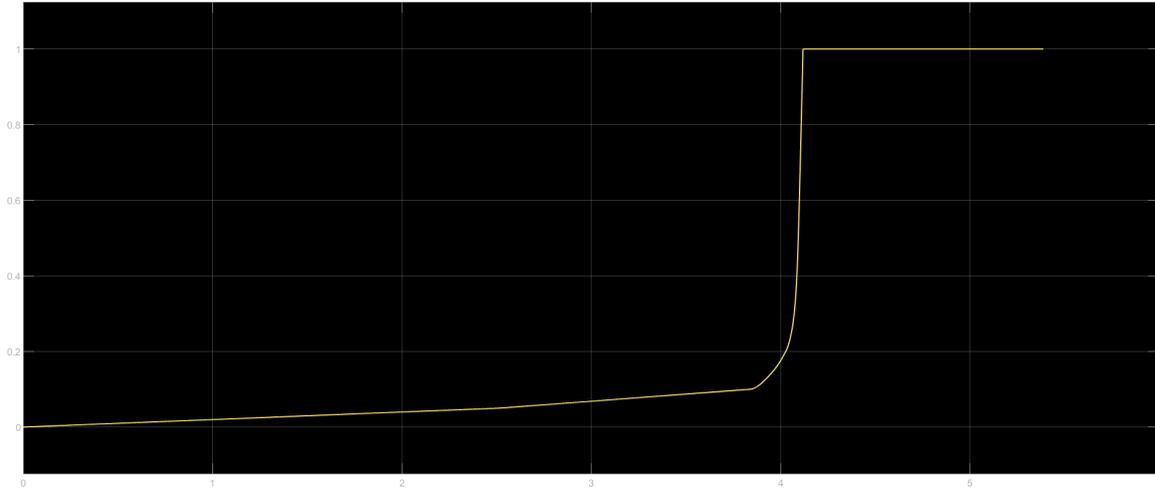


FIGURE 13 – Graphique du glissement avec augmentation progressive de force à 600 N/s sans ABS.

- **Graphique du glissement** : Le glissement augmente progressivement pour atteindre un maximum supérieur à $g = 1$. Une perte d'adhérence significative est observée après environ $t = 4s$, moment où la pente élevée de freinage dépasse rapidement la limite d'adhérence.

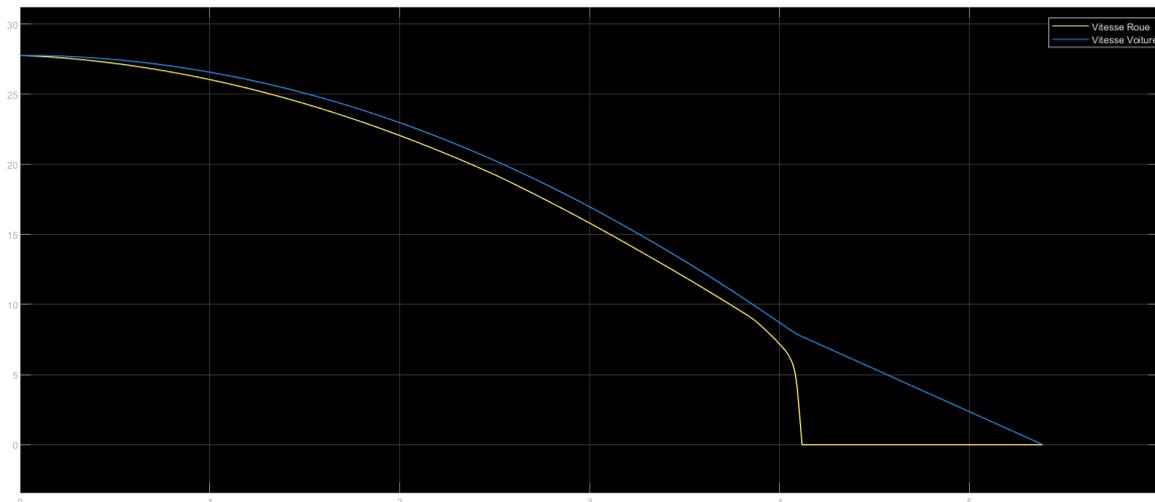


FIGURE 14 – Graphique des vitesses avec augmentation progressive de force à 600 N/s sans ABS.

- **Graphique des vitesses** : La vitesse de la roue V_{roue} chute rapidement après $t = 4s$, indiquant un blocage des roues. La vitesse du véhicule V_{voiture} diminue de manière uniforme jusqu'à ce que le blocage des roues provoque une instabilité notable.

2.15.3 Interprétation des résultats

1. **Freinage avec faible force 1000 N** : Le glissement est faible. Le freinage est efficace, avec une distance d'arrêt minimale et un bon contrôle de la trajectoire.
2. **Freinage avec force élevée 3000 N** : Le glissement important provoque un blocage des roues, réduisant l'adhérence et augmentant la distance d'arrêt. La perte de contrôle directionnel est probable.
3. **Freinage avec rampe 200 N/s** : La force de freinage croît progressivement, permettant de rester proche du seuil d'adhérence $g \approx 0,2$ sans blocage complet des roues. Cette méthode optimise la distance d'arrêt et la stabilité du véhicule.

2.15.4 Limitations d'un système sans ABS

1. **Blocage des roues** : Une force de freinage excessive entraîne un blocage rapide des roues, ce qui réduit considérablement l'adhérence (coefficient $f \approx 0,6$ au lieu de $f \approx 0,8$ pour un glissement optimal). Cela augmente la distance d'arrêt et empêche tout contrôle directionnel.
2. **Réduction des performances** : Un freinage brusque dépasse rapidement le seuil $f \cdot N$, provoquant une perte de stabilité. L'optimisation manuelle (freinage progressif) est difficile à réaliser dans des situations d'urgence.

De plus, Dans une situation d'urgence, l'utilisateur a souvent tendance à appuyer fortement sur la pédale de frein, ce qui amplifie le risque de blocage des roues. En outre, si le freinage est provoqué par la nécessité d'esquiver un obstacle, il est probable que l'utilisateur donne également un coup de volant. Cependant, avec les roues bloquées, le véhicule perd toute capacité de direction, rendant toute manœuvre d'évitement impossible.

Note importante

Ce comportement du conducteur et ses conséquences n'ont pas été modélisés dans ce projet, mais il est essentiel d'en avoir conscience pour comprendre les enjeux de sécurité liés au freinage sans ABS.

2.16 Influence du système de transmission pneumatique

Dans cette section, nous introduisons une fonction de transfert pour modéliser le comportement de la transmission pneumatique du freinage. Cette fonction vise à rendre le modèle plus réaliste en prenant en compte le retard hydraulique (*hydraulic lag*), dû à la transmission de la commande via le liquide de frein. Ce liquide, présent dans tous les systèmes de freinage hydrauliques des véhicules, transmet la force de freinage aux composants mécaniques.

2.16.1 Fonction de transfert du système pneumatique

Le comportement de la transmission est représenté par une fonction de transfert de premier ordre :

$$H(s) = \frac{1}{0.01s + 1}$$

Pourquoi intégrer cette fonction de transfert ?

- **Représentation réaliste** : Elle simule le léger retard causé par la transmission de la commande dans le système hydraulique.
- **Stabilité et cohérence** : Ce filtre passe-bas atténue les variations brusques, imitant le comportement inertiel du liquide de frein.
- **Impact limité sur les performances globales** : Cette fonction n'altère pas les résultats des simulations, mais introduit un décalage temporel minime dans les réponses du système.

2.16.2 Effet sur la simulation

L'ajout de cette fonction de transfert n'a pas d'impact significatif sur les résultats de la simulation. Elle se limite à introduire un retard très léger dans la transmission de la commande de freinage, reflétant le comportement réel d'un système hydraulique. Ce retard est imperceptible dans les conditions standards de freinage.

Avec l'intégration de la fonction de transfert pour la transmission pneumatique, le système global de freinage se compose des éléments suivants :

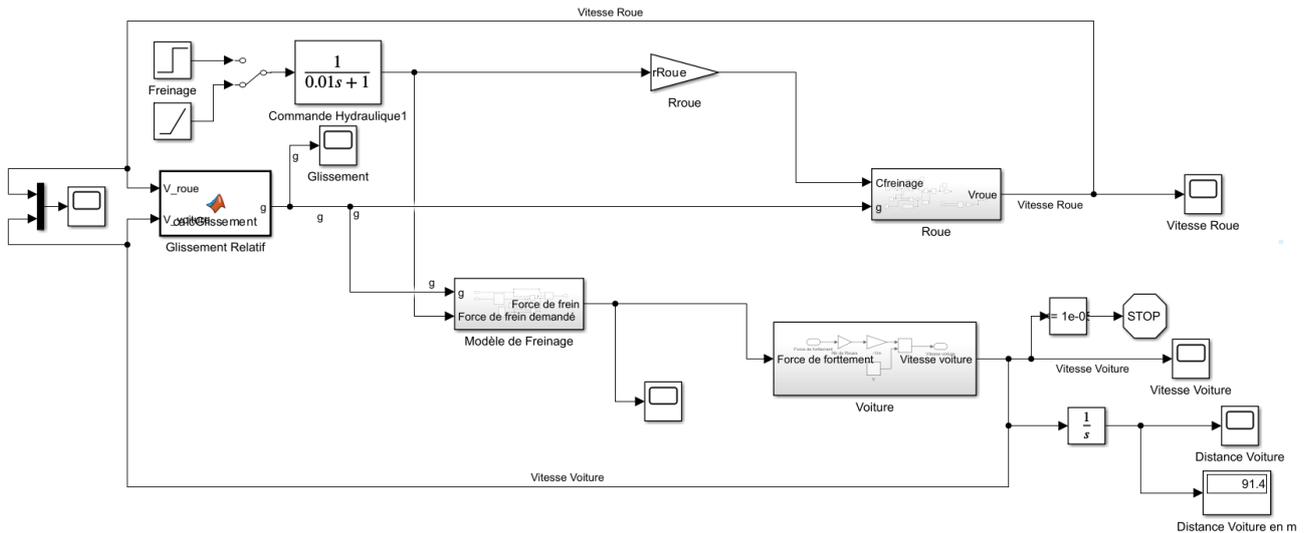


FIGURE 15 – Système global sans ABS.

1. **Commande utilisateur** : La force de frein demandée, générée par le conducteur.
2. **Transmission pneumatique** : Modélisée par la fonction de transfert $\frac{1}{0.01s+1}$, elle simule le retard hydraulique.
3. **Système de freinage principal** : Comprenant les modèles de la force de freinage (voir section 2.2), du comportement dynamique de la voiture (section 2.3), et du comportement des roues (section 2.4).

Ce système global est désormais plus fidèle à la réalité, grâce à la prise en compte de la transmission hydraulique. Bien que l'ajout de cette fonction de transfert ne modifie pas les conclusions des analyses précédentes, il enrichit la modélisation en renforçant son réalisme.

Cela permet de mieux comprendre les limites et les caractéristiques d'un système de freinage sans ABS, tout en offrant une base solide pour l'intégration et la simulation d'un système ABS dans les prochaines étapes.

3 Ajout d'un système ABS (Anti-Blocage de Roues)

3.1 Modélisation de l'ABS à temps continu

La modélisation de l'ABS consiste à réguler dynamiquement la force de freinage pour éviter le blocage des roues et maintenir un glissement g optimal, autour de $g = 0.2$. L'implémentation repose sur un correcteur PID simplifié (sans action dérivée) et vise à reproduire le comportement réaliste du système ABS, tout en assurant une simplicité pratique pour la simulation.

3.1.1 Calcul de l'erreur

Le glissement cible est fixé à $g_{cible} = 0.2$, et l'erreur entre le glissement mesuré et le glissement cible est calculée comme suit :

$$e = g_{cible} - g$$

3.1.2 Activation normale de l'ABS

Dans un système réel, l'ABS ne s'active que lorsque $g > 0$, c'est-à-dire lorsque les roues commencent à déraiper ou que le blocage est imminent. Cela permet de limiter l'intervention de l'ABS aux situations critiques et d'éviter un comportement inutilement complexe lors d'un freinage normal.

Remarque

Limitations pratiques dans la simulation

Pour modéliser cette activation conditionnelle, un **bloc switch** aurait pu être utilisé dans Simulink pour activer le correcteur PID uniquement lorsque $g > 0$. Cependant, lors des essais pratiques, l'utilisation de ce switch a conduit à des problèmes de simulation sous MATLAB/Simulink, empêchant parfois le modèle de converger correctement ou de simuler les dynamiques souhaitées.

Choix simplifié pour la simulation :

Pour des raisons de praticité et afin d'assurer une simulation stable, nous avons choisi de ne pas utiliser de switch dans notre modèle. Cela signifie que le correcteur PID est toujours actif, même lorsque $g \leq 0$. Bien que cela ne corresponde pas exactement au fonctionnement réel de l'ABS, cette approche garantit une simulation fluide et cohérente.

3.1.3 Régulation avec le correcteur PID

Le correcteur PID utilisé dans cette modélisation intègre uniquement les actions proportionnelle et intégrale ($K_d = 0$) pour simplifier la tâche et assurer une régulation efficace.

Formule du correcteur PID :

$$C_{\text{PID}}(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int e(t)dt$$

Paramètres utilisés :

- $K_p = 100$: Gain proportionnel.
- $K_i = 10$: Gain intégral ($1/T_i$).
- $K_d = 0$: Action dérivée non utilisée.

La sortie du correcteur PID est utilisée pour ajuster dynamiquement la force de freinage et éviter le blocage des roues.

Voici le modèle du correcteur PID utilisé pour la régulation à temps continu dans notre système de freinage ABS :

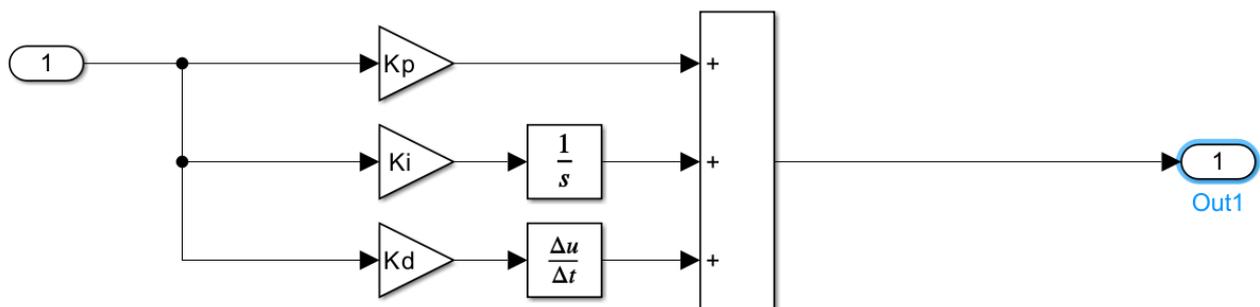


FIGURE 16 – Schéma du correcteur PID à temps continu

3.1.4 Intégration dans le modèle

La sortie du correcteur PID est intégrée directement au modèle en multipliant le résultat par la force de freinage initiale (C_{freinage}) :

$$C_{\text{freinage_corrigé}} = C_{\text{PID}} \cdot C_{\text{freinage}}$$

Structure Simulink :

1. **Calcul de l'erreur (e)** : - Un bloc *Sum* calcule $e = g_{\text{cible}} - g$.
2. **Correcteur PID** : - Utilisation de blocs gain (K_p, K_i) et d'un intégrateur ($1/s$) pour générer la commande PID.
3. **Multiplication de la commande** : - La commande PID est multipliée par la force de freinage initiale (C_{freinage}) pour générer une force corrigée ($C_{\text{freinage_corrigé}}$).

3.2 Simulation d'un ABS à temps continu

Pour évaluer le comportement de l'ABS, nous avons réalisé des simulations dans différents cas pour observer sa capacité à éviter le blocage des roues. Nous avons utilisé un système en boucle fermée basé sur le correcteur PID implémenté précédemment. Les scénarios incluent l'application d'échelons de forces de freinage ainsi qu'une rampe progressive. Voici les observations :

3.2.1 Simulation avec échelon de force de freinage

Force de freinage : 3000 N

Nous avons simulé une force de freinage supérieure à la limite de glissement (1962 N). L'ABS réagit rapidement en réduisant le glissement et en évitant le blocage complet des roues, ce qui permet un maintien relatif de l'adhérence. Cette réactivité est visible dans les oscillations initiales du glissement, qui convergent vers une valeur acceptable.

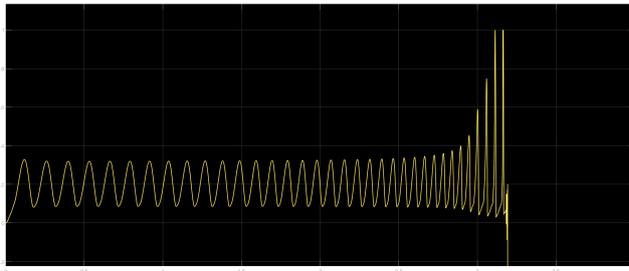


FIGURE 17 – Glissement pour une force de freinage de 3000 N avec ABS

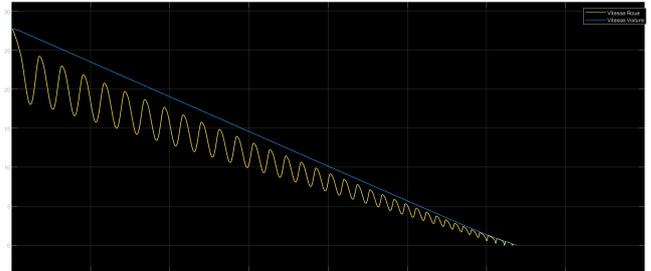


FIGURE 18 – Vitesse de roue pour une force de freinage de 3000 N avec ABS

Force de freinage : 6000 N

Avec une force de freinage encore plus élevée, l'ABS tente également de réguler le glissement. Cependant, les oscillations sont plus prononcées et le contrôle semble légèrement moins efficace en raison de la grande intensité du couple de freinage appliqué.

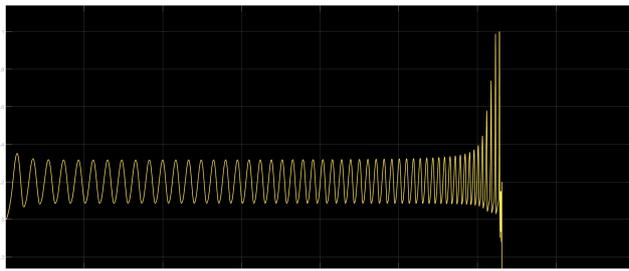


FIGURE 19 – Glissement pour une force de freinage de 6000 N avec ABS

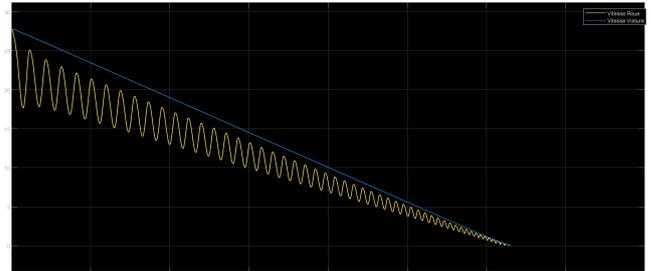


FIGURE 20 – Vitesse de roue pour une force de freinage de 6000 N avec ABS

3.2.2 Simulation avec une rampe progressive

Rampe avec pente de 600 N/s

Dans ce cas, sans ABS, la roue se bloquait progressivement au fur et à mesure que la force augmentait, comme observé dans les sections précédentes. Avec l'ABS activé, le système réagit dès les premiers instants pour éviter le blocage. Néanmoins, nous observons que l'ABS a tendance à appliquer une réduction de glissement dès le début, même lorsque le blocage n'était pas encore imminent. Cela pourrait être lié à l'absence de la logique conditionnelle du **switch** pour vérifier $g > 0$, comme discuté précédemment. Cette simplification pratique a été choisie pour surmonter des limitations de simulation dans MATLAB, mais elle introduit une limitation notable.

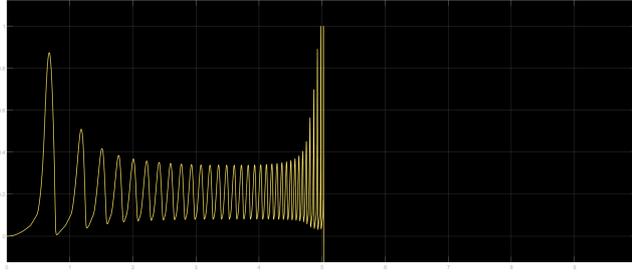


FIGURE 21 – Glissement pour une rampe avec pente de 600 N/s avec ABS

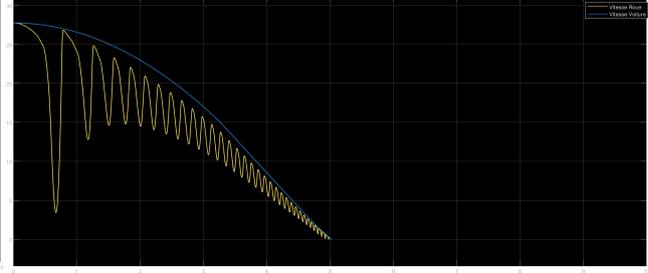


FIGURE 22 – Vitesse de roue pour une rampe avec pente de 600 N/s avec ABS

3.2.3 Analyse globale

Au global, l'ABS fonctionne bien dans les scénarios simulés. Il permet :

1. De réduire le glissement excessif ;
2. De maintenir l'adhérence dans des conditions critiques ;
3. De montrer une réactivité efficace même avec des forces de freinage importantes.

Cependant, le comportement suboptimal dans le cas de la rampe progressive suggère que l'intégration d'un **switch** pour activer l'ABS uniquement lorsque $g > 0$ aurait amélioré les résultats, mais cela n'a pas pu être réalisé pour des raisons pratiques liées à la convergence de MATLAB.

Les graphiques ci-dessous illustrent les résultats des simulations pour le glissement et la vitesse de la roue, respectivement, dans les différents cas. Ces observations renforcent l'efficacité de l'ABS tout en soulignant certaines limitations liées aux approximations dans la modélisation.

3.3 Modélisation de l'ABS à temps discret

La modélisation d'un ABS à temps discret reflète le fonctionnement réel d'un système embarqué dans un véhicule, piloté par un microcontrôleur. Ce type de système utilise des échantillons temporels pour effectuer des calculs de contrôle, avec une fréquence d'échantillonnage fixée ici à 10 kHz ($T_s = 0.0001$ s).

3.3.1 Formule discrète du correcteur PI

Pour le passage en temps discret, nous avons utilisé une méthode classique basée sur la discrétisation du correcteur PI en temps continu. Le correcteur discret est exprimé sous la forme suivante :

$$u[k] = u[k - 1] + K_p \cdot (e[k] - e[k - 1]) + K_i \cdot T_s \cdot e[k]$$

Où :

- $u[k]$ est la commande de sortie à l'instant k ,
- $e[k]$ est l'erreur à l'instant k ,
- K_p est le gain proportionnel,
- K_i est le gain intégral,
- T_s est la période d'échantillonnage,
- $u[k - 1]$ et $e[k - 1]$ sont respectivement la commande et l'erreur à l'instant précédent ($k - 1$).

Cette équation met en évidence le rôle de l'intégration discrète ($K_i \cdot T_s$) et de l'action proportionnelle (K_p) dans l'ajustement de la commande $u[k]$.

3.3.2 Mise en œuvre dans Simulink

La modélisation d'un correcteur PI discret dans Simulink utilise les éléments suivants :

- Unit Delay Un opérateur de retard ($\frac{1}{z}$) pour stocker les valeurs précédentes
- Sum Une opération de sommation pour calculer $e[k] - e[k - 1]$,
- Gain Les gains K_p et $K_i \cdot T_s$,
- Une boucle de rétroaction pour accumuler les contributions intégrales.

3.3.3 Intégration dans le système ABS

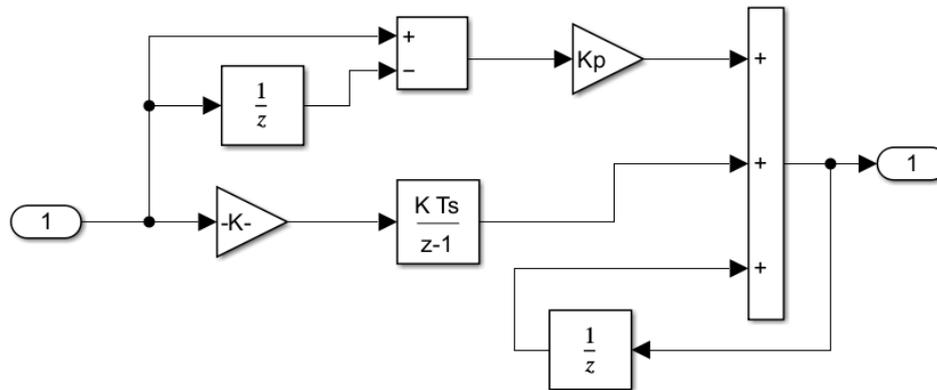


FIGURE 23 – Diagramme Simulink du correcteur PI discret pour ABS

Le correcteur PI discret a été intégré dans le modèle ABS à temps discret. La sortie $u[k]$, qui représente l'ajustement du couple de freinage, est multipliée au couple de freinage initial pour produire un couple corrigé, évitant ainsi le blocage des roues.

3.4 Simulation d'un ABS à temps discret

Pour valider la modélisation de l'ABS à temps discret, nous avons reproduit les simulations en appliquant les mêmes forces que dans la section précédente (temps continu). Les résultats obtenus sont presque identiques à ceux du modèle en temps continu, confirmant la fiabilité du passage du correcteur PI à un modèle discrétisé.

Les cas testés incluent :

1. Une force d'entrée de 3000 N.
2. Une force d'entrée de 6000 N.
3. Une rampe avec une inclinaison progressive correspondant à un glissement maximal.

3.4.1 Observations principales

1. Résultats cohérents entre temps continu et discret : Les simulations montrent que les courbes de vitesse des roues, de glissement et de distance d'arrêt sont équivalentes entre les deux approches (continu et discret). Cela valide l'approximation discrète effectuée avec une fréquence d'échantillonnage de 10 kHz.

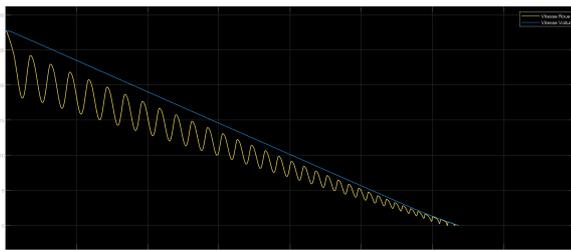


FIGURE 24 – Vitesse avec une force de freinage de 3000 N (temps discret).

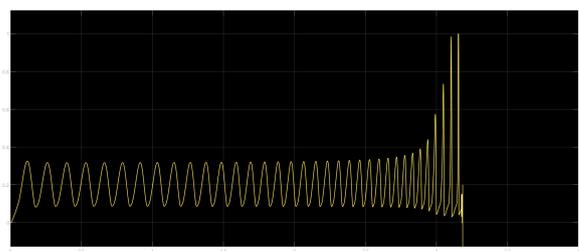


FIGURE 25 – Glissement avec une force de freinage de 3000 N (temps discret).

2. Distance d'arrêt minimale : Une observation majeure, commune aux simulations en temps continu et en temps discret, est qu'il n'y a aucune différence notable entre les distances d'arrêt obtenues pour des forces de freinage de 3000 N et 6000 N. Cela indique qu'au-delà d'un certain seuil, l'ABS atteint une distance d'arrêt minimale imposée par des limites physiques.

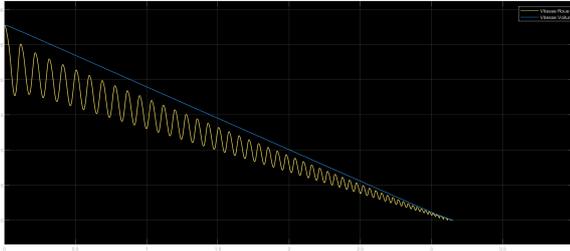


FIGURE 26 – Vitesse avec une force de freinage de 6000 N (temps discret).

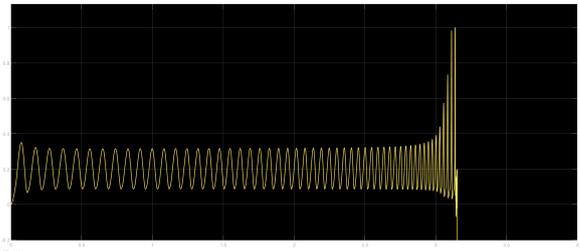


FIGURE 27 – Glissement avec une force de freinage de 6000 N (temps discret).

3. Comportement en pente (rampe) : Lors de la simulation avec une pente en rampe, l'ABS fonctionne correctement pour éviter le blocage des roues, mais il présente des oscillations marquées au début. Ces oscillations traduisent les limites du système pour stabiliser rapidement le glissement à sa valeur optimale.

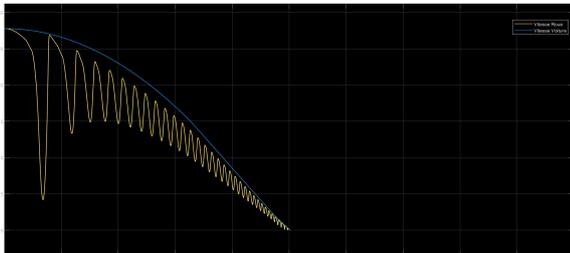


FIGURE 28 – Vitesse avec une pente progressive (temps discret).

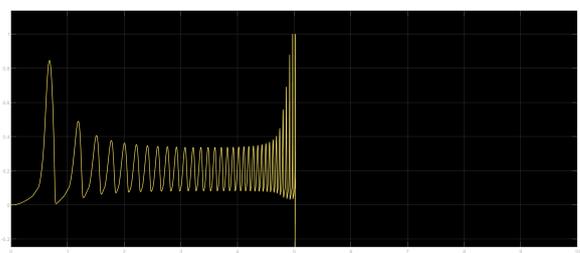


FIGURE 29 – Glissement avec une pente progressive (temps discret).

3.4.2 Conclusion

La simulation d'un ABS à temps discret confirme :

- La validité des résultats obtenus en temps continu, avec des comportements quasi-identiques.
- L'existence d'une distance minimale d'arrêt, qui ne dépend pas de la force de freinage appliquée au-delà d'un seuil critique. Cette observation est vraie aussi bien en temps continu qu'en temps discret.
- L'efficacité de l'ABS dans la gestion du glissement, bien que des oscillations puissent apparaître dans certains scénarios (comme une pente en rampe).

Ces résultats mettent en lumière les performances de l'ABS tout en montrant ses limites physiques, indépendamment de la méthode de modélisation utilisée. Le modèle à temps discret reste une approche fiable et pratique pour une implémentation sur un microcontrôleur en conditions réelles.

3.5 Modélisation d'un ABS tout ou rien (Correcteur TOR)

Le pilotage de la consigne de freinage dans un ABS réel ne se fait pas de manière continue. En effet, la correction de la force de freinage s'effectue par des ajustements successifs de ± 400 N à chaque itération. Cette approche est modélisée à l'aide d'un **Correcteur TOR (Tout ou Rien)** ou **Bang-Bang Controller**, complété par un intégrateur limité.

3.5.1 Principe du Correcteur TOR

Le Correcteur TOR agit en comparant le glissement mesuré (s) à une valeur cible $s_{\text{cible}} = 0.2$, correspondant au glissement optimal pour maximiser l'adhérence. La logique est définie comme suit :

- **Si** $s > 0.2$: Une correction négative (-400 N) est appliquée pour réduire la force de freinage.
- **Si** $s < 0.2$: Une correction positive ($+400$ N) est appliquée pour augmenter la force de freinage.

Cependant, pour éviter des oscillations incontrôlées, la sortie binaire (+400 ou -400) est intégrée à l'aide d'un intégrateur limité. Cet intégrateur limite la valeur maximale ou minimale de la correction intégrée, ce qui stabilise la réponse du système.

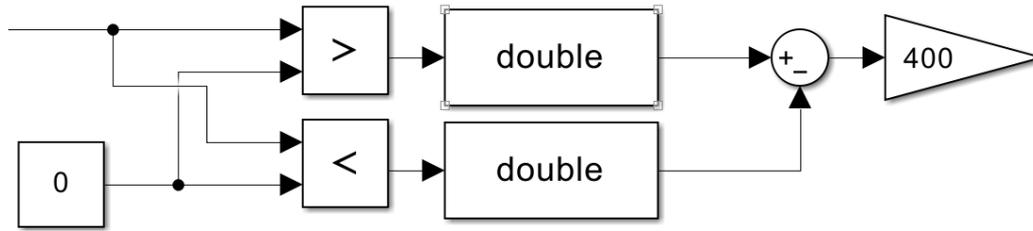


FIGURE 30 – Schéma Simulink du Correcteur TOR.

3.5.2 Couple de freinage corrigé

La sortie de l'intégrateur limité est ensuite multipliée par le couple de freinage demandé par l'utilisateur. Le couple de freinage corrigé est donc exprimé comme suit :

$$C_{\text{frein}} = C_{\text{utilisateur}} \cdot \text{Correction intégrée}$$

Cette méthode, basée sur une **multiplication** et non une **addition**, présente plusieurs avantages fondamentaux :

1. **Proportionnalité** : En multipliant, la correction agit de manière proportionnelle à la force de freinage demandée. Cela permet de moduler l'effort en fonction de la situation (freinage léger ou intensif), évitant ainsi une surcharge ou une correction insuffisante.
2. **Conservation de la dynamique utilisateur** : Une addition aurait perturbé directement la valeur du couple de freinage utilisateur en superposant une correction brute, risquant de générer des réponses incohérentes ou un inconfort de conduite. Avec une multiplication, la correction conserve l'échelle de l'effort demandé.
3. **Effet global cohérent** : La multiplication permet d'ajuster le freinage global tout en respectant les limites imposées par l'intégrateur, assurant une réponse plus fluide et maîtrisée.

3.5.3 Implémentation et fonctionnement global

Le schéma complet du Correcteur TOR peut être résumé ainsi :

1. Le correcteur binaire (+400/-400) génère une correction initiale en fonction du glissement.
2. Cette correction est intégrée avec des limites prédéfinies pour éviter des oscillations excessives.
3. La valeur intégrée est multipliée par le couple de freinage demandé par l'utilisateur, donnant le **couple corrigé final**.

3.6 Simulation d'un ABS tout ou rien (Correcteur TOR)

Dans cette section, nous présentons les résultats de simulation obtenus pour un système de freinage assisté par un correcteur tout ou rien (TOR) dans le cadre d'un ABS (système antiblocage). L'objectif est de vérifier le comportement du correcteur TOR face à différentes sollicitations, notamment pour des variations d'entrée telles que des paliers et des rampes.

3.6.1 Méthodologie de simulation

La simulation repose sur plusieurs étapes :

1. **Modélisation dynamique du système ABS** : La dynamique du système, incluant les interactions entre la roue, le sol et le couple de freinage, a été modélisée en intégrant le correcteur TOR.
2. **Cas test** :
 - *Échelon 2000 N* : Une demande de force de freinage sous forme de palier.
 - *Échelon 6000 N* : Une demande plus intense pour tester la robustesse.
 - *Rampe 600 N/s* : Une augmentation linéaire de la force pour évaluer la réponse progressive.
3. **Paramètres étudiés** :
 - **Glissement** : Définition du rapport entre la vitesse de la roue et celle du véhicule.
 - **Vitesses** : Analyse de la vitesse de la roue et du véhicule.

3.6.2 Résultats

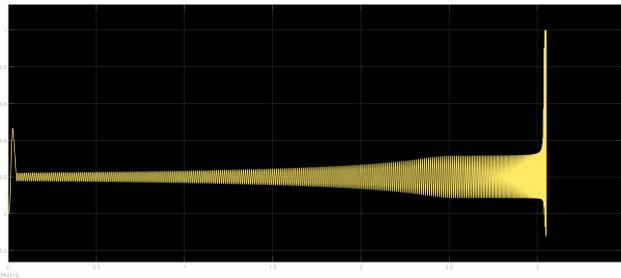


FIGURE 31 – Glissement pour un échelon de 2000 N.

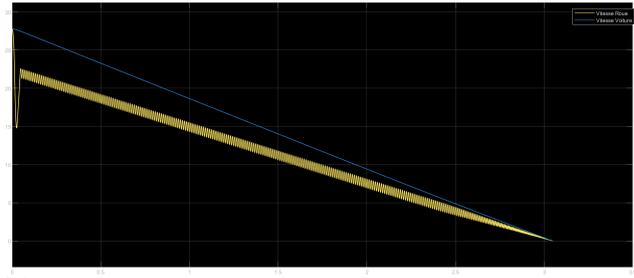


FIGURE 32 – Vitesses pour un échelon de 2000 N.

Échelon 2000 N Glissement : La courbe montre une oscillation transitoire initiale, indiquant l'entrée en action rapide du correcteur TOR. Le glissement atteint une valeur stable après environ 2 secondes, illustrant la capacité du système à éviter le blocage complet de la roue.

Vitesses : La vitesse de la roue présente des oscillations rapides qui se stabilisent progressivement, tandis que la vitesse du véhicule diminue de manière continue. Ces oscillations indiquent le fonctionnement cyclique du correcteur TOR, qui module le couple de freinage pour maintenir un glissement optimal.

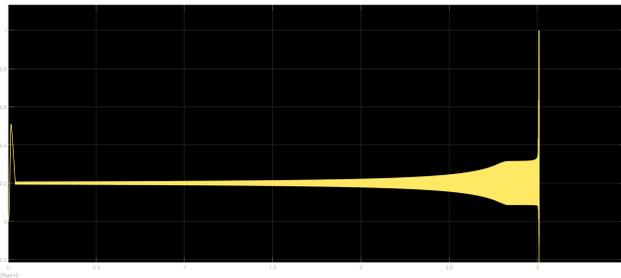


FIGURE 33 – Glissement pour un échelon de 6000 N.

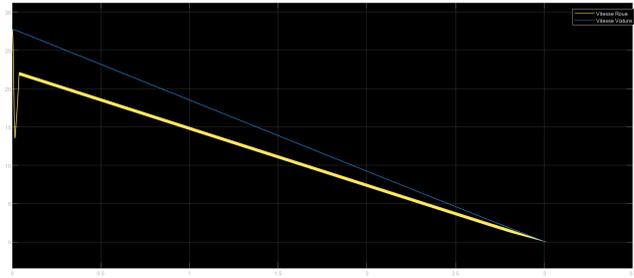


FIGURE 34 – Vitesses pour un échelon de 6000 N.

Échelon 6000 N Glissement : Dans ce cas, les oscillations initiales sont plus marquées en raison de la sollicitation plus forte. Le correcteur TOR parvient néanmoins à stabiliser le glissement, mais avec une amplitude légèrement plus importante qu'à 2000 N.

Vitesses : Les oscillations de la vitesse de la roue sont amplifiées, mais la vitesse du véhicule suit une diminution linéaire. Ces résultats montrent que le correcteur peut gérer des forces importantes, mais au prix d'une oscillation plus prononcée.

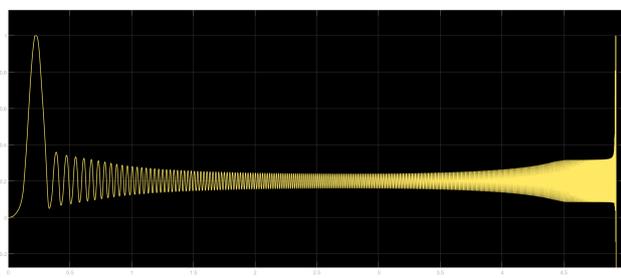


FIGURE 35 – Glissement pour une rampe de 600 N/s.

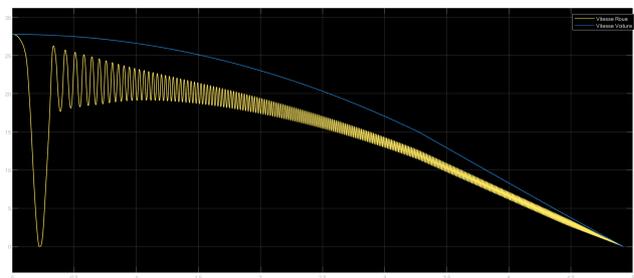


FIGURE 36 – Vitesses pour une rampe de 600 N/s.

Rampe 600 N/s Glissement : Avec une rampe, le glissement reste dans une plage contrôlée. Les oscillations sont moins marquées comparées aux échelons, ce qui montre une réponse plus fluide du système aux variations progressives.

Vitesses : La vitesse de la roue diminue de façon synchronisée avec celle du véhicule, avec des oscillations modérées. Cela traduit une efficacité du correcteur à gérer une montée en charge douce.

3.7 Analyse

Le choix d'un correcteur TOR pour l'ABS repose sur sa simplicité et son efficacité à stabiliser le glissement. Les simulations montrent que :

- Le TOR agit rapidement pour limiter le glissement lors de sollicitations soudaines.
- Les oscillations de la roue sont une conséquence inhérente au fonctionnement binaire du correcteur, qui alterne entre activation et désactivation.
- Les entrées progressives (rampes) génèrent une réponse plus douce, réduisant les oscillations.

Le couple de freinage corrigé, obtenu en multipliant le couple de freinage utilisateur par la sortie du correcteur TOR intégrée, permet de moduler dynamiquement l'application de la force. Cette approche assure une gestion précise du freinage sans compromettre la sécurité. Une addition, en revanche, n'aurait pas permis de représenter correctement les phases d'activation/désactivation du freinage.

3.8 Conclusion

Les résultats de simulation démontrent que le correcteur TOR est efficace pour stabiliser le glissement, mais au prix d'oscillations caractéristiques. Ce comportement pourrait être affiné dans le futur par l'introduction d'un filtre ou d'un correcteur plus sophistiqué pour minimiser ces oscillations tout en maintenant une réactivité élevée.

3.9 Modélisation d'un ABS TOR Amélioré avec une Fonction de Contrôle

Dans cette section, nous présentons une version améliorée du correcteur tout-ou-rien (TOR), basée sur une fonction personnalisée appelée `ABS_Control`. Cette fonction reprend la logique du Bang-Bang Controller tout en intégrant des mécanismes avancés pour améliorer la précision, la stabilité et l'adaptabilité du système.

3.9.1 Logique du Correcteur Amélioré

La fonction `ABS_Control` est conçue pour calculer une correction de force de freinage en fonction de l'erreur entre le glissement mesuré et la consigne. Contrairement au Bang-Bang Controller classique, cette approche intègre des éléments suivants :

1. **Incrémentation dynamique** : La force de freinage est ajustée progressivement, en augmentant ou diminuant par pas fixes en fonction de l'erreur.
2. **Saturation** : La force de freinage est limitée à une plage définie pour éviter des valeurs irréalistes.
3. **Lissage** : Un filtre passe-bas est appliqué à la correction pour réduire les oscillations et améliorer la stabilité.

3.9.2 Détails de la Fonction

La fonction `ABS_Control`, implémentée en MATLAB, est détaillée ci-dessous. Elle inclut les étapes de calcul décrites précédemment.

```
1 function force_correction = ABS_Control(error)
2     % Parametres de la fonction
3     max_force = 2000;           % Force de freinage maximale
4     min_force = -5500;         % Force de freinage minimale
5     increment = 100;           % Pas d'augmentation/diminution de la force
6     threshold = 0;             % Plage d'hysteresis
7     alpha = 0.5;               % Coefficient de lissage
8
9     % Initialiser la force persistante
10    persistent current_force
11    if isempty(current_force)
12        current_force = 0; % Valeur initiale de la force
13    end
14
15    % Initialiser la force lisee persistante
16    persistent smoothed_force
17    if isempty(smoothed_force)
18        smoothed_force = 0; % Valeur initiale pour le lissage
19    end
20
21    % Ajustement de la force en fonction de l'erreur
22    if error > threshold
23        % Si l'erreur est positive, augmenter la force de freinage
24        current_force = current_force + increment;
25    elseif error < -threshold
26        % Si l'erreur est negative, diminuer la force de freinage
27        current_force = current_force - increment;
28    end
29
30    % Appliquer les limites de saturation
31    current_force = max(min(current_force, max_force), min_force);
32
33    % Lissage de la force avec un filtre passe-bas
34    smoothed_force = alpha * smoothed_force + (1 - alpha) * current_force;
35
36    % Sortie de la fonction
37    force_correction = smoothed_force;
38 end
```

Listing 1 – Implémentation de la fonction `ABS_Control`

3.9.3 Ajout du Bloc de Calcul Final

À la sortie de la fonction `ABS_Control`, on obtient une force corrigée représentant l'ajustement nécessaire au freinage. Cette force passe ensuite par un bloc gain R_{roue} , représentant le rayon de la roue ou tout autre facteur de conversion pertinent.

L'équation finale pour le couple de freinage est alors donnée par :

$$C_{\text{freinage_final}} = C_{\text{freinage_corrigé}} + C_{\text{freinage_utilisateur}}$$

- $C_{\text{freinage_corrigé}}$: Résultat du produit entre la force corrigée en sortie de `ABS_Control` et le gain R_{roue} .
- $C_{\text{freinage_utilisateur}}$: Couple de freinage demandé initialement par l'utilisateur.

3.10 Paramètres et Avantage de de la Fonction

Paramètre	Description	Valeur
max_force	Force de freinage maximale	2000
min_force	Force de freinage minimale	-5500
increment	Pas d'augmentation/diminution de la force de freinage	100
threshold	Plage de tolérance autour de la consigne	0
alpha	Coefficient de lissage (0.5 = atténuation moyenne)	0.5

TABLE 1 – Paramètres de la fonction `ABS_Control`.

1. **Adaptabilité** : La correction s'ajuste dynamiquement à la taille de l'erreur, permettant une réponse proportionnelle et précise.
2. **Stabilité** : Le lissage réduit les oscillations et améliore la stabilité du système, particulièrement dans des situations où l'erreur fluctue.
3. **Sécurité** : La saturation empêche des forces de freinage excessives, protégeant le système contre des comportements non désirés.
4. **Précision** : Le calcul du couple final en intégrant le couple utilisateur et la correction permet une réponse fine adaptée aux conditions de conduite.

La fonction `ABS_Control` avec le traitement final via le bloc R_{roue} et la somme avec le couple utilisateur apporte une précision et une adaptabilité considérables au système ABS. Ces modifications, combinées à la saturation et au lissage, améliorent notablement la performance globale, permettant de répondre efficacement aux conditions dynamiques de freinage.

3.11 Simulation d'un ABS TOR Amélioré avec une Fonction de Contrôle

Dans cette section, nous simulons l'ABS tout-ou-rien amélioré grâce à une fonction de contrôle personnalisée. Ce contrôleur apporte des améliorations significatives par rapport au correcteur classique. L'objectif est de rendre l'action de freinage plus précise et adaptable aux variations de l'erreur entre le glissement idéal et le glissement réel. La fonction de contrôle intègre un ajustement dynamique de la force de correction et applique un lissage pour limiter les variations brusques.

3.11.1 Résultats de Simulation

Les résultats obtenus pour différents cas de simulation sont détaillés ci-dessous. Chaque simulation montre l'évolution du glissement et des vitesses de la roue et du véhicule.

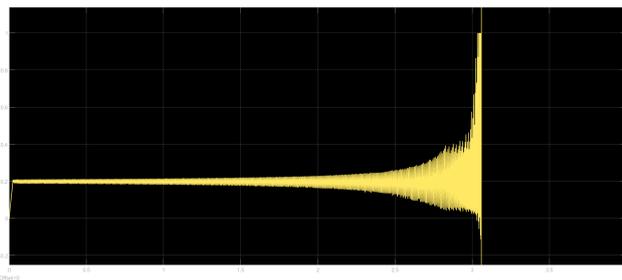


FIGURE 37 – Glissement pour un échelon de 2000 N.

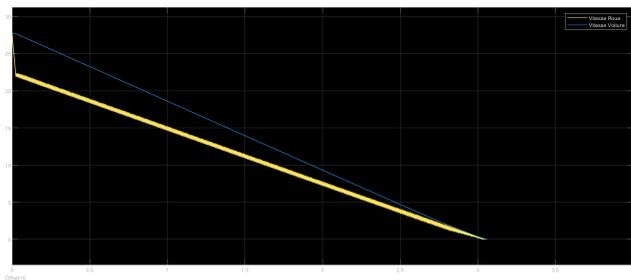


FIGURE 38 – Vitesses pour un échelon de 2000 N.

Échelon à 2000 N Le glissement converge rapidement vers une valeur idéale de **0.2**, avec une réduction significative des oscillations par rapport au correcteur classique. La vitesse de la roue reste bien alignée avec celle du véhicule, garantissant une stabilité accrue.

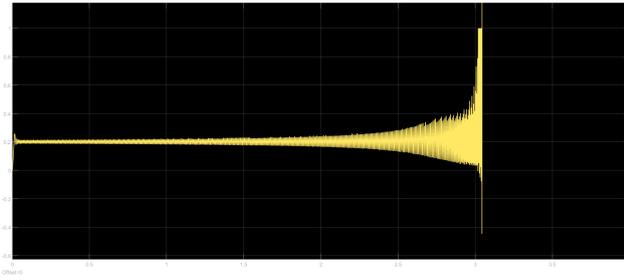


FIGURE 39 – Glissement pour un échelon de 6000 N.

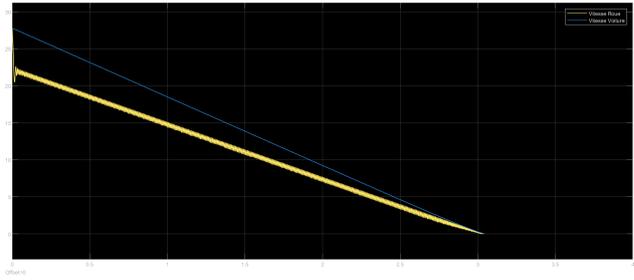


FIGURE 40 – Vitesses pour un échelon de 6000 N.

Échelon à 6000 N Dans ce scénario de freinage intense, le correcteur montre une capacité à limiter les variations brusques, offrant un freinage plus contrôlé. La transition du glissement vers sa valeur idéale est progressive et maîtrisée.

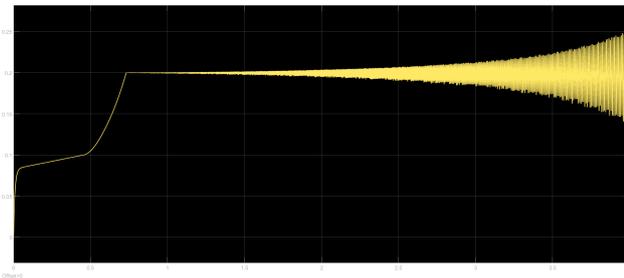


FIGURE 41 – Glissement pour une rampe de 600 N/s.

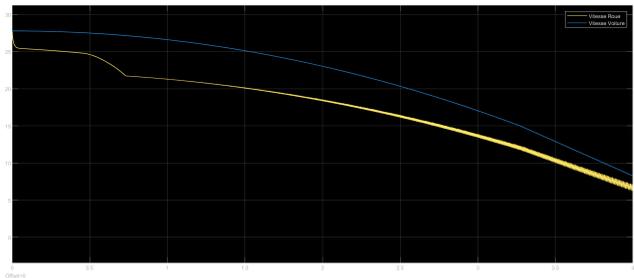


FIGURE 42 – Vitesses pour une rampe de 600 N/s.

Rampe avec une pente de 600 N/s Lors de cette simulation progressive, le correcteur maintient une stabilité exemplaire, assurant un glissement contrôlé tout au long de la descente. La courbe de vitesse montre une synchronisation quasi-parfaite entre la roue et le véhicule.

3.11.2 Analyse des Améliorations

Le contrôleur amélioré présente plusieurs avantages majeurs :

- **Maintien optimal du glissement à 0.2** : Ce correcteur se distingue par sa capacité à maintenir le glissement très proche de la valeur idéale dans toutes les simulations.
- **Gestion fiable dans tous les cas** : Que ce soit pour un freinage léger, intense ou progressif, le système fonctionne sans problème.
- **Réduction des Oscillations** : Grâce au lissage de la force appliquée, les oscillations observées dans le correcteur classique sont considérablement réduites.
- **Adaptabilité** : L'ajustement proportionnel à l'erreur permet de mieux répondre aux variations dynamiques, évitant une réponse excessive ou insuffisante.
- **Convergence rapide** : Le système atteint plus rapidement une valeur de glissement proche de l'optimum, améliorant ainsi la sécurité et la stabilité du freinage.
- **Distance d'arrêt similaire ou légèrement réduite** : Par rapport aux autres correcteurs, la distance d'arrêt est équivalente, voire légèrement inférieure, ce qui optimise encore davantage l'efficacité du freinage.

Les résultats montrent que l'ABS tout-ou-rien amélioré, avec une fonction de contrôle avancée, est le meilleur correcteur testé. Il gère tous les scénarios avec une précision et une stabilité exceptionnelles, tout en maintenant le glissement proche de 0.2. En outre, il garantit une distance d'arrêt compétitive, ce qui en fait une solution optimale pour un freinage sécurisé et efficace.

4 Répartiteur Électronique de Freinage (EBD)

4.1 Introduction

Lors d'un freinage, le comportement dynamique d'un véhicule est fortement influencé par le transfert de masse entre les essieux avant et arrière. Ce phénomène, causé par l'inertie du véhicule, résulte en une augmentation de la charge sur le train avant et une diminution sur le train arrière. Ce transfert de masse, dépendant de l'accélération ou de la décélération, peut entraîner une répartition inégale des forces de freinage, ce qui affecte à la fois la stabilité du véhicule et l'efficacité du freinage.

Le train avant, supportant une plus grande partie de la charge, est capable de générer des forces de freinage plus importantes sans atteindre la limite de glissement. En revanche, le train arrière, avec une charge réduite, devient plus susceptible de glisser ou même de se bloquer prématurément. Ce déséquilibre peut entraîner une perte de contrôle du véhicule, notamment en cas de freinage brusque ou d'urgence.

Pour pallier ce problème, le répartiteur électronique de freinage (*Electronic Brakeforce Distribution*, EBD) joue un rôle essentiel. Ce dispositif ajuste automatiquement la répartition des efforts de freinage entre les essieux en fonction des conditions dynamiques du véhicule, garantissant une efficacité optimale et une stabilité accrue. Il permet ainsi d'éviter les situations de blocage des roues arrière et assure une réduction homogène de la vitesse du véhicule.

L'objectif de cette section est d'analyser théoriquement la répartition des masses lors d'un freinage, de modéliser le comportement dynamique d'un véhicule sous l'effet de forces de freinage inégales, et de simuler les performances d'un répartiteur électronique de freinage. Cette approche permettra de valider l'efficacité de l'EBD dans des situations variées et de démontrer son importance pour la sécurité et la performance globale du système de freinage.

4.2 Répartition Statique des Masses en Absence d'Accélération

Pour déterminer la répartition du poids entre le train avant et le train arrière lorsque la voiture roule normalement sans accélérer, nous utilisons le théorème du moment cinétique. Dans ce cas, il n'y a pas de transfert de masse dû à l'accélération ou à la décélération, et les forces normales sur chaque train sont calculées en fonction de la position du centre de gravité et de l'empattement du véhicule.

4.2.1 Données

- Distance horizontale entre le centre de gravité (CG) et le train avant : $d_{\text{avant}} = 1.5 \text{ m}$,
- Distance horizontale entre le centre de gravité (CG) et le train arrière :

$$d_{\text{arrière}} = L - d_{\text{avant}} = 3 - 1.5 = 1.5 \text{ m},$$

- Hauteur du centre de gravité par rapport au sol : $h = 0.7 \text{ m}$,
- Empattement du véhicule : $L = 3 \text{ m}$,
- Poids total du véhicule : mg , où m est la masse du véhicule et g l'accélération gravitationnelle.

4.2.2 Hypothèses

- La voiture est en équilibre statique, c'est-à-dire qu'il n'y a ni accélération ni décélération ($a = 0$).
- Les forces normales (N_{avant} et $N_{\text{arrière}}$) supportent le poids total du véhicule, soit :

$$N_{\text{avant}} + N_{\text{arrière}} = mg.$$

4.2.3 Application du Théorème du Moment

Pour maintenir l'équilibre de la voiture, le moment par rapport au sol doit être nul. En considérant les distances horizontales entre le CG et les trains avant et arrière, nous écrivons :

$$N_{\text{avant}} \cdot L = mg \cdot d_{\text{arrière}}.$$

En substituant $d_{\text{arrière}} = 1.5 \text{ m}$ et $L = 3 \text{ m}$, nous obtenons :

$$N_{\text{avant}} = \frac{mg \cdot d_{\text{arrière}}}{L} = \frac{mg \cdot 1.5}{3} = 0.5 \cdot mg.$$

Ainsi, la force normale sur le train avant est égale à 50 % du poids total du véhicule :

$$N_{\text{avant}} = 0.5 \cdot mg.$$

La force normale sur le train arrière est donnée par :

$$N_{\text{arrière}} = mg - N_{\text{avant}} = mg - 0.5 \cdot mg = 0.5 \cdot mg.$$

4.2.4 Résultats

— Force normale sur le train avant :

$$N_{\text{avant}} = 0.5 \cdot mg,$$

— Force normale sur le train arrière :

$$N_{\text{arrière}} = 0.5 \cdot mg.$$

Lorsque la voiture roule normalement sans accélération, la répartition du poids entre les trains avant et arrière est équilibrée, avec chaque train supportant 50 % du poids total. Cette situation idéale est due à la position centrale du centre de gravité par rapport aux essieux avant et arrière.

4.3 Répartition Dynamique des Masses lors d'un Freinage d'Urgence

Lors d'un freinage d'urgence, une décélération importante provoque un transfert de masse dynamique vers l'avant du véhicule. Ce phénomène, résultant de la force d'inertie due à la décélération, modifie la répartition des charges entre le train avant et le train arrière.

4.3.1 Données du problème

- Décélération : $|\vec{a}| = -5 \text{ m.s}^{-2}$
- Centre de gravité (CG) :
 - Position horizontale : $d_{\text{avant}} = 1.5 \text{ m}$
 - Position verticale : $h_{\text{CG}} = 0.7 \text{ m}$
- Empattement total : $d_{\text{arrière}} = 3.0 - d_{\text{avant}} = 1.5 \text{ m}$
- Masse totale de la voiture : m
- Accélération gravitationnelle : $g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$

4.3.2 Forces appliquées

— La force d'inertie résultant de la décélération :

$$F_{\text{inertie}} = m \cdot |\vec{a}|$$

agit au centre de gravité (horizontalement).

— La force gravitationnelle :

$$F_{\text{poids}} = m \cdot g$$

agit verticalement au centre de gravité.

4.3.3 Calcul de la répartition dynamique

1. Moments autour du train arrière : La somme des moments au train arrière permet de déterminer la force verticale N_{avant} exercée sur le train avant :

$$N_{\text{avant}} \cdot d_{\text{arrière}} = N_{\text{arrière}} \cdot d_{\text{avant}} + F_{\text{inertie}} \cdot h_{\text{CG}}.$$

Avec $N_{\text{avant}} + N_{\text{arrière}} = F_{\text{poids}}$.

2. Expression des forces : En substituant $F_{\text{inertie}} = m \cdot |\vec{a}|$ et $F_{\text{poids}} = m \cdot g$, on obtient :

$$N_{\text{avant}} \cdot d_{\text{arrière}} = N_{\text{arrière}} \cdot d_{\text{avant}} + m \cdot |\vec{a}| \cdot h_{\text{CG}}.$$

3. Répartition des forces : En isolant N_{avant} et $N_{\text{arrière}}$, on obtient :

$$N_{\text{avant}} = \frac{m \cdot g \cdot d_{\text{arrière}} + m \cdot |\vec{a}| \cdot h_{\text{CG}}}{d_{\text{avant}} + d_{\text{arrière}}},$$

$$N_{\text{arrière}} = \frac{m \cdot g \cdot d_{\text{avant}} - m \cdot |\vec{a}| \cdot h_{\text{CG}}}{d_{\text{avant}} + d_{\text{arrière}}}.$$

4.3.4 Interprétation

Ces formules montrent que :

- N_{avant} augmente en fonction de la décélération, ce qui reflète un transfert de charge vers l'avant.
- $N_{\text{arrière}}$ diminue proportionnellement, augmentant le risque de décollement des roues arrière si la décélération est trop élevée.

La répartition dynamique des masses lors d'un freinage d'urgence illustre l'importance de gérer ce transfert de charge afin de maintenir la stabilité du véhicule. Cette analyse théorique servira à modéliser et simuler un système de répartition électronique de freinage (EBD) capable de compenser ces effets.

4.4 Vérification de l'Adhérence du Train Arrière

Lors d'un freinage d'urgence avec une décélération importante ($|\vec{a}| = -5 \text{ m.s}^{-2}$), il est essentiel de vérifier si le train arrière reste en contact avec le sol. Cela dépend de la force normale exercée sur le train arrière $N_{\text{arrière}}$. Si cette force devient nulle ou négative, cela signifie que le train arrière décolle.

Rappel des données

- Décélération : $|\vec{a}| = -5 \text{ m.s}^{-2}$
- Centre de gravité (CG) :
 - Position horizontale : $d_{\text{avant}} = 1.5 \text{ m}$, $d_{\text{arrière}} = 1.5 \text{ m}$
 - Hauteur : $h_{\text{CG}} = 0.7 \text{ m}$
- Masse totale de la voiture : m
- Accélération gravitationnelle : $g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$

4.4.1 Calcul de la force normale sur le train arrière

À partir des expressions de la répartition des masses lors d'un freinage :

$$N_{\text{arrière}} = \frac{m \cdot g \cdot d_{\text{avant}} - m \cdot |\vec{a}| \cdot h_{\text{CG}}}{d_{\text{avant}} + d_{\text{arrière}}}$$

Substituons les données numériques :

$$N_{\text{arrière}} = \frac{m \cdot 9.81 \cdot 1.5 - m \cdot 5 \cdot 0.7}{1.5 + 1.5}$$

Simplifions l'équation :

$$N_{\text{arrière}} = \frac{m \cdot (14.715 - 3.5)}{3} = \frac{m \cdot 11.215}{3}$$

$$N_{\text{arrière}} \approx m \cdot 3.738 \text{ N/kg}$$

4.4.2 Interprétation

La force normale sur le train arrière reste positive ($N_{\text{arrière}} > 0$) pour une décélération de -5 m.s^{-2} . Cela signifie que le train arrière ne décolle pas dans cette configuration. Cependant, si la décélération ou la hauteur du centre de gravité augmentent, le risque de décollement peut devenir significatif.

Pour la valeur de décélération $|\vec{a}| = -5 \text{ m.s}^{-2}$, le train arrière reste en contact avec le sol. Cette analyse valide la stabilité longitudinale du véhicule dans ce scénario. Elle met également en évidence l'importance de la géométrie du véhicule, notamment la position et la hauteur du centre de gravité, pour éviter tout décollement.

4.5 Modification du modèle Simulink pour la séparation des trains avant et arrière

Dans cette partie, nous avons modifié le modèle de freinage existant pour introduire une distinction explicite entre le train avant et le train arrière. Cette adaptation permet de modéliser plus précisément les forces de freinage appliquées et leur impact sur le comportement dynamique global du véhicule. Voici les principales étapes de cette modification :

4.5.1 Calcul de l'accélération de la voiture

L'accélération du véhicule est déterminée à partir de la variation de sa vitesse, comme présenté dans la figure ci-dessous. Ce calcul constitue une entrée clé pour déterminer les forces normales appliquées sur les essieux avant et arrière.

$$a = \frac{\Delta u}{\Delta t} \tag{1}$$

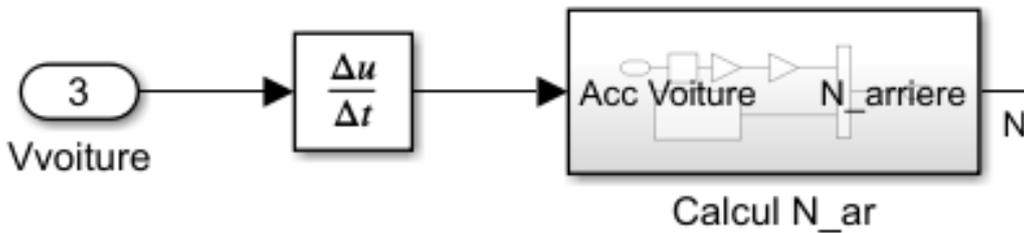


FIGURE 43 – Calcul de l'accélération de la voiture.

4.5.2 Séparation des forces normales avant et arrière

Les forces normales N_{avant} et $N_{arrière}$ sont calculées séparément en tenant compte de l'accélération du véhicule, de l'empattement L , de la position du centre de gravité (d_{avant} et $d_{arrière}$) et de sa hauteur h_{CG} . Ces calculs permettent de refléter le transfert de masse dynamique lors du freinage.

Calcul de $N_{arrière}$ Le sous-système présenté ci-dessous calcule la force normale $N_{arrière}$, à partir de la relation suivante :

$$N_{arrière} = \frac{m \cdot g \cdot d_{avant} - m \cdot |a| \cdot h_{CG}}{L} \tag{2}$$

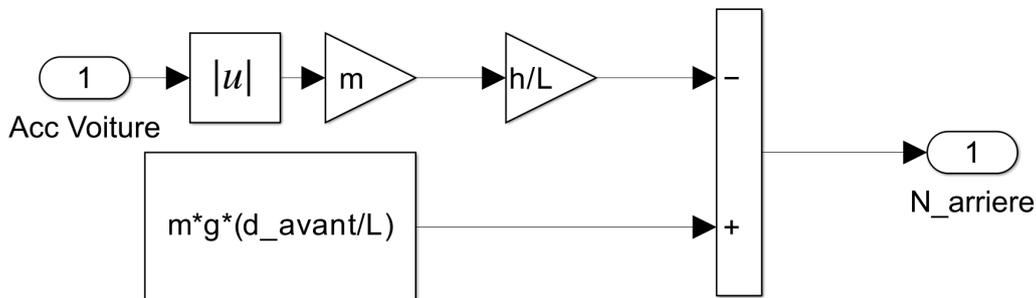


FIGURE 44 – Calcul de $N_{arrière}$.

Calcul de N_{avant} De manière symétrique, le calcul de N_{avant} est réalisé selon la relation suivante :

$$N_{avant} = \frac{m \cdot g \cdot d_{arrière} + m \cdot |a| \cdot h_{CG}}{L} \tag{3}$$

Le schéma de calcul est illustré ci-dessous :

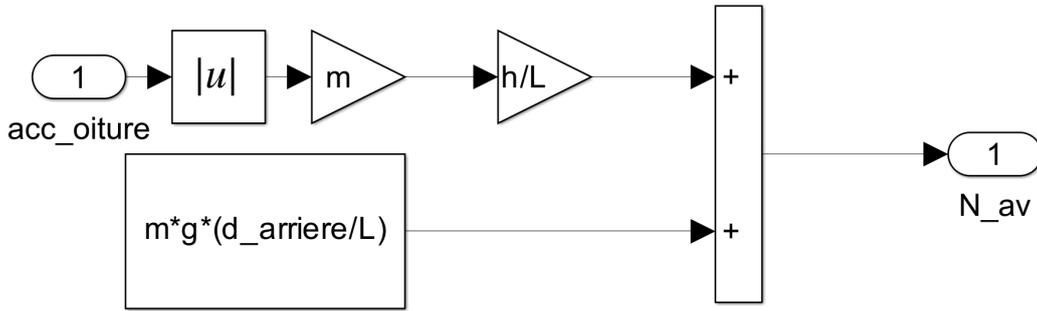


FIGURE 45 – Calcul de N_{avant} .

4.5.3 Modèle de freinage différencié avant et arrière

Les forces de freinage appliquées sur les trains avant et arrière sont calculées indépendamment dans deux sous-systèmes distincts. Ces forces dépendent des forces normales N_{avant} et $N_{arrière}$ ainsi que du coefficient de friction et de la consigne de freinage.

Modèle de freinage pour le train arrière Un exemple de sous-système de freinage pour les roues arrière est présenté dans la figure suivante :

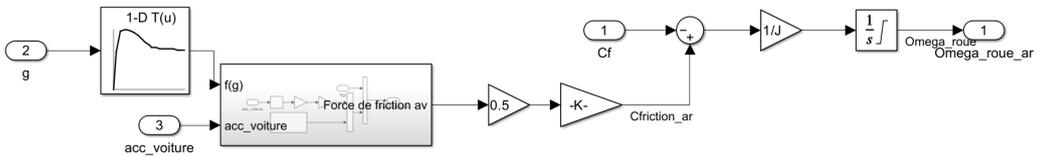


FIGURE 46 – Sous-système de freinage pour le train arrière.

Modèle de freinage pour le train avant De manière similaire, le freinage pour le train avant est modélisé à l'aide du sous-système suivant :

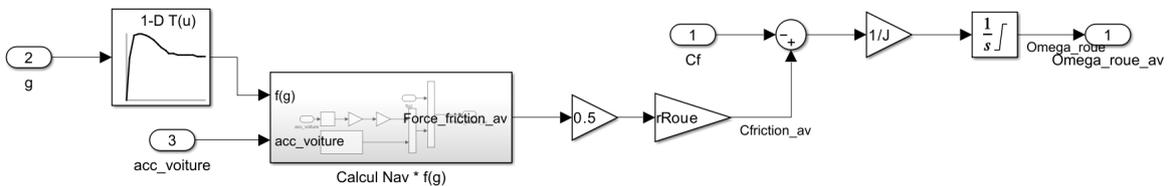


FIGURE 47 – Sous-système de freinage pour le train avant.

4.5.4 Somme des forces de freinage

Les forces de freinage avant et arrière sont ensuite additionnées pour obtenir la force totale transmise au modèle global de la voiture. Le sous-système correspondant est illustré ci-dessous :

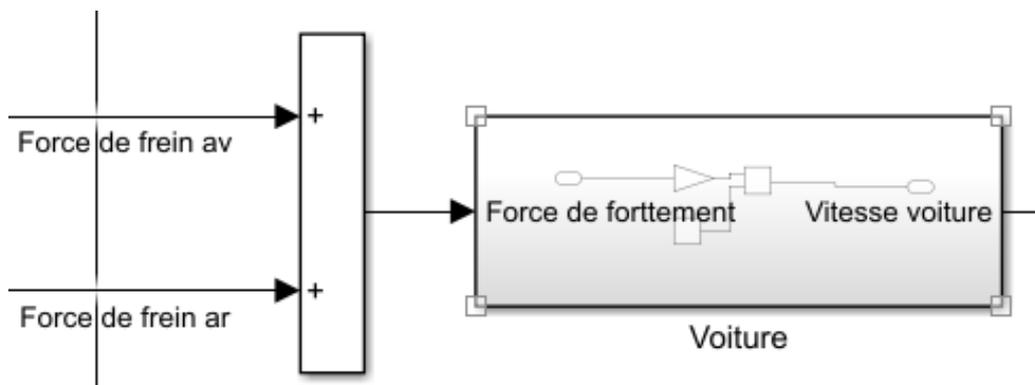


FIGURE 48 – Somme des forces de freinage avant et arrière.

4.5.5 Vue d'ensemble du modèle global

Le modèle Simulink global regroupe tous les sous-systèmes précédemment décrits. Il inclut les calculs des forces normales, des forces de freinage et des dynamiques des roues avant et arrière. Ce modèle permet d'obtenir une simulation complète du comportement du véhicule sous l'effet du freinage différencié.

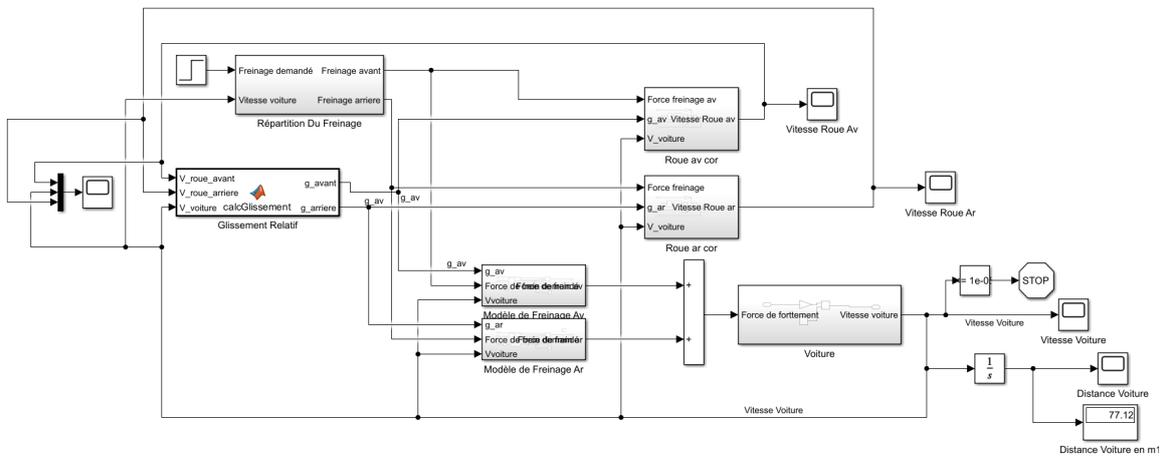


FIGURE 49 – Vue globale du modèle Simulink avec EBD.

4.5.6 Conclusion

Les modifications apportées au modèle Simulink permettent de simuler avec une grande précision les effets dynamiques du freinage différencié sur les trains avant et arrière. Ces adaptations sont essentielles pour valider le fonctionnement d'un répartiteur électronique de freinage (EBD), en mettant en évidence son efficacité dans des scénarios de freinage variés.

4.6 Le train arrière a-t-il tendance à se bloquer avant le train avant ?

Dans cette section, nous analysons la tendance du train arrière à se bloquer avant le train avant lors d'un freinage sans l'utilisation d'un système ABS ni d'un répartiteur électronique de freinage (EBD). L'objectif est de mettre en évidence l'effet du transfert de masse vers le train avant et son impact sur les forces appliquées aux roues.

4.6.1 Analyse des résultats de la simulation

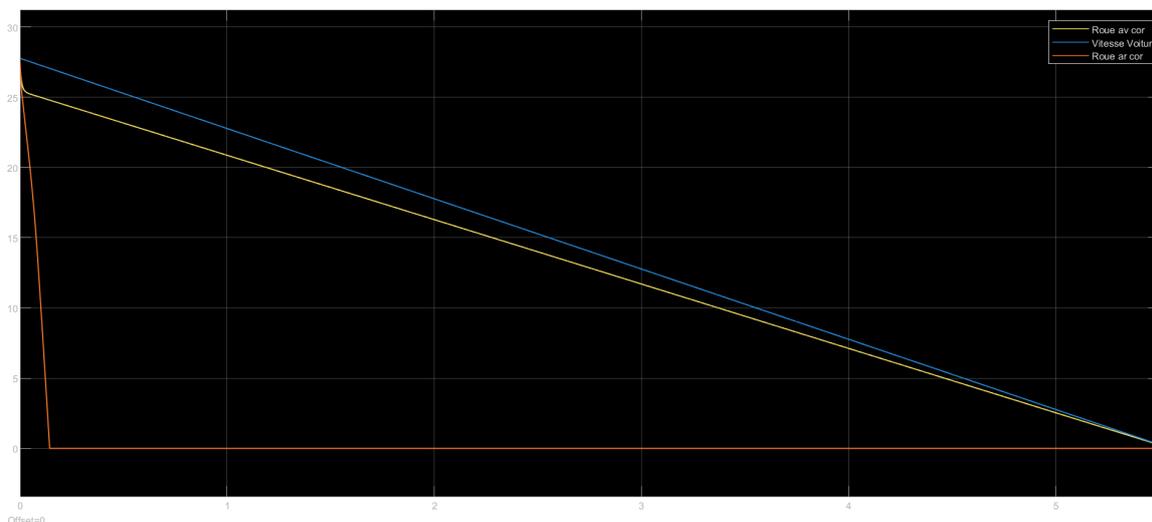


FIGURE 50 – Évolution des vitesses des roues avant et arrière et du véhicule lors d'un freinage sans ABS ni EBD.

- Le graphique ci-dessus présente l'évolution des vitesses des roues avant et arrière ainsi que de la voiture lors d'un freinage à un couple constant sans régulation. - Les observations montrent que la roue arrière atteint une vitesse nulle bien avant la roue avant, ce qui indique un blocage prématuré du train arrière.

4.6.2 Explications physiques

Transfert de masse :

- Lors d'un freinage, la décélération provoque un transfert de masse vers le train avant en raison de la hauteur du centre de gravité par rapport au sol. Cela augmente la force normale (N_{avant}) appliquée sur les roues avant, ce qui leur confère une meilleure adhérence.
- Simultanément, la force normale ($N_{\text{arrière}}$) sur les roues arrière diminue, réduisant leur capacité à résister au couple de freinage.

Conséquences du transfert de masse :

- La réduction de $N_{\text{arrière}}$ sur les roues arrière provoque une perte d'adhérence plus rapide, les exposant davantage au risque de blocage.
- En revanche, l'augmentation de N_{avant} permet aux roues avant de maintenir une meilleure traction pendant une durée plus longue.

4.6.3 Impact sur le comportement de la voiture

Le blocage des roues arrière peut provoquer une instabilité dynamique du véhicule, notamment une tendance au survirage (rotation excessive de l'arrière) lors du freinage. Ce phénomène est particulièrement dangereux dans des conditions où une stabilité directionnelle est cruciale, par exemple, sur une chaussée glissante ou lors d'une manœuvre d'urgence.

4.7 Modification du modèle Simulink pour la séparation des trains avant et arrière

La répartition de l'effort de freinage entre les trains avant et arrière est basée sur les forces normales appliquées sur chaque essieu, calculées dynamiquement en fonction de la masse du véhicule, de sa géométrie et de son accélération.

4.7.1 Répartition de l'Effort de Freinage

L'effort de freinage total (T_{dem}) est réparti proportionnellement aux forces normales :

$$T_{\text{avant}} = T_{\text{dem}} \cdot \frac{N_{\text{avant}}}{N_{\text{total}}}$$

$$T_{\text{arrière}} = T_{\text{dem}} \cdot \frac{N_{\text{arrière}}}{N_{\text{total}}}$$

avec :

$$N_{\text{total}} = N_{\text{avant}} + N_{\text{arrière}}$$

Explications :

- T_{avant} et $T_{\text{arrière}}$: Couples de freinage appliqués sur les trains avant et arrière respectivement.
- T_{dem} : Couple de freinage demandé par le conducteur ou le système de commande.
- N_{total} : Somme des forces normales sur les deux essieux.

4.7.2 Modèle Simulink Associé

Le modèle Simulink est organisé comme suit :

1. **Entrée de l'accélération** : Calculée à partir de la dérivée de la vitesse du véhicule ($a_{\text{voiture}} = \frac{\Delta v}{\Delta t}$).
2. **Calcul des forces normales** : Deux sous-systèmes calculent N_{avant} et $N_{\text{arrière}}$.
3. **Répartition dynamique** : Les forces normales alimentent les blocs de calcul de T_{avant} et $T_{\text{arrière}}$, proportionnels à T_{dem} .
4. **Sortie des couples de freinage** : Les efforts calculés pour les trains avant et arrière sont renvoyés aux modèles de roue correspondants.

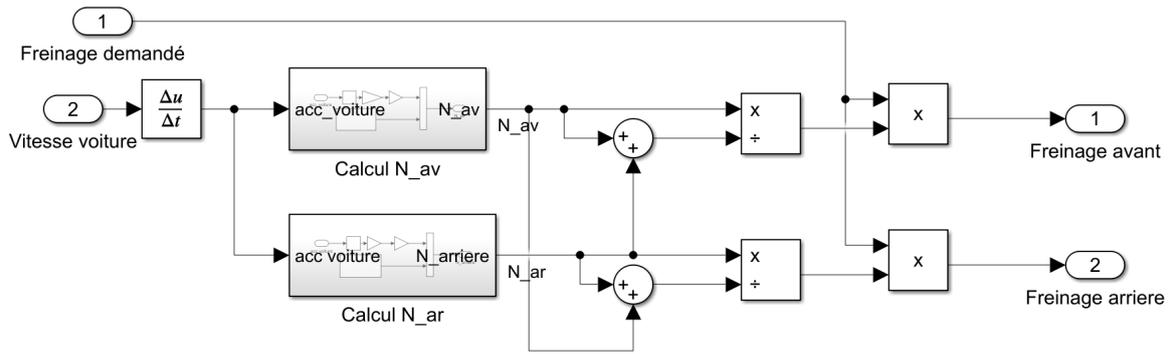


FIGURE 51 – Modèle Simulink pour la répartition dynamique de l'effort de freinage.

Ce calcul précis et adaptable garantit une répartition efficace de l'effort de freinage, réduisant les risques de perte d'adhérence et optimisant la distance d'arrêt du véhicule. Il constitue une base solide pour la conception de systèmes avancés de freinage électronique (EBD).

4.8 Verification de l'EBD

Afin de valider le bon fonctionnement du répartiteur électronique de freinage (EBD) dans des conditions de freinage brusque, nous avons simulé plusieurs cas en utilisant le modèle amélioré. L'objectif était d'observer si les roues avant et arrière se bloquent simultanément, garantissant ainsi une efficacité maximale du freinage tout en maintenant la stabilité du véhicule.

4.8.1 Méthodologie

- **Scénarios testés :**
 - Freinage modéré (2500 N)
 - Freinage intensif (8000 N)
- **Comparaison des courbes :**
 - Observation des vitesses des roues avant, des roues arrière, et de la voiture pour détecter tout déséquilibre ou décalage dans le blocage des roues.
- **Visualisation graphique :**
 - Courbes simulées pour analyser la synchronisation du blocage des roues.

4.8.2 Résultats

Freinage modéré avec EBD (2500 N) La simulation montre que les vitesses des roues avant et arrière diminuent de manière synchronisée. L'EBD ajuste la répartition des forces pour compenser les effets du transfert de masse.

- Les roues avant et arrière atteignent l'arrêt quasiment au même moment.
- La stabilité du véhicule est maintenue tout au long du freinage.

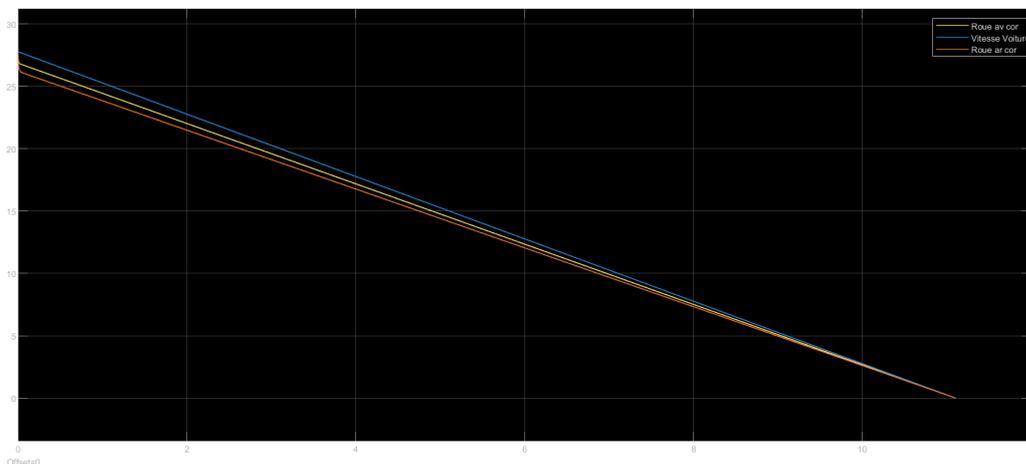


FIGURE 52 – Freinage modéré (2500 N) avec EBD.

Freinage intensif avec EBD (8000 N) En cas de freinage intensif, les roues arrière ont tendance à se bloquer en premier sans EBD. L'utilisation du répartiteur électronique corrige cette asymétrie en répartissant correctement l'effort de freinage entre les essieux.

- Le blocage simultané des roues avant et arrière garantit une meilleure stabilité du véhicule.
- La distance de freinage est optimisée par rapport à un freinage sans EBD.

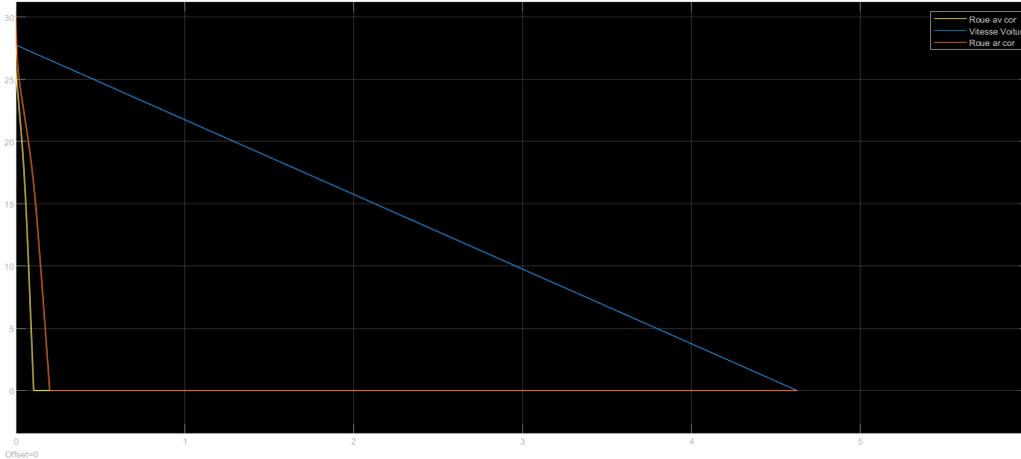


FIGURE 53 – Freinage intensif (8000 N) avec EBD.

4.8.3 Comparaison avec un freinage sans EBD

En l'absence de répartiteur électronique de freinage :

- Les roues arrière présentent un blocage prématuré, ce qui peut entraîner une instabilité (survirage).
- L'absence de répartition optimale entre les essieux augmente la distance de freinage.

Le modèle Simulink, intégrant le répartiteur électronique de freinage, démontre une répartition équilibrée des forces de freinage entre les essieux avant et arrière. Les simulations confirment que dans des scénarios de freinage brusque :

- Les roues se bloquent simultanément, garantissant une efficacité maximale.
- La stabilité du véhicule est maintenue grâce à une répartition optimale des charges.
- La distance de freinage est significativement réduite.

Ces résultats valident l'efficacité de notre implémentation EBD dans le modèle Simulink.

5 Résultats et Analyses

5.1 Tableau des performances des contrôleurs ABS

Voici le tableau avec l'ordre des contrôleurs modifié :

Contrôleur ABS	Consigne de freinage (N)	Distance d'arrêt (m)
ABS PI continu	2000	49.59
	4000	43.76
	6000	43.67
ABS PI discret	2000	49.59
	4000	43.82
	6000	43.67
ABS TOR	2000	49.46
	4000	41.66
	6000	41.65
ABS TOR amélioré	2000	41.98
	4000	42.71
	6000	41.70

TABLE 2 – Performances des différents contrôleurs ABS.

5.2 Analyse des résultats

Distance d'arrêt minimale :

- Le **TOR amélioré** affiche les meilleures performances en termes de distances d'arrêt minimales, quel que soit le niveau de consigne de freinage.
- Le **TOR classique** est proche du TOR amélioré pour les consignes élevées (4000 N et 6000 N).
- Les contrôleurs **PI continu** et **PI discret** présentent des distances d'arrêt plus élevées, particulièrement sensibles aux consignes faibles (2000 N).

Performances des contrôleurs PI :

- Les contrôleurs **PI continu** et **PI discret** offrent des performances similaires, avec des distances d'arrêt identiques pour la consigne de 2000 N et très proches pour les autres consignes.
- Ces contrôleurs privilégient une réponse plus lisse, mais au détriment de la distance d'arrêt.

Avantages des contrôleurs TOR :

- Le **TOR amélioré** combine une excellente maîtrise du glissement (proche de 0,2) et des distances d'arrêt réduites.
- Le **TOR classique**, bien que légèrement moins performant, reste très compétitif pour les consignes plus élevées.

5.3 Performance globale du système EBD

Le système de répartition électronique de freinage (EBD) joue un rôle clé dans l'optimisation du freinage en répartissant les forces entre les essieux avant et arrière. Il agit comme un complément essentiel aux autres systèmes de freinage, tels que l'ABS, en améliorant la stabilité et l'efficacité globale du véhicule, en particulier dans des scénarios de freinage brusque ou intensif.

5.3.1 Répartition des forces de freinage

Le modèle EBD implémenté assure une distribution équilibrée des forces de freinage entre les essieux. Grâce à la prise en compte des paramètres dynamiques du véhicule (position du centre de gravité, accélération, etc.), le système :

- Compense efficacement les effets du transfert de masse lors du freinage.
- Évite les déséquilibres de freinage susceptibles de provoquer un blocage prématuré des roues arrière, ce qui améliore la stabilité du véhicule.

5.3.2 Amélioration de la stabilité du véhicule

Les simulations réalisées démontrent que le système EBD maintient une stabilité optimale :

- En ajustant la répartition des forces de freinage, le risque de survirage ou de sous-virage est considérablement réduit.
- Les roues avant et arrière atteignent le seuil de blocage de manière simultanée, même lors de freinages brusques.

5.3.3 Optimisation des distances d'arrêt

Le système EBD, intégré au modèle Simulink, permet de réduire la distance d'arrêt en maximisant l'adhérence disponible pour chaque essieu. Comparé à un freinage sans EBD, les résultats montrent :

- Une diminution significative de la distance d'arrêt, en particulier lors de freinages intenses.
- Une meilleure efficacité énergétique grâce à une répartition intelligente des efforts de freinage.

L'intégration du système EBD avec des contrôleurs ABS (PI continu, PI discret, TOR, et TOR amélioré) démontre une complémentarité efficace :

- Le **TOR amélioré**, combiné à l'EBD, offre la meilleure performance globale en termes de glissement maîtrisé et de distance d'arrêt.
- Les systèmes PI, bien que moins performants en termes de distance, bénéficient également de l'EBD pour assurer une répartition équilibrée.

5.3.4 Avantages pratiques

En plus de ses performances en simulation, l'EBD présente plusieurs avantages pratiques :

- Réduction de l'usure des pneus grâce à une répartition homogène des efforts.
- Confort amélioré pour les passagers grâce à une meilleure stabilité du véhicule.
- Sécurité accrue sur des routes mouillées ou à faible adhérence.

Le système EBD, tel qu'implémenté dans le modèle Simulink, démontre une performance remarquable en améliorant à la fois la stabilité et l'efficacité du freinage. Il constitue une technologie essentielle pour les véhicules modernes, permettant de garantir des conditions de freinage sûres et optimisées. L'intégration réussie avec divers systèmes ABS valide sa polyvalence et sa capacité à répondre aux exigences des scénarios de freinage les plus critiques.

Conclusion et Perspectives

Résumé des résultats obtenus

Cette étude a permis de mettre en lumière plusieurs points essentiels concernant les systèmes de freinage modernes, notamment l'ABS et le répartiteur électronique de freinage (EBD). À travers les différentes analyses et simulations réalisées, plusieurs conclusions importantes ont été tirées :

— L'importance de l'ABS :

- L'ABS s'est révélé être un système primordial pour garantir la sécurité d'un véhicule. Il permet de maintenir une adhérence optimale en empêchant le blocage des roues, particulièrement lors des freinages brusques ou sur des surfaces glissantes.
- Les simulations ont montré que, sans ABS, les roues peuvent se bloquer rapidement, entraînant une perte de contrôle et une augmentation significative de la distance d'arrêt. À l'inverse, l'ABS optimise l'efficacité du freinage tout en maintenant la stabilité directionnelle du véhicule.
- Ces résultats confirment pourquoi l'ABS est aujourd'hui obligatoire dans tous les véhicules modernes, jouant un rôle crucial dans la prévention des accidents.

— L'importance du répartiteur électronique de freinage (EBD) :

- L'étude a également mis en évidence la nécessité d'un système de répartition dynamique des forces de freinage entre les essieux avant et arrière. Sans l'EBD, le transfert de masse lors du freinage provoque un déséquilibre des forces, entraînant un blocage prématuré des roues arrière, ce qui peut rendre le véhicule instable.
- Les simulations ont démontré que l'EBD corrige ce problème en ajustant automatiquement les forces appliquées sur chaque essieu, garantissant une répartition équilibrée et un freinage plus efficace. Cela montre pourquoi l'EBD est également indispensable pour les voitures modernes.

— Comparaison des correcteurs ABS :

- L'étude a permis de comparer différents types de correcteurs (PI continu, PI discret, TOR classique, et TOR amélioré) et de mettre en évidence leurs forces et leurs faiblesses.
- Le **TOR amélioré** s'est démarqué comme le meilleur correcteur, offrant des distances d'arrêt minimales et un glissement proche de la valeur optimale (0,2). Il combine efficacité et robustesse, en faisant un choix idéal pour des scénarios de freinage exigeants.
- Les correcteurs **PI continu** et **PI discret**, bien qu'ils présentent des distances d'arrêt légèrement plus longues, offrent une réponse plus douce et stable, adaptée à des situations moins critiques.
- Le **TOR classique** a montré de bonnes performances, particulièrement pour des consignes de freinage élevées, bien qu'il reste légèrement moins performant que le TOR amélioré.

— Facilité d'implémentation :

- L'étude a également montré que des systèmes comme l'EBD peuvent être implémentés de manière relativement simple, tout en apportant des améliorations significatives en termes de sécurité et de performance.
- Cette simplicité d'intégration renforce l'idée que de tels dispositifs devraient être systématiquement utilisés pour améliorer la sécurité des véhicules.

En conclusion, cette étude a mis en évidence l'importance cruciale de l'ABS et de l'EBD dans les systèmes de freinage des véhicules modernes. L'ABS permet de maintenir l'adhérence et la stabilité, en faisant un dispositif indispensable, tandis que l'EBD garantit une répartition optimale des forces de freinage, évitant les déséquilibres et les pertes de contrôle. L'analyse des différents correcteurs a permis de valider les performances et la pertinence de ces systèmes, tout en soulignant la possibilité de les implémenter de manière efficace et accessible. Ces résultats confirment la nécessité de continuer à intégrer ces technologies pour garantir des conditions de freinage sûres et optimisées.

Limites de l'étude

Cette étude a permis d'obtenir des résultats très prometteurs sur les performances des différents contrôleurs ABS et du système EBD. Cependant, elle présente certaines limites qu'il est important de souligner.

1. Absence de validation expérimentale :

Les résultats obtenus sont exclusivement basés sur des simulations réalisées dans MATLAB, un environnement contrôlé. Bien que les simulations permettent de tester différents scénarios et de comparer les performances, elles ne garantissent pas que les résultats reflètent fidèlement les conditions réelles. Une validation expérimentale, effectuée sur un véhicule réel dans diverses conditions, serait nécessaire pour confirmer l'efficacité des systèmes étudiés.

2. Simplifications du modèle :

- **Modèle initial simplifié** : Dans les premières étapes, le modèle a été simplifié en considérant uniquement les roues isolément, sans prendre en compte les interactions globales du véhicule. Bien que cette limitation ait été corrigée dans les versions avancées, elle reste un exemple des simplifications adoptées pour faciliter l'étude.
- **Facteurs négligés** : D'autres paramètres physiques n'ont pas été pris en compte, comme :
 - Les forces aérodynamiques (résistance au vent et appui).
 - Les changements d'adhérence sur la route (tâches d'huile, zones mouillées, bosses, ou irrégularités).
 - L'influence de l'état des pneus (usure, pression, ou crevaisons).Ces omissions peuvent réduire la précision du modèle dans des conditions réelles.

3. Comportement du conducteur en situation réelle :

L'étude s'est concentrée uniquement sur le freinage sans considérer les réactions potentielles du conducteur face à un obstacle. Lors d'un freinage brusque, si le conducteur réalise que sa vitesse est encore trop élevée pour éviter un obstacle, il peut instinctivement donner un coup de volant. Ce geste peut entraîner une perte de contrôle dramatique si le véhicule n'est pas équipé d'un système de contrôle de stabilité électronique (ESP).

L'ESP est un système crucial qui, en complément de l'ABS et de l'EBD, permet de conserver le contrôle du véhicule lors de manœuvres brusques. Bien que cet aspect n'ait pas été étudié ici, il mérite une attention particulière dans des recherches futures.

Ces limites montrent que, bien que l'étude ait apporté des résultats intéressants et des pistes d'amélioration pour les systèmes de freinage, des paramètres essentiels restent à explorer pour garantir une vision plus complète. La prise en compte des facteurs environnementaux, des réactions du conducteur, et la validation expérimentale constituent des étapes indispensables pour confirmer la pertinence des conclusions dans des conditions réelles.

Propositions pour des travaux futurs

L'étude menée a permis de mettre en évidence l'importance des systèmes ABS, EBD et leur efficacité dans des scénarios de freinage d'urgence. Toutefois, plusieurs pistes de recherche et d'amélioration peuvent être explorées pour compléter cette analyse et élargir le champ d'application des systèmes de contrôle dynamique des véhicules.

1. Analyse des systèmes de contrôle en compétition automobile

Un point essentiel à souligner est que les voitures de rallye, de Formule 1 ou de drift sont volontairement dépourvues de systèmes tels que l'ABS ou l'ESP. Ces véhicules reposent sur les compétences des pilotes, qui maîtrisent parfaitement le comportement de la voiture, même dans des situations où un conducteur lambda perdrait le contrôle. Dans ces cas, des pertes d'adhérence ou des dérives maîtrisées peuvent être exploitées pour optimiser la vitesse et les trajectoires, par exemple :

- **Dans le drift** : La perte de l'arrière est intentionnelle pour permettre des trajectoires plus agressives.
- **En Formule 1** : Les pilotes ajustent leur conduite pour exploiter les limites d'adhérence des pneus, là où un système automatisé limiterait ces performances.

Ces différences soulignent que les systèmes comme l'ABS et l'ESP sont principalement conçus pour des utilisateurs lambda, afin de compenser l'absence de compétences expertes en pilotage. Des recherches futures pourraient explorer :

- Comment intégrer des systèmes semi-automatisés permettant d'assister les conducteurs sans brider les performances.
- Une analyse détaillée des compromis entre performance et sécurité dans différents contextes (course vs conduite quotidienne).

2. Étude des performances avec un contrôle de traction (Traction Control System, TCS)

Le contrôle de traction constitue une extension naturelle de l'ABS, mais s'applique cette fois dans des situations de glissement négatif, c'est-à-dire lorsque les roues motrices tournent trop vite par rapport à la vitesse du véhicule (perte d'adhérence à l'accélération). Ce système est essentiel pour éviter les dérapages lors d'accélération brusques ou sur des surfaces glissantes.

Dans des travaux futurs, il serait pertinent de :

- Étudier la modélisation et l'intégration du TCS, qui agit en complément de l'ABS pour contrôler le glissement négatif.
- Analyser les interactions entre l'ABS, le TCS, et l'ESP, afin de créer un système complet et cohérent pour optimiser la dynamique du véhicule.
- Tester des scénarios combinés de freinage et d'accélération, par exemple en simulant une perte d'adhérence à la sortie d'un virage.

3. Validation expérimentale

Les résultats actuels reposent uniquement sur des simulations dans un environnement contrôlé. Un travail futur indispensable consisterait à :

- Tester les systèmes développés sur des véhicules réels dans des conditions variées (route sèche, mouillée, verglacée, présence de gravillons ou de bosses).
- Intégrer les effets aérodynamiques et les variations de charge (passagers, bagages) pour affiner les modèles.
- Analyser le comportement du conducteur en situation réelle, notamment lors d'interactions complexes entre freinage, accélération et manœuvres brusques.

4. Exploration des technologies semi-automatisées

Pour répondre aux limites des systèmes purement automatisés, des travaux futurs pourraient se concentrer sur :

- Le développement de systèmes semi-automatisés qui laissent une certaine liberté au conducteur tout en intervenant uniquement en cas de dépassement des limites d'adhérence.
- L'utilisation de l'intelligence artificielle pour ajuster dynamiquement les paramètres du véhicule en fonction du style de conduite du conducteur.

Ces propositions pour des travaux futurs ouvrent des perspectives intéressantes, tant sur le plan de la sécurité que de la performance. En explorant des systèmes comme le contrôle de traction ou en testant les modèles dans des conditions réelles, il serait possible de développer des technologies encore plus fiables et polyvalentes. Enfin, intégrer des approches semi-automatisées pourrait combiner le meilleur des deux mondes : la sécurité pour les conducteurs lambda et des performances accrues pour les passionnés de conduite sportive.

Annexe : Modèle Simulink et Paramètres du Système ABS

1. Paramètres du Système et Définition des Constantes

```
1 // Définition des constantes
2
3 % Gravit
4 g = 9.81; % m/s^2
5
6 % Vitesse initiale de la voiture
```

```

7 v0 = 27.77; % m/s
8
9 % Rayon de la roue
10 rRoue = 0.3; % m
11
12 % Moment d'inertie de la roue
13 J = 0.5; % kg.m^2
14
15 % Masse de la voiture
16 m = 1000; % kg
17
18 % Coefficient de frottement maximal
19 f = 0.8;
20
21 % Parametres du PID
22 Kp = 100; % Gain proportionnel
23 Ki = 10; % Constante de temps integrale
24 Kd = 0; % Constante de temps derive
25 Ts = 0.0001; % P riode d' echantillonnage
26
27 % Parametres fixes du v ehicule
28 h = 0.7; % Hauteur du centre de gravit (m)
29 d_avant = 1.5; % Distance CG au train avant (m)
30 d_arriere = 1.5; % Distance CG au train arri re (m)
31 L = d_avant + d_arriere; % Empattement (m)
32
33 % Acc l ration en freinage d'urgence
34 a = -5; % Acc l ration (m/s^2)
35
36 % Calcul des forces normales
37 N_avant = m * g * (d_arriere / L) - m * a * (h / L);
38 N_arriere = m * g * (d_avant / L) + m * a * (h / L);
39
40 // Constantes suppl ementaires
41 Km = 10; % Constante m canique
42 Tm = 0.1; % Temps m canique

```

Listing 2 – cte TP ABS CHERIF

2. Modèle Simulink Complet

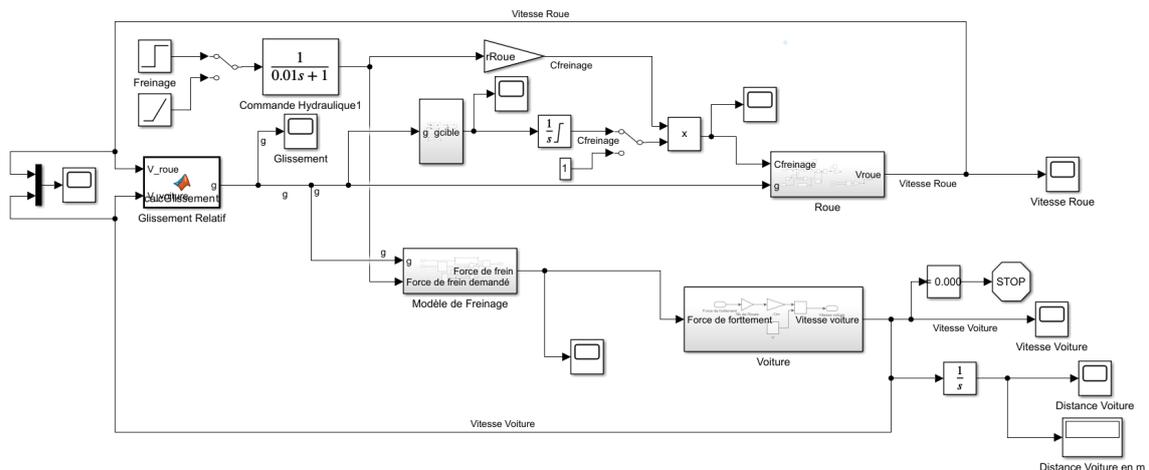


FIGURE 54 – Modèle Simulink complet du système ABS.

FIGURE 55 – Vue détaillée du modèle Simulink pour la dynamique du véhicule.

3. Schéma du Modèle de Commande

FIGURE 56 – Sous-système Simulink : modèle de commande pour le glissement.

4. Analyse des Forces Normales

Les forces normales avant et arrière sont calculées à partir de :

$$N_{\text{avant}} = m \cdot g \cdot \frac{d_{\text{arrière}}}{L} - m \cdot a \cdot \frac{h}{L}$$

$$N_{\text{arrière}} = m \cdot g \cdot \frac{d_{\text{avant}}}{L} + m \cdot a \cdot \frac{h}{L}$$

Ces forces permettent de modéliser précisément la dynamique de freinage, y compris les effets du transfert de masse.