

École polytechnique de Louvain

Analyse globale des pertes énergétiques sur les vélos : mise en avant de l'impact des systèmes de suspension

Auteurs: **Cyril JÁNOSI, Martin SERVAIS**
Promoteurs: **Paul FISETTE, Nicolas DOCQUIER**
Lecteur: **Hervé JEANMART**
Année académique 2023–2024
Master [120] : ingénieur civil mécanicien

Remerciements

Pour commencer, nous souhaitons sincèrement remercier Monsieur Nicolas Docquier pour avoir pris le temps de nous suivre tout au long de ce travail, de nous guider vers les bons choix et de nous fournir le matériel nécessaire aux expériences que nous avons conduites. Et tout ça malgré notre manque d'organisation.

Ensuite, le personnel du laboratoire CREDEM, pour nous avoir aidé à faire les installations sur le vélo, et pour nous avoir prêté tout le matériel nécessaire. Nous espérons que le vélo qui reposait dans un coin du laboratoire durant si longtemps ne vous a pas trop dérangés.

Merci au professeur Paul Fisette pour tous ses cours sur la mécanique, pour sa bonne humeur et sa soif d'enseigner, il nous a donné l'envie de mieux comprendre les systèmes et donc de réaliser ce mémoire sous sa supervision.

Nous tenons également à remercier Margaux pour ses remarques de dernières minutes et ses conseils sur l'introduction et la conclusion, ainsi que sa relecture orthographique partielle.

(Martin) Je tiens à également remercier mes parents de m'avoir soutenu durant ce mémoire ainsi que toutes ces années d'étude, merci de m'avoir fait confiance tout le long de cette aventure, vous allez enfin arrêter de me bombarder de messages pour savoir si j'ai bien rendu ce travail alors que je suis toujours en train de l'écrire.

Table des matières

Introduction	8
1 État de l'art et analyse des sources de pertes énergétiques	10
1.1 Pertes associées à la Transmission de Puissance	10
1.2 Impact des forces aérodynamiques sur les pertes d'énergie	16
1.3 Pertes associées au roulement	20
1.4 Les systèmes de suspension	27
1.4.1 Notions importantes	27
1.4.2 Quelques modèles de suspensions	31
1.5 Analyse des pertes combinées	33
2 Expérimental	36
2.1 Modèle	36
2.2 Acquisition des données	37
2.2.1 Les capteurs	37
2.3 Passage sur bosse	40
2.3.1 Profil	40
2.3.2 Franchissement	41
2.4 Parcours	43
3 Modélisation	44
3.1 Modélisation multicorps <i>Robotran</i>	44
3.1.1 Formalisme multicorps	44
3.2 Implémentation	48
3.2.1 Dimensions	51
3.2.2 Contact pneu-sol	53
3.2.3 Contact pneu-sol sur un obstacle	55
3.3 Analyse de la suspension	59

4	Résultats et interprétations	62
4.1	Algorithme	62
4.1.1	Estimation des constantes de raideur k en statique	63
4.2	Optimisation	64
4.2.1	Convergence aléatoire	64
4.2.2	Convergence en partant des valeurs trouvées pour k	66
4.3	Puissance dissipée	67
4.3.1	Situations testées	68
4.3.2	Résultats obtenus	73
4.3.3	Comparaison avec les autres pertes	74
5	Conclusion	78
A	Code Arduino	84

Table des figures

1.1	Schéma des différents éléments composants les maillons de la chaîne, image tirée de l'article [20]	11
1.2	visualisation de l'offset, image tirée de l'article [20]	13
1.3	Efficacité du système de transmission en fonction de la vitesse de rotation	15
1.4	Coefficient de pression moyen à 1m du sol pour un groupe de cycliste se déplaçant à 15m/s. Mise en avant de la réduction de la traînée en termes de pourcentage d'un coureur isolé dont la force de traînée est de 40.33N, qui correspond à un coefficient C_{DA} de 0.3. Image tirée de l'article [1]	19
1.5	Estimation de la traînée pour des cyclistes en peloton exprimé en pourcentage de traînée d'un cycliste isolé à 15m/s dont la force de traînée est de 40.33N. Image tirée de l'article [1]	20
1.6	Déformation du pneu au contact du sol.	21
1.7	Illustration d'une courbe d'hystérèse.	21
1.8	Moyenne des valeurs de C_r et leur écart type issus de l'étude de John Lafford [21] pour différentes pressions de pneus.	22
1.9	Coefficients de roulement par pneus. Points transparents : tests individuels. Points noirs : valeur moyenne. Figure tirée directement de l'étude [24]	23
1.10	Hutchinson python	25
1.11	Vittoria randonneur	25
1.12	Comparaison des temps de passage pour les deux tailles de pneus, résultats tirés de l'étude de Julie E. Taylor(2017) [25]	26
1.13	Comparaison des calories dépensées par le cycliste moyen pour les deux tailles de pneus, résultats tirés de l'étude de Julie E. Taylor(2017) [25]	26
1.14	Vélo "semi-suspendu" à gauche et vélo "tout suspendu" à droite.	27
1.15	Détermination du CI par méthode graphique.	28
1.16	Détermination du CC par méthode graphique. La trajectoire de l'axe est représentée en trait discontinu, les deux CI ont été déterminés par méthode graphique.	29
1.17	Représentation des forces agissant sur la roue.	29

1.18	Représentation des forces agissant sur la suspension.	29
1.19	Suspension à pivot simple favorisant la compression de l'amortisseur lors du pédalage	30
1.20	Suspension à pivot simple favorisant la détente de l'amortisseur lors du pédalage	30
1.21	Système 4 barres	32
1.22	Suspension VPP constituée de deux biellettes (en vert), d'un triangle arrière (en mauve) et de l'amortisseur (en rouge).	33
1.23	Puissance requise pour surmonter des pentes de 3, 5 et 9 % respectivement.	34
1.24	Visualisation des puissances perdues pour différents scénarios	35
2.1	Specialized Epic Comp 29 (2015)	36
2.2	Potentiomètre MLS130 de Penny & Giles	38
2.3	Potentiomètre HLP190-250 de Penny & Giles	38
2.5	Schéma du circuit électronique utilisé	39
2.6	Illustration du profil de la bosse	41
2.7	Réponse des suspensions lors de la descente de la bosse.	41
2.8	Réaction moyenne des suspensions lors de la descente de la bosse.	42
2.9	Réponse des suspensions lors de la montée de la bosse	42
2.10	Réponses moyennes des suspensions lors de la descente de la bosse	43
3.1	Schéma d'un système multicorps arborescent classique, tiré de [34]	45
3.2	Caractérisation cinématique et dynamique des corps, tiré de [34]	45
3.3	Schéma d'un système multicorps comportant des boucles cinématiques, tiré de [34]	47
3.4	Schéma du Specialized Epic Comp 29 (2015). Les différents corps : le cadre (en gris), les amortisseurs (en rouge), le bras bas de la suspension arrière (en vert), la bras haut de la suspension arrière (en bleu), la biellette (en mauve), les roues (en noir). Les points noirs représentent le degré de liberté en rotation entre 2 corps.	49
3.5	modèle du cycliste tirée de [38]	50
3.6	Représentation de la modélisation du vélo avec les différents liens entre les corps. Les liens sont représentés en bleu si ils sont 'libres' ou en mauve si ils sont 'bloqués'. La notation 'T' représente un degré de liberté en translation et 'R' en rotation, suivi d'un nombre représentant l'axe de translation ou rotation. Les flèches rouges représentent la position relative depuis le point d'ancrage précédent. Les ressorts sont des liens qui imposent une force entre deux points d'ancrage.	50
3.7	Représentation des différents corps modélisés pour le cycliste autour du cadre.	51
3.8	Dimension du triangle de suspension arrière, coté gauche.	52

3.9	Dimension du triangle de suspension arrière, coté droit.	52
3.10	Illustration du contact entre le pneu et le sol	54
3.11	Rendu 3D de la modélisation du Specialized Epic Comp 29 (2015) . . .	55
3.12	Schéma contact avancé	57
3.13	Schéma contact avancé avec deux points de contact	58
3.14	Comparaison des modèles simple et avancé de contact pneu-sol.	59
3.15	Trajectoire de l'axe de la roue arrière.	60
3.16	Centre de courbure (rouge) et trajectoire de l'axe de la roue arrière (noir)	61
4.1	Visualisation des simulations de descente de bosse effectuées à partir des valeurs de suspensions obtenues grâce à l'algorithme en partant de valeurs aléatoire.	65
4.2	Visualisation des simulations de montée de bosse effectuées à partir des valeurs de suspensions obtenues grâce à l'algorithme en partant de valeurs aléatoire.	66
4.3	Visualisation des simulations de descente de bosse effectuées à partir des valeurs de suspensions obtenues grâce à l'algorithme en partant de valeurs de k fixées.	67
4.4	Visualisation des simulations de montée de bosse effectuées à partir des valeurs de suspensions obtenues grâce à l'algorithme en partant de valeurs de k fixées.	67
4.5	Réponse des suspensions lors d'un pédalage assis sur une route lisse. . .	69
4.6	Réponse des suspensions lors d'un pédalage debout sur une route lisse.	70
4.7	Réponse des suspensions lors d'un pédalage assis sur une route pavée à vitesse modérée.	71
4.8	Réponse des suspensions lors d'un pédalage assis sur une route pavée à vitesse soutenue.	72
4.9	Réponse des suspensions lors d'un pédalage assis sur un chemin de forêt gravillonné.	73
4.10	Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 1 pour un total de 74.2 W.	75
4.11	Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 2 pour un total de 92.35 W.	75
4.12	Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 3 pour un total de 99.37 W.	76
4.13	Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 4 pour un total de 141.6 W.	76
4.14	Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 5 pour un total de 83.72 W.	76

Liste des tableaux

1.1	Efficacité en % de la transmission pour différentes configurations. . . .	14
1.2	Efficacité en % de la transmission de chaîne pour différentes vitesses de rotation et configurations de pignons (puissance d'entrée constante 100 W).	14
1.3	Efficacité en % de la transmission de chaîne pour différentes puissances d'entrée et configurations de pignons (vitesse de rotation constante 60 RPM).	14
1.4	Différence de puissance perdue entre les deux positions à différentes vitesses	18
1.5	Valeurs de coefficients de roulement moyens pour différents types de sol	24
3.1	Constante de raideur et coefficient d'amortissement du cycliste.	50
3.2	Inerties trouvées pour la roue avant	53
3.3	Inerties trouvées pour la roue arrière	53
4.1	Résultats de la première simulations pour les coefficients de suspension.	64
4.2	Résultats de la simulations (k fixe) pour les coefficients de suspension.	66
4.3	Récapitulatif des différents tests effectués	74
4.4	Résultats des puissances perdues par les suspensions sur les différents parcours.	74
4.5	Valeurs choisies des coefficients pour l'estimation de pertes.	75

Introduction

Le cyclisme a vu le jour en 1816 lorsque le baron allemand Karl Von Drais inventa la draisienne, un engin précurseur du vélo moderne [41]. Depuis cette époque, le cyclisme s'est étendu à de nombreuses pratiques, allant du cyclisme urbain aux compétitions sportives, en passant par le cyclotourisme. Le vélo est un moyen de déplacement pratique et trouve tout son sens dans une optique de transition écologique où il se pose comme une alternative viable aux moyens de transport classiques.

L'efficacité énergétique est devenue un enjeu majeur dans le développement des véhicules modernes, et le vélo n'y échappe pas. Que ce soit pour des déplacements quotidiens ou pour des compétitions de haut niveau, l'objectif est de minimiser les pertes énergétiques afin de maximiser la performance.

Les principales sources de pertes énergétiques que l'on peut retrouver sur un vélo sont de nature connue et sont principalement attribuables aux frottements. On peut citer entre autres les frottements des roues sur le sol, les forces aérodynamiques et la puissance perdue dans la transmission. Ces pertes sont les plus largement étudiées et quantifiées pour un vélo classique, sans suspensions. La première partie de ce mémoire se concentre donc sur la synthèse et l'analyse de ces pertes.

Cependant, pour un vélo comportant des suspensions, qu'il soit doté d'une simple suspension à l'avant ou tout suspendu, il existe des pertes dues au comportement visqueux de l'amortisseur. Ces pertes semblent non négligeables mais difficilement quantifiables. Il est alors pertinent de se pencher sur ce sujet en apportant un ordre de comparaison avec les autres sources de pertes déjà bien comprises.

Pour aborder efficacement le sujet des suspensions, une introduction théorique sur les différents systèmes de suspension est essentielle. Cela permet de mieux comprendre l'origine des pertes énergétiques lors du pédalage et d'explorer les solutions employées par les concepteurs pour les minimiser. Afin de quantifier ces pertes, un modèle de vélo tout suspendu a été analysé et modélisé. La modélisation multicorps offre une meilleure compréhension du comportement du vélo, et plus particulièrement de ses suspensions.

Elle permet également de comparer le vélo expérimental avec son modèle multicorps afin de déterminer la valeur de certains paramètres clés nécessaires pour calculer les pertes énergétiques.

Le mémoire s'articule en 4 parties. La première partie se concentre sur les pertes d'énergie connues, telles que celles citées plus haut, ainsi que sur la théorie des suspensions, offrant une première analyse des pertes combinées. La deuxième partie du document décrit la partie expérimentale réalisée sur le vélo et les résultats brut obtenus. Une troisième partie rentre dans le détail de la modélisation multicorps réalisée sur *ROBOTRAN* pour conclure avec une comparaison entre le modèle et le vélo. La quatrième partie reprendra les différents tests et résultats des parties sus-citées pour obtenir une estimation des pertes de puissances due aux suspensions, qui pourront finalement être mises en perspectives de ce qui aura été développé dans la première partie.

Chapitre 1

État de l'art et analyse des sources de pertes énergétiques

Dans le domaine du cyclisme, les pertes énergétiques jouent un rôle crucial dans la performance et l'efficacité des vélos. Comprendre et analyser ces pertes est essentiel pour optimiser la conception des vélos et améliorer les performances des cyclistes. Cet état de l'art examine les principales sources de pertes énergétiques, notamment celles liées à la transmission de puissance, aux forces aérodynamiques et à la résistance au roulement. Il propose également une base théorique pour les différents systèmes de suspension, qui sera utile pour les chapitres suivants. L'objectif est de fournir une compréhension approfondie de ces mécanismes afin d'améliorer et de guider les efforts de conception et d'optimisation des vélos, contribuant ainsi à une utilisation plus efficace et plus répandue du vélo.

1.1 Pertes associées à la Transmission de Puissance

Dans cette section, nous nous attarderons sur l'efficacité de la transmission de puissance entre le pédalier et le moyeu à cassette d'un vélo classique possédant un dérailleur. Le développement qui suit est tiré de l'article de Spicer et al. [20]. Toute forme d'énergie non transmise, par conséquent perdue, est une énergie dite dégradée et nous assumons ici que celles-ci sont dues essentiellement au frottement et que nous pouvons déterminer les zones sujettes à celui-ci. D'autres sources de dissipations sont ici négligées car elles représentent une très faible part de puissance perdue. Une estimation des pertes peut se faire à travers des modèles analytiques qui interprètent les résultats expérimentaux détaillés plus bas. Plusieurs configurations sont prises en compte, avec une variation de la puissance transmise, du rapport de transmission et de la cadence pour identifier les facteurs influents.

Éviter les forces de frottement dynamiques est à la base de la recherche de l'efficacité.

A l'interaction entre deux surfaces, nous définissons ces forces comme suit :

$$F_f = \mu \int_A P dA \quad (1.1)$$

Si il existe une vitesse relative entre deux surfaces, le travail exercé par cette force est exprimé :

$$W_f = \int_l \vec{F}_f \cdot d\vec{l} \quad (1.2)$$

Les surfaces sujettes à ce frottement peuvent être identifiées a priori. Elles existent principalement à deux endroits, à la sortie de la cassette (arrière de la transmission) et à l'entrée du plateau. Puisque la tension dans la chaîne est importante seulement sur la partie supérieure de la transmission, seuls ces deux points sont considérés. Plus précisément, et à l'aide du schéma ci-dessous, les analyses sont séparées en deux : une première partie qui décrit le frottement entre les plaques latérales du maillon intérieur et l'axe du maillon, et la seconde partie sur le frottement entre les dents de la cassette, le rouleau du maillon et la bague intérieure du maillon.

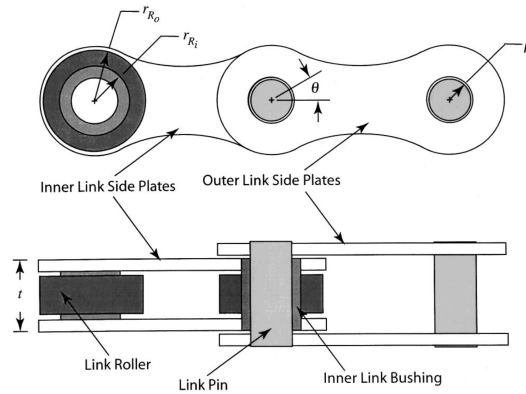


FIGURE 1.1 – Schéma des différents éléments composants les maillons de la chaîne, image tirée de l'article [20]

Première contribution

La première source de frottement citée plus haut fait intervenir la force normale due à la tension dans la chaîne. La tension dans le lien peut être écrite comme suit :

$$T = \rho t \int_{\theta_i}^{\theta_f} P_x(\theta) d\theta \quad (1.3)$$

En reprenant la définition du travail (1.2), et en réduisant l'expression de la tension à $T \approx 2\rho t P$ grâce à la simplification $P_x = P \cos(\theta)$ et considérant que l'angle entre

l'axe et le maillon intérieur est une constante telle que $\theta_c = -\theta_i = \theta_f = \frac{\pi}{2}$, la relation suivante peut être obtenue.

$$W_f = \mu_1 \rho \int_{-\alpha}^0 \int_{A_0} P dA d\beta \quad (1.4)$$

$$W_f = \mu_1 \rho \left(\frac{\pi}{2} T_0 \right) \sin(\phi) \ln \left| \frac{1 + \tan(\alpha/2)/\tan(\phi/2)}{1 - \tan(\alpha/2)/\tan(\phi/2)} \right| \quad (1.5)$$

Cette expression est valable pour la contribution au départ de la cassette ou à l'arrivée sur le plateau. L'expression finale est simplement la somme des deux contributions :

$$W_f = \sum_{i=1}^2 \mu_1 \rho \left(\frac{\pi}{2} T_0 \right) \sin(\phi_i) \ln \left| \frac{1 + \tan(\alpha_i/2)/\tan(\phi_i/2)}{1 - \tan(\alpha_i/2)/\tan(\phi_i/2)} \right| \quad (1.6)$$

où μ est le coefficient de frottement à l'interface, ρ le rayon de l'axe, T_0 est la tension libre de la chaîne, ϕ est l'angle de pression et α est l'angle d'articulation ($\alpha = 360^\circ/N$ avec N le nombre de dents).

La perte de puissance moyenne totale résultant de ces interactions est

$$P_{f1} = N_1 \omega_1 W_{f1} / 2\pi \quad (1.7)$$

Si les angles α sont petits, l'expression totale peut être simplifiée comme telle :

$$P_{f1} = N_1 \omega_1 \mu_1 \rho \left(\frac{\pi}{2} T_0 \right) \left(\frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2} \right) \quad (1.8)$$

Seconde contribution

Les interactions des dents de la cassette (et du pédalier) avec les liens est plus complexe puisqu'elles font intervenir plusieurs mécanismes.

L'expression totale est acceptée ici sans développements :

$$P_{f2} = \mu_2 T_0 r_{R_i} \frac{N_1 \omega_1}{4\pi} \sum_{i=1}^2 ((N_1 \psi_1 / \pi - 1) \delta_{1i} + (N_2 \psi_2 / \pi + 1) \delta_{2i}) \\ \times \left(\frac{2\pi}{N_i} \cos \phi_i - \sin \phi_i \ln \left(\cos \left(\frac{2\pi}{N_i} \right) + \sin \left(\frac{2\pi}{N_i} \right) \cot \phi_i \right) \right) \quad (1.9)$$

Puissance totale dissipée

$$\begin{aligned}
 P_{f_{Total}} = \mu T_0 \frac{N_1 \omega_1}{2\pi} \left\{ \frac{\pi}{2} \rho \sum_{i=1}^2 \sin \phi_i \ln \left| \frac{1 + \tan(\alpha_i/2)/\tan(\phi_i/2)}{1 - \tan(\alpha_i/2)/\tan(\phi_i/2)} \right| \right. \\
 \left. + \frac{r_{R_i}}{2} \sum_{j=1}^2 ((N_1 \psi_1/\pi - 1)\delta_{1j} + (N_2 \psi_2/\pi + 1)\delta_{2j}) \right. \\
 \left. \times (\alpha_j \cos \phi_j - \sin \phi_j \ln(\cos(\alpha_j) + \sin(\alpha_j) \cot \phi_j)) \right\} \quad (1.10)
 \end{aligned}$$

Angle d'offset

Les dérailleurs tels qu'on les connaît ont cet aspect pratique de nous permettre de changer de vitesse en déplaçant la chaîne selon l'axe normal à la roue. Ce déplacement induit un angle d'offset illustré ci-dessous.

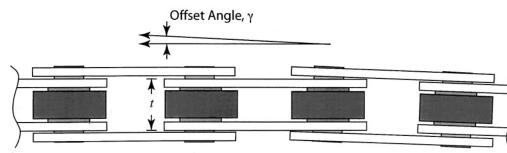


FIGURE 1.2 – visualisation de l'offset, image tirée de l'article [20]

De la même manière que pour la première contribution, les pertes sont exprimées comme :

$$P_{f1} = N_1 \omega_1 \mu_2 (T_0 r_0 \sin \gamma) \left(\frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2} \right) \quad (1.11)$$

Comme l'angle est souvent très petit, les pertes dues à cet effet d'offset sont souvent négligées et les expériences faites à ce sujet avec différentes configurations le confirment.

Dispositif expérimental et rendement

Pour évaluer l'efficacité de la transmission par chaîne, un banc d'essai a été mis en place afin de mesurer la performance mécanique globale du système, depuis le plateau avant jusqu'aux éléments de la transmission arrière. Le dispositif mesure la puissance d'entrée au plateau avant et la compare à la puissance de sortie du pignon arrière. L'efficacité est quantifiée par le ratio entre la puissance de sortie et la puissance d'entrée. Les couples transmis par les arbres de transmission, ainsi que les vitesses de rotation, sont mesurés pour calculer les puissances d'entrée et de sortie. L'efficacité

est alors calculée avec la formule suivante : $\eta = \frac{\tau_2 \omega_2}{\tau_1 \omega_1} \times 100\%$, où τ_1, ω_1 représentent le couple et la fréquence angulaire de l'arbre moteur, et τ_2, ω_2 ceux de l'arbre entraîné. Le banc de test est automatisé et contrôlé par ordinateur. Le système d'entraînement est alimenté par un moteur électrique à vitesse variable, et les mesures de couple et de vitesse sont effectuées à l'aide de capteurs spécifiques. La transmission par chaîne est configurée pour simuler la géométrie d'un vélo, avec des ajustements précis de la distance et du déport entre le plateau avant et la cassette arrière, ainsi que du dérailleur, montés sur une plateforme de translation. Un frein électromagnétique appliqué sur l'arbre de sortie permet de charger le système. Ce système a été réalisé dans le cadre de l'étude de l'efficacité conduite par des chercheurs de l'université de "The Johns Hopkins University" [20] et dont voici les résultats.

	50 RPM 100 W	60 RPM 100 W	70 RPM 100 W	60 RPM 150 W	60 RPM 175 W
52-11	92.5	91.1	88.7	94.6	95.5
52-15	94.7	92.3	90.4	96.2	97.5
52-21	95.2	93.8	92.0	97.4	98.2

TABLE 1.1 – Efficacité en % de la transmission pour différentes configurations.

	30 RPM	40 RPM	50 RPM	60 RPM	70 RPM	80 RPM	90 RPM
52-11	96.7	95.0	92.8	90.9	89.3	87.5	85.4
52-15	97.8	96.5	94.6	93.0	91.0	89.3	87.2
52-21	-	97.8	95.9	94.4	92.8	91.3	89.8

TABLE 1.2 – Efficacité en % de la transmission de chaîne pour différentes vitesses de rotation et configurations de pignons (puissance d'entrée constante 100 W).

	50 W	75 W	100 W	125 W	150 W	175 W	200 W
52-11	81.0	87.4	91.0	93.0	94.4	95.3	95.8
52-15	83.2	89.8	93.2	95.1	96.5	97.5	98.0
52-21	85.5	91.1	94.4	96.0	97.2	98.1	98.6

TABLE 1.3 – Efficacité en % de la transmission de chaîne pour différentes puissances d'entrée et configurations de pignons (vitesse de rotation constante 60 RPM).

Une représentation graphique de l'efficacité en fonction des différentes vitesses de rotation :

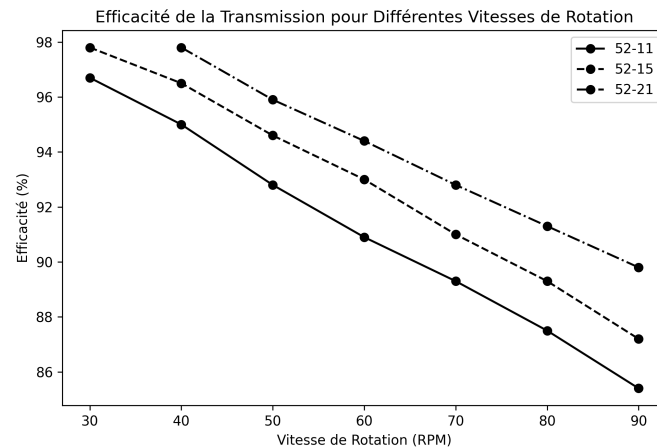
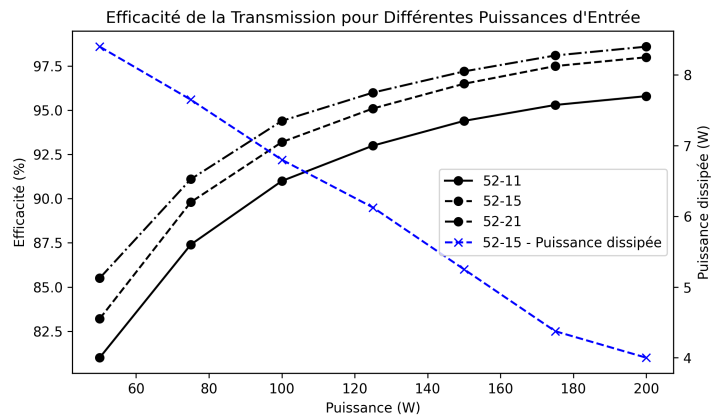


FIGURE 1.3 – Efficacité du système de transmission en fonction de la vitesse de rotation

On retrouve bien ici ce que nous prédisaient les formules analytiques développées plus haut, la puissance dissipée est proportionnelle à la vitesse de rotation. Bien que la conclusion que l'on pourrait tirer de ces résultats soit assez directe, il faut diminuer la cadence de pédalage pour tirer le meilleur rendement, la réalité est bien plus complexe et il faut également prendre en compte la complexité du corps humain qui privilégiera une cadence plus souvent proche des 90 RPM bien que la meilleure efficacité métabolique se trouve aux alentours des 65 RPM [19].



Intuitivement, l'efficacité augmente avec la puissance totale. Cependant, la puissance dissipée diminue. En augmentant la puissance pour une cadence donnée, on augmente également la tension dans la chaîne et l'on s'attend donc à plus de pertes. Les données

montrent clairement que le fonctionnement fondamental de la transmission est lié à la tension de la chaîne, de sorte que l'efficacité augmente avec l'augmentation de la tension, même si les pertes par friction devraient également augmenter. Cette dépendance de l'efficacité à la tension de la chaîne, mesurée expérimentalement, ne peut être expliquée que de manière limitée par les modèles de pertes développés précédemment. Par exemple, si l'angle de pression change avec la tension, les pertes calculées varieront en fonction de la tension d'une manière qui n'avait pas été prise en compte auparavant. Comme pour les résultats à différentes vitesses de rotation, la taille du plateau engagé a une influence directe sur le rendement. Plus il y a de dents sur le plateau, plus le rendement sera élevé. Ce phénomène peut également être déduit de l'équation (1.8) où N_2 représente le nombre de dents à la cassette.

1.2 Impact des forces aérodynamiques sur les pertes d'énergie

L'étude des pertes aérodynamiques est un domaine largement exploré, particulièrement pertinent dans le contexte des performances sportives de haut niveau. Les équipes professionnelles de cyclisme investissent massivement dans l'optimisation aérodynamique pour gagner de précieuses secondes, en améliorant les matériaux, les profils des vélos et même la forme des casques. Par exemple, en 2023, Filippo Ganna a battu le record de l'heure sur piste, parcourant 56.792 km sur un vélo spécialement conçu pour minimiser les pertes aérodynamiques [43]. À cette vitesse, les pertes autres que les pertes aérodynamiques sont négligeables car elles représentent environ 90% de la résistance totale pour un cycliste se déplaçant sur une surface plane. Dans cette section, nous allons quantifier ces pertes et proposer des pistes pour tenter de les réduire.

Les bases

Le flux d'air autour d'un cycliste est complexe, le corps de celui-ci comporte des zones avec des changements brusques de forme. Il est donc classé dans la catégorie des "bluff bodies", qui s'oppose aux surfaces aérodynamiques "douces" présentant des transitions de section progressives minimisant la résistance et dont les lignes s'apparentent aux lignes de courants du fluide [2]. Ce type de géométrie engendre de larges gradients de pression résultant en un détachement de la couche limite. La traînée aérodynamique d'un corps à transition douce est dominée par les efforts de cisaillement, tandis que pour les "bluff bodies", la traînée est dominée par la pression. La séparation du flux autour du cycliste induit des zones turbulentes de basse pression dans son sillage. La traînée est donc proportionnelle à la différence de pression entre cette zone de basse pression et la zone de haute pression en bord d'attaque [1]. Ce phénomène est visible sur la figure 1.4. Approximativement 1/3 de la traînée aérodynamique est due au vélo

et est donc difficile à optimiser.

La force aérodynamique qui agit sur le cycliste est la suivante :

$$F_D = C_D A \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (1.12)$$

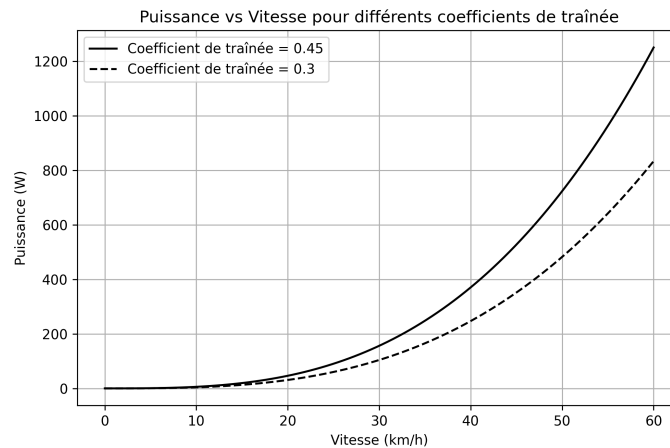
La puissance requise pour surpasser cette force est proportionnelle au cube de la vitesse :

$$P_D = C_D A \frac{1}{2} \rho U^3 \quad (1.13)$$

F_D est la force de traînée ('drag' en anglais). Le coefficient de traînée C_D est propre à chaque configuration quantifie l'efficacité avec laquelle un objet peut pénétrer un fluide, A représente la surface frontale du système cycliste-vélo, et finalement, ρ et U sont respectivement la densité de l'air et la vitesse de déplacement. C'est une formule largement utilisée pour estimer les forces aérodynamiques, la difficulté ici est de trouver des valeurs pour le coefficient C_D .

Typiquement, la valeur du coefficient de traînée est de 0.6 pour une position aérodynamique et > 0.8 pour des positions classiques.

Évidemment, la surface et le coefficient de traînée ne sont pas totalement décorrélés, lorsque le cycliste diminue sa surface en changeant de position, son 'efficacité par mètre carré' peut changer, on peut alors regrouper les deux termes : $C_D A [m^2]$ et ce paramètre peut varier entre ≈ 0.24 et ≈ 0.52 entre un athlète en position dite 'aero' et dont les équipements limitent les pertes et un autre cycliste dont la position est relevée. Ce qu'il est important de retenir de cette introduction aux pertes aérodynamiques est que la puissance perdue est proportionnelle au cube de la vitesse, les pertes sont donc négligeables à basse vitesse mais prennent très rapidement le dessus lorsque la vitesse augmente. Aussi, il est important de diminuer au maximum la surface de prise au vent. Supposons que deux cyclistes soient comparés par leur coefficient de traînée $C_D A$, arbitrairement d'une valeur de 0.3 et 0.45, ce qui représente d'un côté un cycliste en position de 'Contre-la-montre', d'un autre, un cycliste lambda, on observe sur les résultats ci-dessous une nette différence de puissance. Les valeurs des coefficients sont repris du tableau récapitulatif des travaux de Debraux et al. [30].



Vitesse (km/h)	Différence de Puissance (Watts)
10	1.92
20	15.43
30	52.08
40	123.45
50	241.12

TABLE 1.4 – Différence de puissance perdue entre les deux positions à différentes vitesses

Comme expliqué plus haut, à vitesse élevée, au-delà de $\approx 20\text{km/h}$, la position sur le vélo a un impact non-négligeable sur les pertes subies. Pour une distance courte de 20km et avec une puissance de 400W^1 , en négligeant les autres pertes et en reprenant nos deux cyclistes, le cycliste le plus efficace gagne 3 minutes et 41 secondes sur un parcours plat sans vent.

L'effet du peloton

Rouler en groupe implique souvent de se mettre à l'abri du vent derrière d'autres cyclistes. L'impact de cette configuration est loin d'être négligeable, comme le démontre l'étude de Blocken [1]. Dans celle-ci, l'analyse des pelotons est effectuée à la fois numériquement en utilisant le modèle de transition SST $k - \omega$ à 4 équations de Langtry-Menter, et expérimentalement dans une soufflerie à échelle réduite (1/4). Ces deux méthodes mènent sensiblement au même résultat et en voici un résumé non

1. Cela correspond à une puissance délivrée par un professionnel de la discipline

exhaustif.

Pour un groupe restreint de 3-4 cyclistes dans différentes configurations, les résultats sont présentés ci-dessous à l'aide de la simulation :

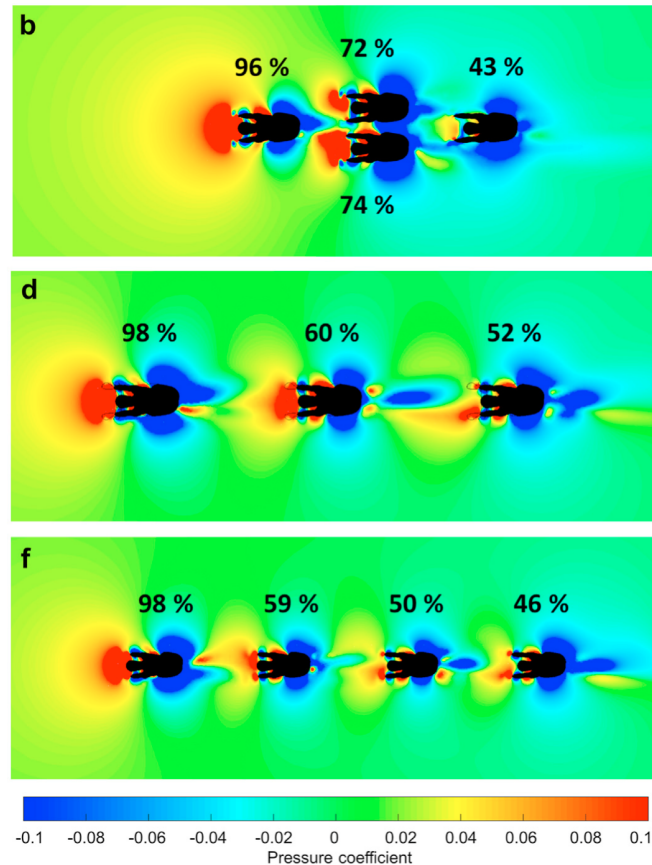


FIGURE 1.4 – Coefficient de pression moyen à 1m du sol pour un groupe de cycliste se déplaçant à 15m/s. Mise en avant de la réduction de la traînée en termes de pourcentage d'un coureur isolé dont la force de traînée est de 40.33N, qui correspond à un coefficient C_{DA} de 0.3. Image tirée de l'article [1]

Les intuitions initiales sont confortées, les cyclistes qui se situent dans le sillage du leader effectuent moins d'effort. Le leader lui-même voit son effort diminuer et ceci dû à des phénomènes de perturbation amont subsoniques, qui affectent l'écoulement du fluide.

Pour un plus grand groupe, ici 121 coureurs, les effets sont les mêmes.

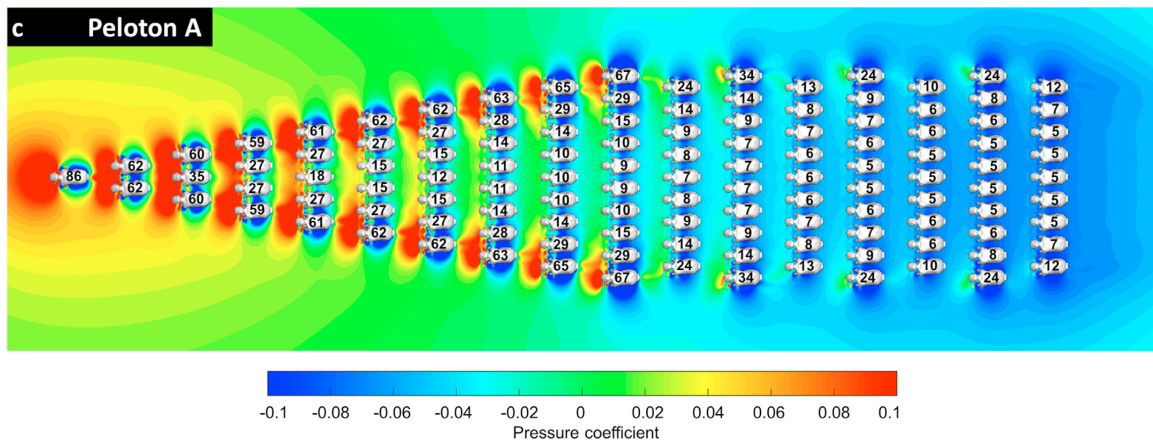


FIGURE 1.5 – Estimation de la traînée pour des cyclistes en peloton exprimé en pourcentage de traînée d'un cycliste isolé à 15m/s dont la force de traînée est de 40.33N. Image tirée de l'article [1]

Il est clair que des conditions de laboratoire ne représentent jamais les conditions réelles. Il faut donc manipuler ces résultats avec précaution mais garder en tête l'effet non-négligeable de rouler en peloton.

1.3 Pertes associées au roulement

Cette section aborde une des principale source de puissance perdue, la résistance au roulement. Elle participe grandement à la perte de puissance et est comparable aux pertes aérodynamiques lorsque la vitesse du cycliste se déplace aux alentours des 20 km/h. Cette résistance est proportionnelle à la vitesse de déplacement lorsque, comme indiqué plus haut , les pertes de puissance dues aux effets aérodynamiques sont proportionnels à la vitesse au cube 1.13. La qualité de la route est également un aspect qui impacte considérablement ces pertes.

Elles proviennent de deux phénomènes : le contact non-ponctuel qui entraîne un glissement ainsi que la déformation du pneu qui se comporte de manière élastique avec une compression suivie d'une détente. La force de compression est plus grande que la force de détente et cela induit un phénomène d'hystérèse [39]. L'énergie est convertie en chaleur et est donc perdue pour la propulsion.

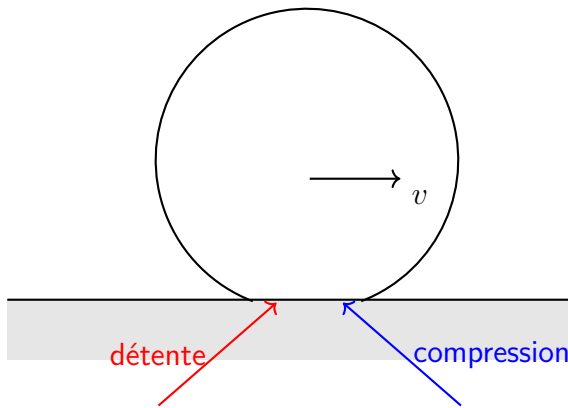


FIGURE 1.6 – Déformation du pneu au contact du sol.

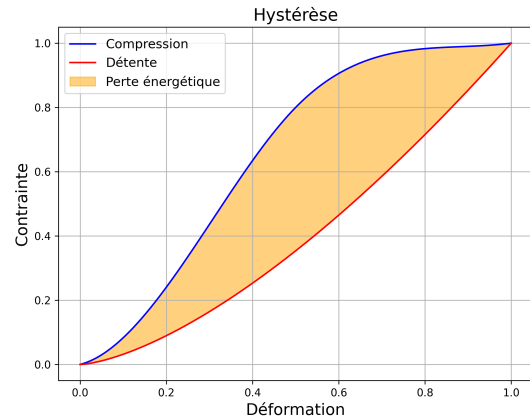


FIGURE 1.7 – Illustration d'une courbe d'hystérèse.

La puissance est proportionnelle à un coefficient de roulement et à la charge verticale [39] :

$$P_r = C_r F_v U \quad (1.14)$$

Le coefficient de roulement est dépendant de la vitesse, mais comme la gamme de vitesse est assez restreinte, on se contente de cette formule linéarisée.

Pneus route

Dans des tests réalisés par John Lafford (1999) [21], une grande gamme de pneus ont été mis à l'épreuve sous différentes conditions de pression et en voici quelques résultats notables. Cette étude a pour but de comparer différents modèles de pneu conçus pour la route. Les résultats sont valables pour des pneus en contact avec une surface de route lisse et sans imperfection.

Sur les valeurs tirées de cette étude, les moyennes des valeurs pour le coefficient C_r varient entre 0.007 pour les pneus les plus gonflés et 0.0083 pour ceux ayant une pression plus faible. Une tendance à la diminution de la friction avec la pression est observée. Certains pneus ont été testés avec une pression au-delà de celle recommandée par le constructeur. Cela est évidemment déconseillé car cela pourrait résulter en une usure précoce, voire même un éclatement du pneu.

Les valeurs à retenir sont donc représentées ci-dessous avec les moyennes pour les différentes pressions de pneus exprimées en bar.

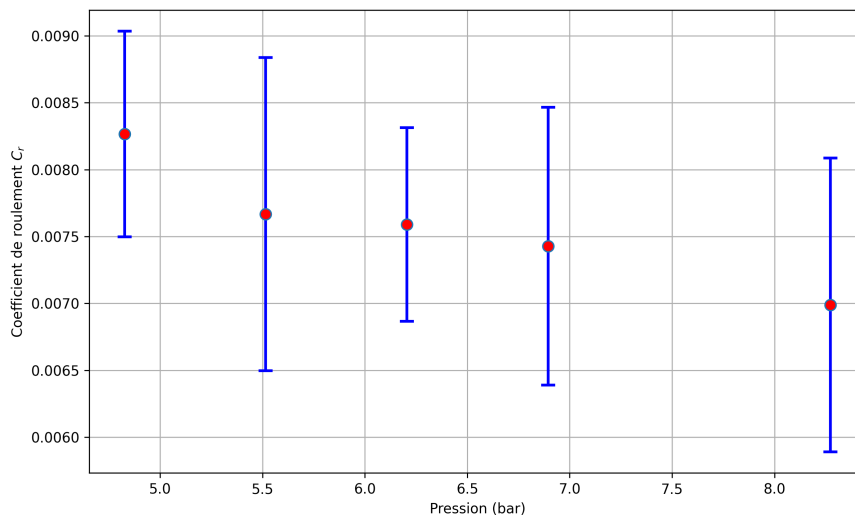


FIGURE 1.8 – Moyenne des valeurs de C_r et leur écart type issus de l'étude de John Lafford [21] pour différentes pressions de pneus.

Aucune autre surface n'a été testée pour ce type de pneu.

Pneus Tout-Terrain

Ici, les résultats pourront s'étaler sur plusieurs types de surface, car en effet, le coefficient de roulement dépend du pneu, mais il dépend également de la surface. Les différentes études faites sur le sujet ne s'accordent pas toutes sur les mêmes valeurs de coefficient. Dans une étude intitulée "Reliability of the virtual elevation method to evaluate rolling resistance of different mountain bike cross-country tyres" [24], des tests ont été effectués sur un parcours spécifique qui représente ce que l'on peut rencontrer en moyenne sur un parcours non bitumé. Les résultats ont été interprétés avec la méthode d'élévation virtuelle (Chang, 2012) et qui consiste à calculer l'élévation du terrain en fonction de la vitesse et de la puissance délivrée par le cycliste, et d'ensuite faire varier les paramètres de coefficient de roulement et de coefficient aérodynamique effectif ($C_D A$) pour correspondre au mieux à l'élévation réelle du terrain.

Les différents pneus testés sont repris avec les résultats de coefficients de roulement dans la figure ci-dessous.

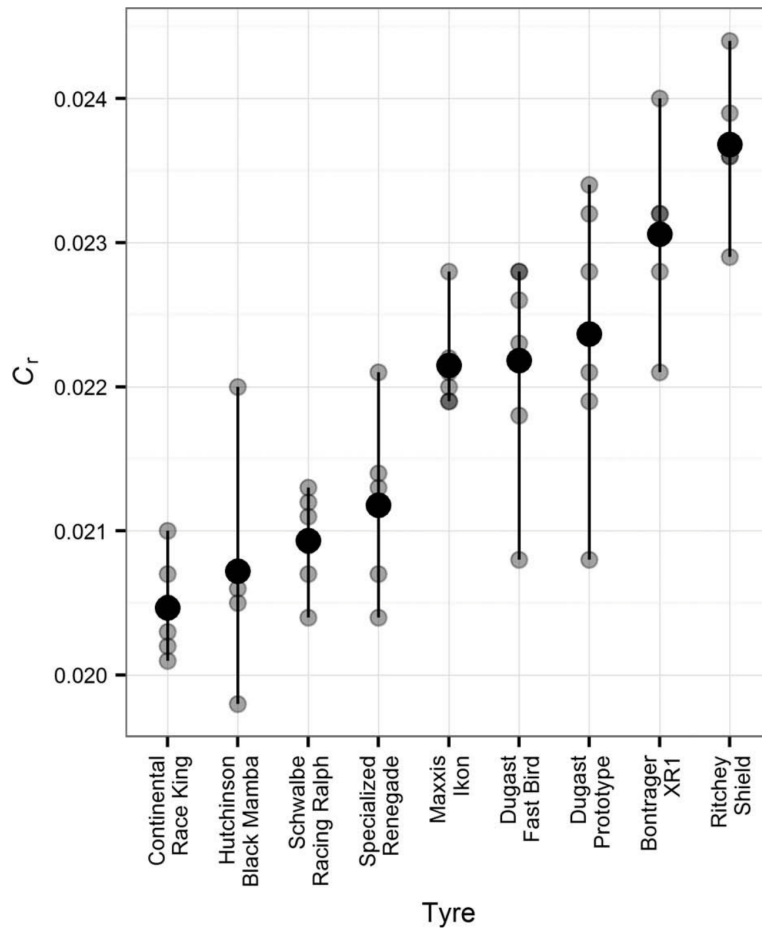


FIGURE 1.9 – Coefficients de roulement par pneus. Points transparents : tests individuels. Points noirs : valeur moyenne. Figure tirée directement de l'étude [24]

Dans une autre étude [26], des résultats indépendants ont été trouvés pour 3 types de sol, la route, le sable et l'herbe et deux types de pneus, les "Vittoria RANDONNEUR" et les "Hutchinson PYTHON". Deux types de pneu grand public dont la largeur diffère légèrement, ainsi que le type de revêtement sur le pneu. À titre d'information, les valeurs des coefficients ont été dérivées à partir d'une méthode de régression linéaire, telle que décrite dans l'étude de Debraux et al. (2011) intitulée 'Aerodynamic drag in cycling : methods of assessment' [30]. Avec cette technique, il est possible, comme pour la méthode d'élévation virtuelle, de déterminer les deux paramètres qui influencent majoritairement les pertes d'énergie, le coefficient de roulement et le coefficient aérodynamique effectif. Il faut pour cela connaître la vitesse du vélo et la puissance délivrée par le cycliste, sur un sol plat, ou un parcours dont on connaît exactement le dénivelé.

Pour ce faire, on part de la formule pour la force de résistance lorsqu'on roule sur un sol plat à vitesse constante et en négligeant les autres formes de pertes telles que la transmission vues plus haut :

$$R_T = \frac{1}{2} \rho C_D A U^2 + C_R F_v \quad (1.15)$$

$$(1.16)$$

La force varie donc linéairement avec le carré de la vitesse, on peut écrire,

$$R_T = aU^2 + b \quad (1.17)$$

$$(1.18)$$

avec,

$$a = \frac{1}{2} \rho C_D A \quad (1.19)$$

$$b = C_R F_v \quad (1.20)$$

Connaissant la puissance et la vitesse, nous connaissons la valeur de R_T ,

$$R_T = \frac{P}{U} \quad (1.21)$$

Les deux paramètres a et b sont ajustés au mieux par la régression et on retrouve les valeurs des coefficients recherchés.

Les 48 tests effectués sur les trois types de sol donnent les valeurs suivantes :

Surface	Route	Sable dur	Herbe
C_R	0.007 ± 0.002	0.020 ± 0.002	0.037 ± 0.003

TABLE 1.5 – Valeurs de coefficients de roulement moyens pour différents types de sol

La première observation est que le coefficient de roulement sur route pour les pneus larges testés, est du même ordre de grandeur que les coefficients trouvés par Lafford pour des pneus étroits. Le type de pneu aurait donc peu d'importance pour la perte de puissance au roulement. Ce qu'il l'est plus est la surface au vent d'un pneu large qui, par définition, augmentera le coefficient de traînée aérodynamique effectif. Ensuite, on s'attend évidemment à une résistance plus élevée pour les autres surfaces. Contrairement aux conditions de route, l'augmentation de la pression n'améliore pas le rendement sur herbe ou sur sable.

Concernant la comparaison entre les deux pneus, la seule grosse différence se fait dans

l'herbe, où la surface irrégulière du pneu Vittoria semble convenir mieux à ce type de sol.



FIGURE 1.10 – Hutchinson python



FIGURE 1.11 – Vittoria randonneur

Impact de la taille

Depuis quelques années, les roues en 29 pouces (622 mm de diamètre²) sont de plus en plus utilisées et remplacent petit à petit les roues en 26 pouces (559 mm de diamètre) qui dominaient le marché il y a encore quelques années. Les roues au plus grand diamètre ont l'avantage de mieux franchir les obstacles rencontrés dans des parcours compliqués, elles emportent aussi avec elles une plus grande inertie, ce qui permet au cycliste de garder une quantité de mouvement suffisante sur des terrains accidentés. Dans une étude intitulée "Impact of Wheel Size on Energy Expenditure during Mountain Bike Trail Riding" [25], 13 participants ont été mis à l'épreuve sur un parcours montagneux de 6.7 km. En moyenne, les participants ont été plus rapides de 1.2 secondes lorsqu'ils roulaient avec les pneus en 29 pouces. Les dépenses énergétiques, mesurées grâce aux battements cardiaques, se sont également montrées favorables aux plus grands diamètres avec en moyenne un battement cardiaque 6.4 bpm plus faible sur les 29 pouces.

2. au niveau de la jante

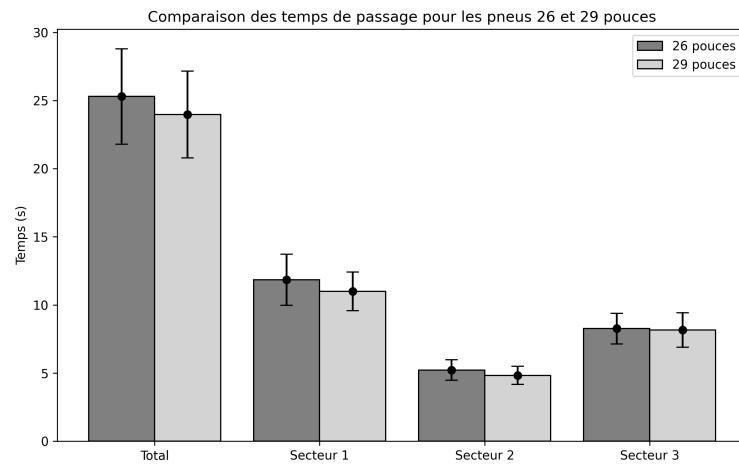


FIGURE 1.12 – Comparaison des temps de passage pour les deux tailles de pneus, résultats tirés de l'étude de Julie E. Taylor(2017) [25]

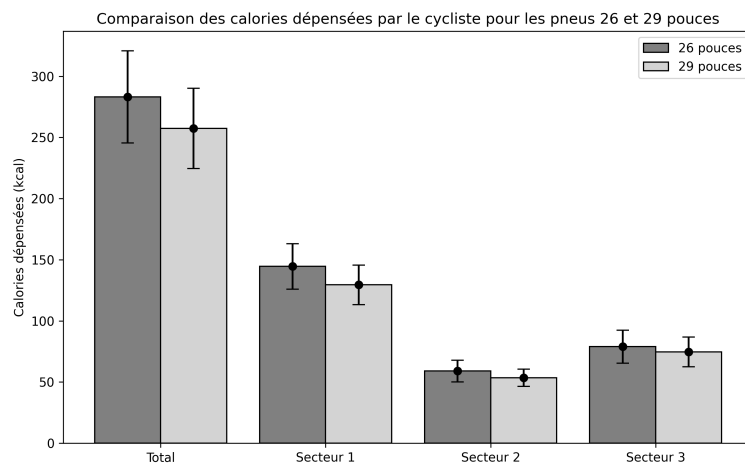


FIGURE 1.13 – Comparaison des calories dépensées par le cycliste moyen pour les deux tailles de pneus, résultats tirés de l'étude de Julie E. Taylor(2017) [25]

En analysant les résultats, il est clair que rouler avec des pneus de 29 pouces est avantageux pour le cycliste qui, au-delà d'aller plus vite sur un parcours, aura une dépense d'énergie moins grande. Ces résultats sont valables pour des types de chemins similaires que ceux utilisés pour l'étude, c'est à dire des parcours typiques de cross-country avec du dénivelé. Il semblerait que les mêmes tests sur route lisse ne

mènent pas aux mêmes résultats et que la différence de rendement soit indiscernable [25].

1.4 Les systèmes de suspension

Dans cette section, nous nous concentrerons principalement sur les suspensions arrière des vélos. Ces suspensions sont présentes sur les vélos dits 'tout suspendu', qui sont équipés de suspensions à la fois à l'avant et à l'arrière. Ce système permet à la roue arrière de se déplacer par rapport au cadre, offrant ainsi un meilleur niveau de confort et d'adhérence sur les terrains accidentés. Lorsque nous nous référons à la pièce mécanique permettant la compression, nous utiliserons le terme 'amortisseur'. Le système complet, comprenant l'amortisseur et les pièces en mouvement par rapport au cadre, sera désigné sous le nom de 'suspension'.

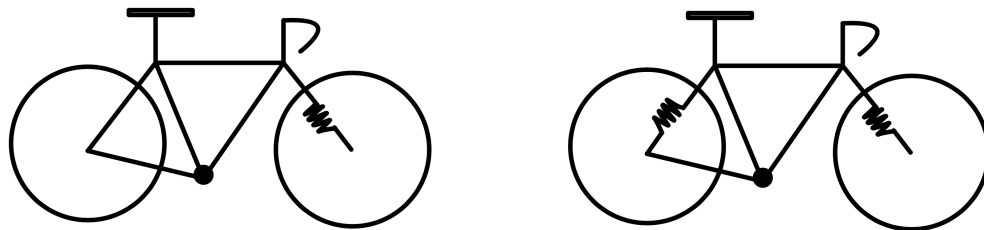


FIGURE 1.14 – Vélo "semi-suspendu" à gauche et vélo "tout suspendu" à droite.

Un des désavantages de cette innovation est la perte d'énergie dans l'amortisseur. En effet, celui-ci peut se comprimer et ses effets visqueux dissipent alors de l'énergie. Tous les types de suspensions ne se comportent pas de la même manière et peuvent favoriser ou non une compression indésirable lorsque le cycliste pédale. En phase d'accélération, le poids du cycliste induit un couple qui tend à compresser la suspension arrière du vélo, et ce de manière discontinue à cause du mouvement alternatif du pédalage, ce qui n'est pas voulu puisqu'on perd alors de l'énergie. Un moyen d'atténuer cela est de jouer sur le comportement des suspensions et de réduire au mieux la compression.

1.4.1 Notions importantes

Pour comprendre comment atténuer les pertes d'énergie sur le vélo, il faut dans un premier temps comprendre les différents paramètres et enjeux de ceux-ci sur le comportement des suspensions.

Centre instantané et centre de courbure

Le centre instantané (CI) [32] définit le point de rotation du vélo. Tout point du cadre arrière se déplace de manière tangentielle à la ligne reliant ce point au centre instantané. Des paramètres comme l'anti-rise, l'anti-squat et la trajectoire de l'axe dépendent de ce centre. Pour les suspensions à pivot simple 1.4.2, le CI se situe au niveau du pivot principal sur le cadre et se confond avec le centre de courbure (CC). Ainsi, toute partie du cadre arrière se déplace selon un arc de cercle constant. Dans les suspensions plus complexes, le CI n'est pas fixe mais se trouve à l'intersection des pivots des différents liens. Le centre de courbure (CC) est similaire au CI, mais s'applique principalement aux suspensions à pivots multiples. Pour une suspension 4 barres 1.4.2, le CC est le point de pivot effectif, et ne se situe pas sur le cadre. Le CC définit le rayon de courbure pour la trajectoire de l'axe et peut se déplacer. Pour dessiner le CC, il faut tracer une ligne de l'axe arrière au CI, puis déplacer légèrement l'axe et tracer la même ligne, le CC est à l'intersection de ces lignes. La méthode est illustrée ci-dessous.

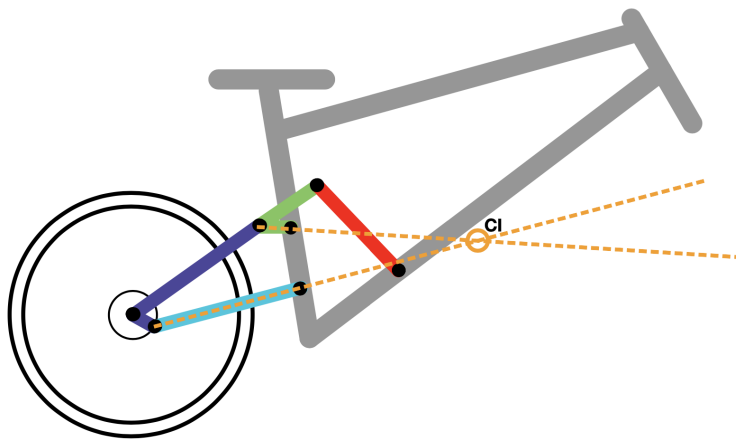


FIGURE 1.15 – Détermination du CI par méthode graphique.

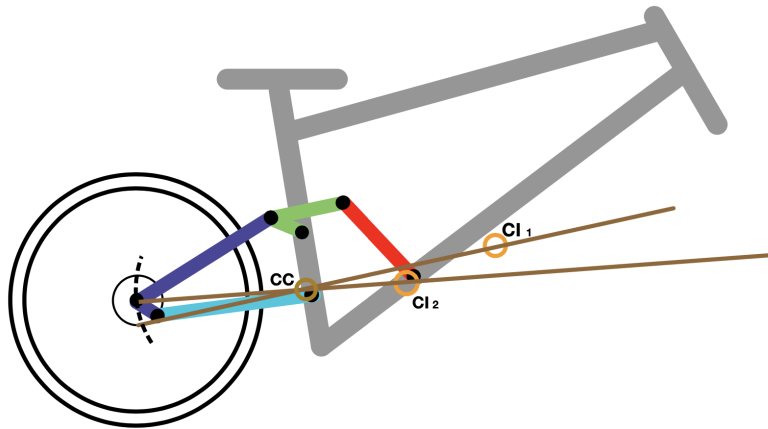


FIGURE 1.16 – Détermination du CC par méthode graphique. La trajectoire de l'axe est représentée en trait discontinu, les deux CI ont été déterminés par méthode graphique.

Forces

Lors du pédalage, la chaîne exerce une force (F_{chain}) sur la cassette, cette force tend à rapprocher la cassette du pédalier puisqu'un mouvement relatif est permis entre ces deux éléments.[31] Dans les schémas ci-dessous, on représente les forces agissant sur la roue (à gauche) et les forces agissant sur la suspension (à droite). Les forces de réactions verticales ne sont pas représentées car elles ne sont pas obligatoires pour la compréhension, mais elles existent bien. La force qui nous intéresse dans l'analyse de la suspension est la force F_{wheel} qui est la force de réaction due à la force de tension dans la chaîne additionnée à la force de frottement de la roue sur le sol. Le système de suspension est ici représenté en bleu et rouge, la partie rouge étant l'amortisseur.

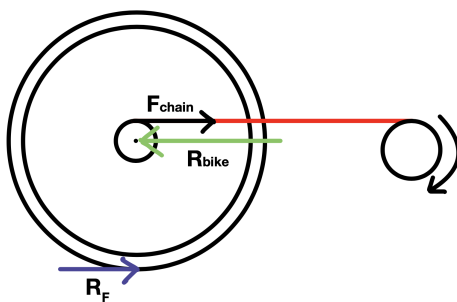


FIGURE 1.17 – Représentation des forces agissant sur la roue.

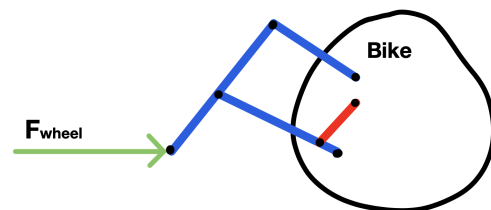


FIGURE 1.18 – Représentation des forces agissant sur la suspension.

Anti-squat

On distingue deux réactions au pédalage, la première favorise la compression, et la seconde favorise l'extension [32]. La réaction va dépendre du chemin que va emprunter l'axe de la roue arrière lorsque l'amortisseur se comprime ou se détend. Deux cas de figure intéressants sont illustrés ci-dessous, dans lesquels la trajectoire de l'axe est illustrée en pointillé. Il s'agit de deux suspensions simples dont le centre instantané (CI) est fixe par rapport au cadre. Il est utile de préciser que ce n'est pas toujours le cas dans des suspensions plus complexes. Le CI est représenté par un point vert. Si la trajectoire de l'axe a une composante parallèle à la force F_{wheel} , alors l'axe va suivre sa trajectoire dans la direction de F_{wheel} , qui induira une compression/détente. Pour parler de la résistance à la compression lors du pédalage, on définit le terme "anti-squat".

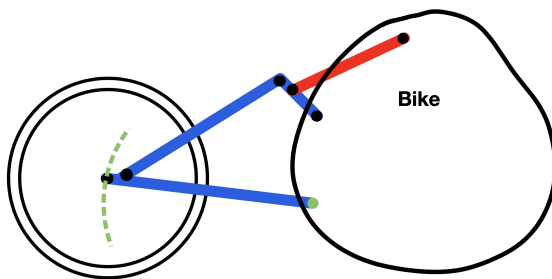


FIGURE 1.19 – Suspension à pivot simple favorisant la compression de l'amortisseur lors du pédalage

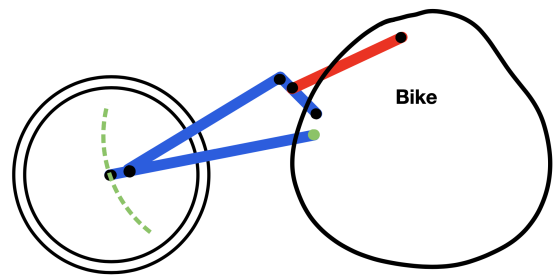


FIGURE 1.20 – Suspension à pivot simple favorisant la détente de l'amortisseur lors du pédalage

Pour contrer la compression due au poids du cycliste, on aimerait un vélo dont la suspension a tendance à se détendre en réponse au pédalage, une suspension dont l'anti-squat est donc élevé. L'anti-squat est exprimé en pourcentage de la force nécessaire pour annuler cette compression. Une valeur de 100% indique un équilibre parfait. Des valeurs supérieures à 100% signifient que le vélo tend à décompresser la suspension et à rester en hauteur lors du pédalage, tandis que des valeurs négatives indiquent que la suspension se compressera davantage sous l'effet du pédalage. Les suspensions sont souvent pensées de telle manière que les valeurs d'anti-squat soient supérieures à 100 % pour des vélos dont on veut une efficacité de pédalage maximale. La valeur est fortement dépendante de beaucoup de paramètres tels que le centre de gravité du cycliste, la vitesse enclenchée, le centre instantané, et d'autres. C'est également une fonction du déplacement de la suspension. Intuitivement, le CC doit se trouver au-dessus de l'axe de la roue arrière sur un plan horizontal pour que la valeur de l'anti-squat soit favorable au rendement de pédalage.

Le freinage entraîne également différentes réactions en fonction de la suspension et de ses paramètres, on parlera alors d'"anti-rise" pour désigner la résistance de la suspension à se détendre lors du freinage. Cependant, cela n'affectera pas la dépense d'énergie du cycliste, sujet sur lequel nous souhaitons nous concentrer.

1.4.2 Quelques modèles de suspensions

Une liste non exhaustive de suspensions est présentée dans cette section. Elles ont été décrites dans les travaux et articles [32], [10], [35] et [36].

Pivot simple

Cette première catégorie de suspension est certainement la plus simple. La barre inférieure de la suspension est directement accrochée entre l'axe de la roue et le cadre. La trajectoire du moyeu décrit donc un arc de cercle centré au point de raccord entre le cadre et la barre inférieure. Le comportement est linéaire et très prévisible, mais peu ajustable. Il est sujet aux effets indésirables du pédalage. Un exemple est repris aux figures 1.19 et 1.20. La maintenance de ces suspensions est simple et les pivots limités en font un vélo robuste. Des variantes du pivot simple classique existent, et permettent d'améliorer la façon dont la force appliquée à la roue est transmise à l'amortisseur.

4 barres

Ce système est aujourd'hui le plus répandu dans le monde des vélos tout-suspendus, il offre une excellente capacité de réglage pour contrôler la trajectoire de l'axe, et donc le comportement du vélo. Il se distingue du pivot simple par le point de pivot additionnel situé entre l'axe de la roue arrière et le point de pivot principal. Ce 4 barres se compose de deux barres qui se raccordent entre elle légèrement en dessous et vers l'avant de l'axe de la roue, d'un triangle placé en dessous de la selle que l'on appellera 'bielle' et du cadre. La barre supérieure fait le lien entre le triangle et la barre inférieure, qui est souvent attachée au niveau du pédalier. Une illustration est faite à la figure 1.21. La valeur de l'anti-squat est généralement assez élevée et permet un bon rendement de pédalage. Ce système est celui qui sera modélisé et étudié par après pour quantifier les pertes de puissance dans les suspensions de type 4 barres.

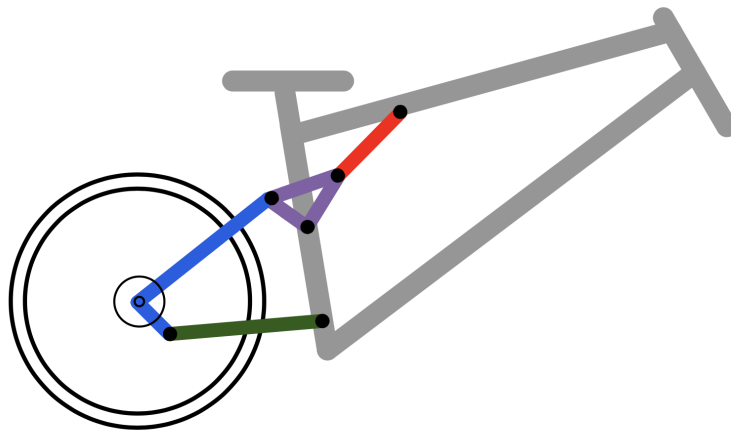


FIGURE 1.21 – Système 4 barres

Pivot haut

Le modèle de suspension à pivot haut, porte son nom car le pivot se retrouve bien plus haut sur le cadre que les autres modèles de suspensions. Le centre de courbure se confond avec le centre instantané car le pivot ne change pas de position. Le principal avantage de cette configuration est la facilité à franchir des obstacles au vu de la tendance de l'axe de la roue à se déplacer vers l'arrière lorsqu'on lui applique une force verticale. Cet effet permet de conserver la quantité de mouvement d'une manière efficace. La trajectoire de l'axe favorise donc un anti-squat important. Pour éviter l'effet de "pedal kickback", une roue dentée supplémentaire est placée au-dessus du pédalier pour dévier la chaîne. Ce type de vélo se retrouve donc dans des disciplines comme le vélo de descente, où le franchissement d'obstacles est le principal objectif.

Point de pivot virtuel

La suspension à point de pivot virtuel (Virtual Pivot Point, VPP) est un système avancé de suspension. Contrairement aux suspensions à pivot simple, le VPP utilise deux biellettes qui pivotent autour de points distincts, créant ainsi un point de pivot virtuel (qui correspond au CC) qui se déplace au fur et à mesure du débattement de la suspension. Cette configuration permet d'optimiser la trajectoire de l'axe, l'anti-squat et l'anti-rise, offrant une meilleure efficacité de pédalage et une absorption des chocs améliorée. La conception du VPP permet, comme pour le 4 barre, un ajustement précis des paramètres et donc une adaptation plus précise aux différentes conditions de terrain, augmentant le rendement et le confort du cycliste.

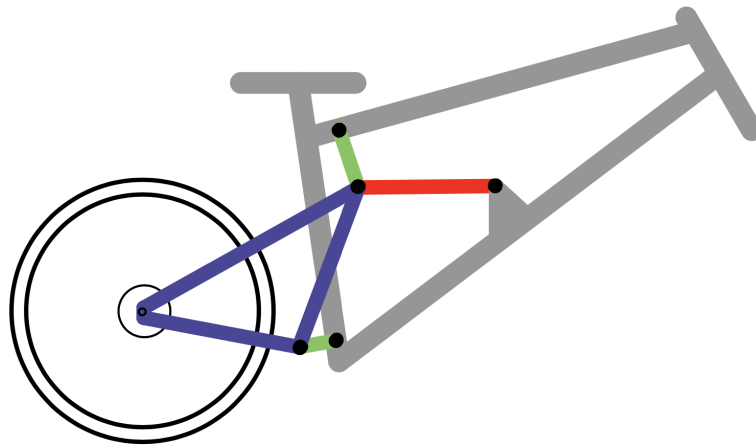


FIGURE 1.22 – Suspension VPP constituée de deux biellettes (en vert), d'un triangle arrière (en mauve) et de l'amortisseur (en rouge).

1.5 Analyse des pertes combinées

Maintenant que les principales sources de pertes ont été analysées, nous pouvons les comparer et en tirer des premières conclusions. Pour que ce soit parlant, 4 situations sont choisies :

1. Un cyclotouriste en balade à 20km/h, dans une position confortable, sur son vélo rigide, en ville sur un sol plat bitumé. Sa cadence est confortable (60 RPM). On considère un C_{DA} de 0.55.
2. Un cycliste professionnel, seul en échappée, à 45km/h sur du plat, à une cadence de 80RPM. On considère un C_{DA} de 0.3.
3. Un cycliste professionnel, en chasse de l'échappée, à 50km/h, au coeur du peloton, protégé du vent et à une cadence de 60RPM. On considère un C_{DA} de 0.4.
4. Un cycliste aventurier, sur un terrain plat de type 'gravel' équipé d'un vélo tout-suspendu à 25 km/h. On considère un C_{DA} de 0.45.

Tous les cyclistes pèsent 80kg en prenant en compte le poids du vélo. Dans ces différents scénarios, les cyclistes roulent sur du plat, en effet, l'effort à faire pour surmonter une pente est indépendant du type de vélo et ne peut pas être réduit. Un schéma peut ici donner un ordre d'idée de la puissance à fournir pour surmonter des pentes à 3, 5 et 9 % pour des vitesses entre 5 et 40 km/h.

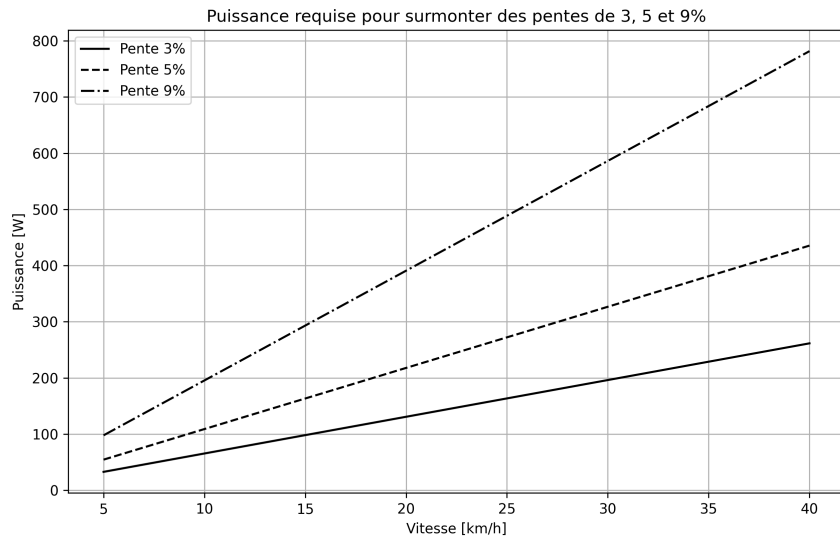


FIGURE 1.23 – Puissance requise pour surmonter des pentes de 3, 5 et 9 % respectivement.

Une comparaison entre les différentes puissances perdues pour les situations décrites plus haut est présentée ci-dessous. Le 4^{ème} cycliste, sur son vélo tout-suspendu, a une source de perte que les autres n'ont pas, les suspensions. La perte représentée sur le diagramme pour la suspension apparaît alors. Cependant, la valeur utilisée est ici estimée de manière arbitraire à 10 W. Il est noté la différence de puissance perdue conséquente entre les deux cycliste professionnels dont l'un est protégé (3) et l'autre non (2), L'aérodynamisme est sans surprise à l'origine des plus grandes pertes pour la majorité des cas, mais les pertes de roulement ne sont pas pour autant négligeables, même à grande vitesse.

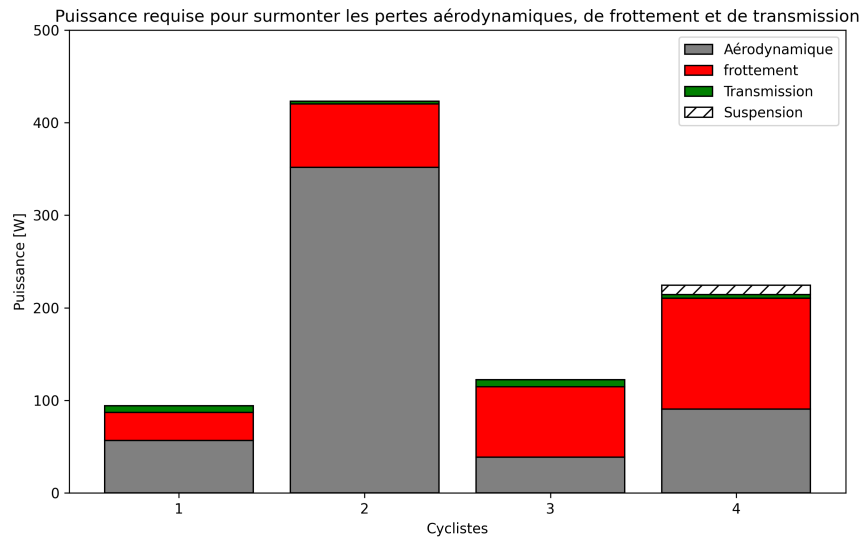


FIGURE 1.24 – Visualisation des puissances perdues pour différents scénarios

Dans cette section, nous avons comparé l'influence des différentes pertes de puissance dans différentes situations. Il subsiste une lacune notable concernant les suspensions, elles peuvent représenter une part non négligeable de pertes sur des vélos tout suspendus, mais il est difficile de les quantifier. Afin d'approfondir notre compréhension, nous allons désormais concentrer nos analyses sur une quantification plus précise des pertes dues aux suspensions.

Chapitre 2

Expérimental

Le rôle de cette section est l'analyse d'un vélo tout-suspendu et des pertes de puissance dans les suspensions. On se concentre ici sur la procédure utilisée pour récolter les données, qui seront ensuite interprétées dans le Chapitre 4.

2.1 Modèle

Pour quantifier les pertes de puissance dans les suspensions, les tests seront effectués sur le modèle *Epic Comp* (2015) de la marque *Specialized* en taille L.



FIGURE 2.1 – Specialized Epic Comp 29 (2015)

Ce modèle est destiné à la pratique du Cross Country, une discipline qui demande de la force physique et de la technique [32]. Il est donc nécessaire dans ce type de

discipline d'avoir un bon rendement pour perdre le moins de vitesse possible en montée et sur terrain plat, et doit également permettre un franchissement d'obstacle efficace pour les endroits techniques. La suspension est une suspension de type *4 barres*, son fonctionnement est décrit plus haut 1.4.2. Ses avantages sont sa capacité à résister à l'anti-squat et la liberté de design pour lui donner le comportement souhaité. Son coté négatif est le manque de robustesse dû aux multiples points de pivots. Le modèle ici étudié possède un dispositif spécial appelé "brain" qui a pour rôle de durcir la suspension lorsque le terrain est lisse [42]. Son fonctionnement technique est complexe mais le principe est simple, si la roue arrière ne subit pas d'accéléérations conséquentes, le réservoir d'huile de la suspension est verrouillé et limite ainsi le débit d'huile et donc les mouvements de la suspension. Plusieurs réglages sont possibles sur le dispositif et les tests sont réalisés avec le réglage le plus actif, c'est à dire que le brain a le moins d'influence et la suspension est la plus libre, à l'instar d'une suspension sans dispositifs particuliers.

2.2 Acquisition des données

Pour étudier le mouvement de nos suspensions lors de son passage sur différents obstacles ou lors d'un essai sur une surface plane, il est crucial de pouvoir précisément enregistrer ces mouvements en temps réel. Pour cela, 2 potentiomètres linéaires ont été utilisés. Ces capteurs permettent de convertir une position en une tension grâce à une résistance interne variable.

Ces variations de tension sont donc des signaux analogiques qui seront ensuite convertis via un Arduino et enregistrés sur une carte SD pour être analysés.

2.2.1 Les capteurs

En raison des possibilités différentes de montage autour des suspensions avant et arrière, deux types de potentiomètres linéaires sont utilisés.

Suspension arrière

La suspension arrière utilise un capteur MLS130 de Penny & Giles avec une course de 100mm. Celui-ci possède 2 roulements à ses extrémités qui permettent une rotation libre autour de son point d'attache.



FIGURE 2.2 – Potentiomètre MLS130 de Penny & Giles

La première extrémité est fixée au point d'attache entre l'amortisseur arrière et le haut du cadre (point A sur la figure 3.4). À cet endroit, un palier lisse est normalement utilisé. Ce palier lisse a été remplacé par une vis plus longue, réusinée pour éliminer le filetage au niveau du palier lisse et créer une extrémité suffisamment fine pour accrocher le roulement du capteur. De plus, une goupille a été ajoutée pour bloquer la translation du capteur.

Pour la seconde extrémité, cette méthode n'a pas pu être reproduite en raison de la liaison de l'amortisseur avec deux autres pièces en ce point, à savoir la biellette et le bras haut de la suspension arrière (point B sur la figure 3.4). Ce point triple étant creux en son centre, un boulon a été inséré, suivi de l'utilisation d'une paire d'écrous pour fixer la vis à l'intérieur du point triple et y attacher l'extrémité du capteur. Il est également à noter qu'en raison de la géométrie du vélo, un léger angle est créé entre la suspension arrière et son capteur. L'attache au niveau du point triple (point B) est légèrement désaxée à cause de la barre verticale du cadre passant à cet endroit. Cependant, cet angle est négligeable et n'affecte pas les résultats finaux.

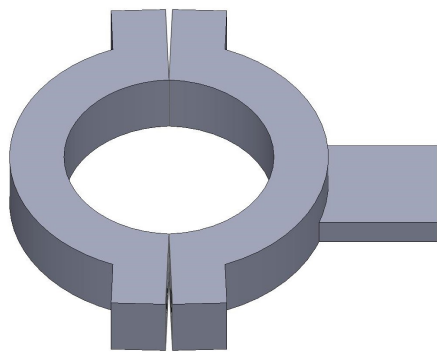
Suspension avant

La suspension avant est équipée d'un potentiomètre HLP190-250 de Penny & Giles. Celui-ci permet une longueur de course de 250mm.

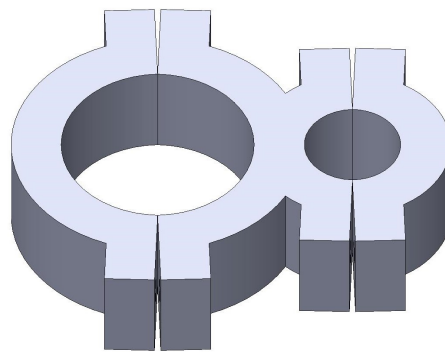


FIGURE 2.3 – Potentiomètre HLP190-250 de Penny & Giles

En raison du manque de points d'accroche autour de cette suspension, des pièces imprimées en 3D ont été utilisées pour fixer le capteur. Ces pièces permettent de l'attacher à deux points au niveau de la fourche.



(a) Assemblage supérieur



(b) Assemblage inférieur

Les demi-cercles imprimés ne sont pas complets, cela permet de mieux serrer les pièces sur la fourche du vélo et ainsi garder un maintien stable.

Comme visible sur l'assemblage supérieur, un plateau est ajouté pour pouvoir y placer une paire d'aimants qui permettront de tenir la fourche du potentiomètre sur laquelle un écrou a été ajouté pour la rendre magnétique.

Enregistrement des données

Pour la récupération des données, un Elegoo Uno R3 est utilisé (équivalent à un Arduino Uno R3). Celui-ci permet d'enregistrer la position de nos deux potentiomètres en convertissant la variation de potentiel en valeur numérique allant de 0 à 1023.

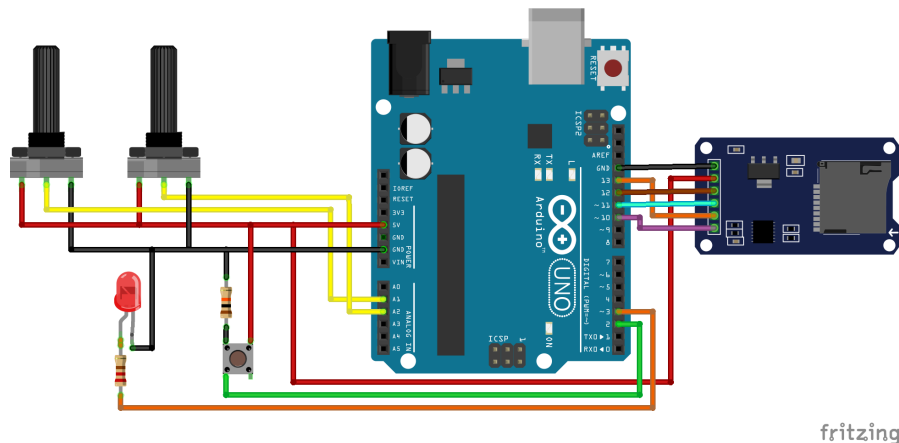


FIGURE 2.5 – Schéma du circuit électronique utilisé

Comme illustré sur le schéma ci-dessus, les ports analogiques $A1$ et $A2$ sont utilisés

pour enregistrer les valeurs des potentiomètres avant et arrière respectivement. Dans ce schéma, les potentiomètres linéaires des suspensions sont représentés par des potentiomètres rotatifs, faute de disponibilité d'autres composants sur le site Fritzing, utilisé pour créer ce schéma. Ces potentiomètres rotatifs partagent néanmoins la même connectique : trois câbles, dont le rouge pour l'alimentation, le noir pour la masse et le jaune pour la sortie ajustable permettant de lire la position du potentiomètre.

Les valeurs trouvées sont ensuite écrites sur une carte micro SD via un module complémentaire. De plus l'écriture se fait en utilisant la bibliothèque SdFat. L'intégralité du code Arduino est disponible en annexe A.

Ce dispositif nous permet d'obtenir une fréquence d'échantillonnage comprise entre 160 et 165 Hz . Une fréquence supérieure provoque une perte de données à certaines itérations.

Pour des raisons pratiques, un bouton a été implémenté pour démarrer et arrêter l'enregistrement des données, créant un nouveau fichier à chaque démarrage. Cela permet de réaliser plusieurs tests différents au cours d'une même séance. Une LED indique visuellement lorsque le système est en phase d'enregistrement.

2.3 Passage sur bosse

Pour caractériser le comportement de la suspension, un enregistrement est effectué lors du passage sur une bosse rigide. Les données collectées seront ensuite comparées au modèle *ROBOTRAN* afin d'optimiser les paramètres correspondants 3.1. Il est crucial que le profil de la bosse soit simple et que le cycliste adopte un comportement se rapprochant au mieux du cycliste modélisé, en minimisant les mouvements parasites. Nous assumons un comportement classique de la suspension de la forme :

$$F = k x + d \dot{x} \quad (2.1)$$

avec les deux coefficients à déterminer, k la constante de raideur et d le coefficient d'amortissement. (Voir Section 4)

2.3.1 Profil

Pour éviter des pics de force imprécis, un profil simple avec une transition directe entre deux hauteurs a été choisi. Le dénivelé est de 5,5 cm, correspondant à la hauteur d'une petite bordure.

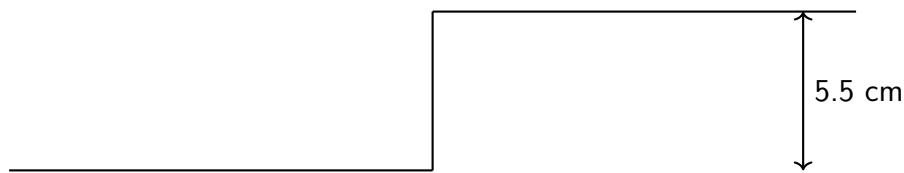


FIGURE 2.6 – Illustration du profil de la bosse

2.3.2 Franchissement

Les différents passages sur la bosse se sont faits l'un à la suite de l'autre, à approximativement la même vitesse et avec le même comportement de la part du cycliste, c'est à dire une position immobile et aucune force appliquée sur les pédales. Ce comportement est le plus simple à reproduire en simulation. Deux types d'essais seront effectués, l'un en descente de bosse, l'autre en montée.

Descente bosse

Le déplacement des suspensions au moment du franchissement lors des passages successifs en descente est représenté ci-dessous.

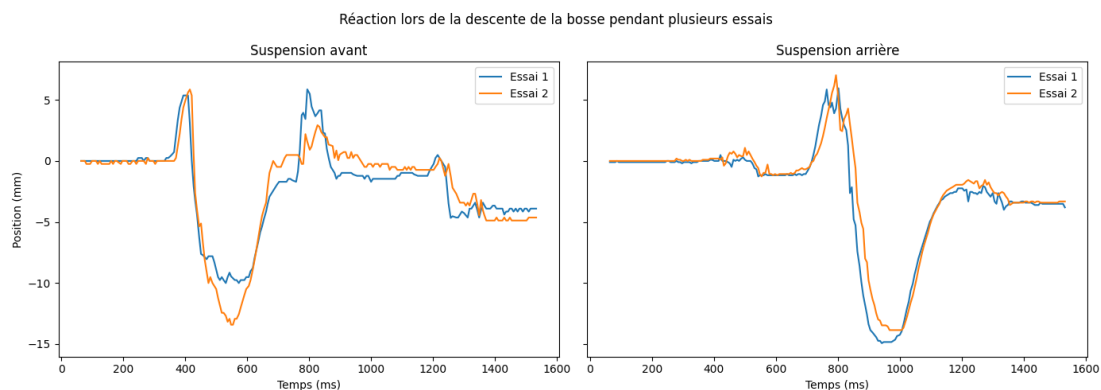


FIGURE 2.7 – Réponse des suspensions lors de la descente de la bosse.

Comme le montre la figure 2.7, deux courbes ont été retenues pour cet obstacle. Cependant, lors des essais, plusieurs passages supplémentaires ont été effectués, mais il s'est avéré difficile de maintenir exactement la même vitesse à chaque passage. Seules ces deux courbes ont donc été conservées en raison de leur similarité en termes de vitesse et donc de réponse.

Pour vérifier que la vitesse était identique, le logiciel *TRACKER* a été utilisé. Celui-ci nous permet à partir d'un enregistrement vidéo, de calculer la vitesse du vélo. Celle-ci a été déterminée à 3 m/s (soit 10.8 km/h).

Ces 2 profils sont ensuite moyennés pour réduire les effets d'incertitudes de chaque test. on trouve donc les courbes suivantes :

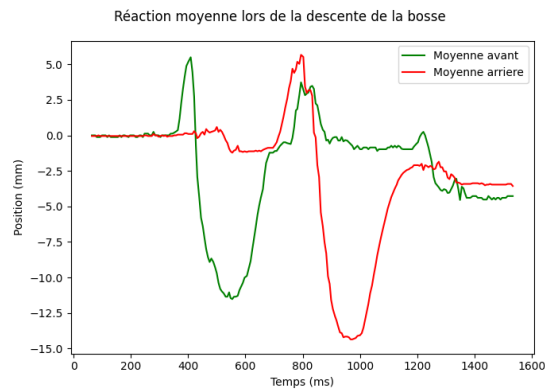


FIGURE 2.8 – Réaction moyenne des suspensions lors de la descente de la bosse.

Ces résultats seront utilisés lors de la comparaison avec le modèle numérique pour déterminer les coefficients 4.2.

Montée de bosse

Ici, 3 essais ont été suffisamment similaires pour être comparés.

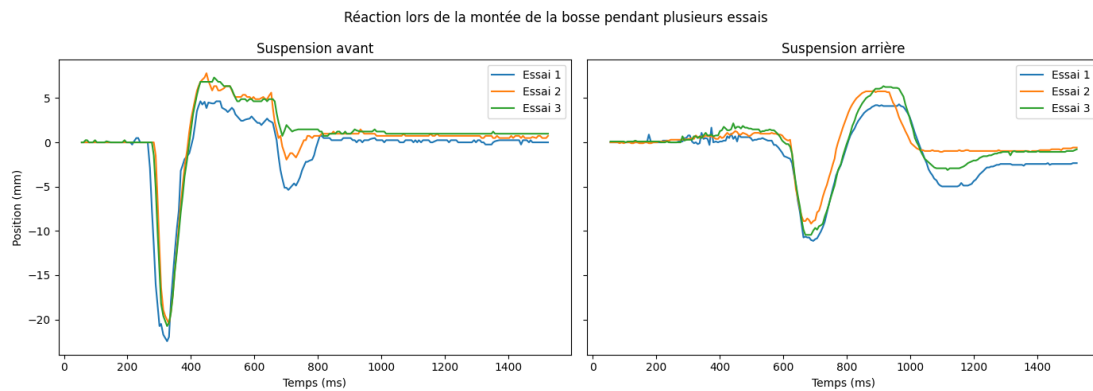


FIGURE 2.9 – Réponse des suspensions lors de la montée de la bosse

Ces courbes seront elles aussi utilisées pour confirmer les valeurs obtenues avec le modèle.

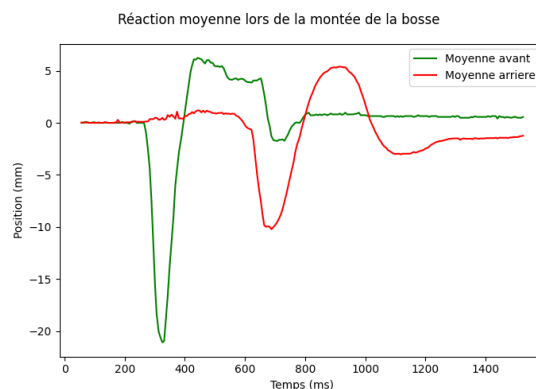


FIGURE 2.10 – Réponses moyennes des suspensions lors de la descente de la bosse

2.4 Parcours

Dans le but d'estimer les pertes dues aux suspensions sur différents types de parcours, il faut récolter les données de déplacement des suspensions, en extraire la vitesse, et ensuite évaluer ce qui est perdu. Les données sont récoltées sur plusieurs types de parcours et comportement du cycliste.

1. Un sol plat et lisse type bitume, le cycliste est assis sur la selle et pédale à effort modéré.
2. Un sol plat et lisse type bitume, le cycliste est debout sur ses pédales.
3. Un sol accidenté, représenté par une route de pavés, le cycliste est assis sur la selle et pédale à effort modéré
4. Un sol accidenté, représenté par une route de pavés, le cycliste est assis sur la selle et pédale à effort soutenu.
5. Un sol intermédiaire, représenté par un chemin de foret gravillonné, avec un dénivelé. le cycliste est assis sur la selle et pédale à effort modéré.

Pour ces différentes situations, les freins ne sont pas mis à contribution, en effet, l'activation des freins est une perte d'énergie volontaire, et elle viendrait fausser les résultats.

La vitesse est aussi maintenue constante au maximum et est enregistrée via GPS grâce à une montre *Garmin*.

Chapitre 3

Modélisation

L'objectif de ce chapitre est de développer un modèle multicorps afin de s'en servir pour prédire le comportement des suspensions et de le comparer aux résultats obtenus au chapitre précédent pour en déduire les paramètres de suspensions.

3.1 Modélisation multicorps *Robotran*

Le vélo est un système composé de plusieurs corps rigides, connectés par des articulations, et dont le mouvement de chaque composant est déterminé par les forces qui y sont appliquées et divers paramètres intrinsèques. Les équations qui régissent le mouvement forment un système d'équations dont la taille et la complexité en font un défi à résoudre. Le programme *ROBOTRAN* développé à l'UCL-MEED permet de générer de manière symbolique et intégrer les équations dynamiques du mouvement pour prédire le comportement de systèmes multicorps [34].

3.1.1 Formalisme multicorps

Un système multicorps est un système mécanique composé de N corps rigides, connectés ensemble par des articulations. Dans notre système, il existe une articulation entre chaque corps, celle-ci peut avoir un ou plusieurs degrés de liberté et permet un mouvement relatif entre les deux corps qu'elle relie. Les corps se transmettent les forces et les couples (purs) via ces articulations. Pour notre formalisme, les corps sont numérotés en ordre croissant, en partant de la base vers les "feuilles". L'articulation qui précède un corps est numérotée en fonction de celui-ci. On peut retrouver chaque chemin vers un corps via une suite unique tel que le montre la figure 3.1.

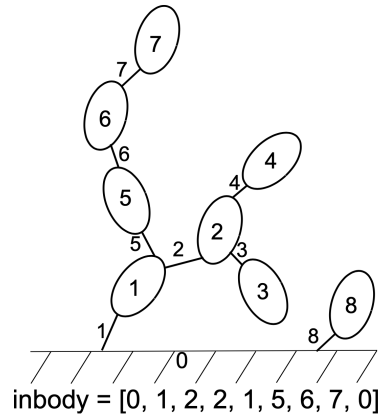


FIGURE 3.1 – Schéma d'un système multicorps arborescent classique, tiré de [34]

Chaque corps i possède son repère orthonormé $\{\hat{\mathbf{X}}\}$ attaché à son centre de masse CM^i . Chaque repère se déplace par rapport au repère inertiel $\{\hat{\mathbf{I}}\}$, solide du corps de base 0.

Chaque corps peut être caractérisé par différentes variables géométriques, cinématiques et dynamiques, qui sont reprises dans le schéma ci-dessous,

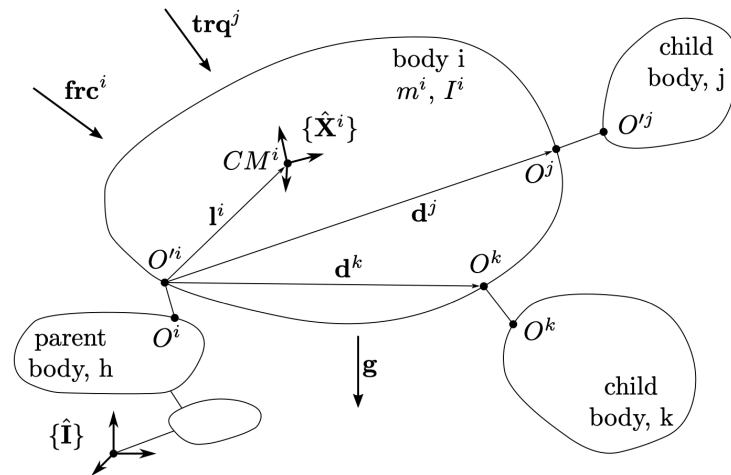


FIGURE 3.2 – Caractérisation cinématique et dynamique des corps, tiré de [34]

Les quantités suivantes sont introduites pour décrire chaque corps i :

- $\mathbf{d}^j = [\hat{\mathbf{X}}^i]^T \mathbf{d}^j$, le vecteur articulaire qui localise sur le corps i le point de connexion O^j de l'articulation j par rapport au point de connexion O^i de

l'articulation i . Le corps i étant rigide, les composantes de $\mathbf{d}^j$ sont constantes dans le repère $\{\hat{\mathbf{X}}^i\}$. Un tel vecteur est défini pour chacun des enfants $j, k, \dots$ du corps i ;

- $\mathbf{l}^i = [\hat{\mathbf{X}}^i]^T \mathbf{l}^i$, le vecteur de position du centre de masse CM^i du corps i par rapport au point de connexion O'_i de l'articulation i . Les composantes de $\mathbf{l}^i$ sont constantes dans le repère $\{\hat{\mathbf{X}}^i\}$;
- m^i , la masse du corps i ;
- $\mathbf{I}^i = [\hat{\mathbf{X}}_i]^T \mathbf{I}^i [\hat{\mathbf{X}}^i]$, le tenseur d'inertie symétrique du corps i par rapport à son centre de masse CM^i . Ses composantes sont constantes dans le repère $\{\hat{\mathbf{X}}^i\}$.

Dans *ROBOTRAN*, pour chaque corps, on définit ces variables lorsqu'on crée notre modèle. Les différentes positions du centre de masse et autres points d'ancrage sont définis à partir du point d'ancrage du joint (O^i) et sont exprimés dans la base solide du corps.

On peut également noter les forces et couples externes qui ne s'appliquent pas aux points d'ancrage des joints et qu'il est possible de définir.

Joints

Dans *Robotran*, les joints sont les liens qui relient les différents corps, ils possèdent un degré de liberté en translation ou rotation, et peuvent se mettre l'un à la suite de l'autre pour obtenir l'articulation souhaitée. Ils sont décrits par leur coordonnées relatives q et leur dérivées temporelles $\dot{q}$ et $\ddot{q}$.

Dynamique directe

Ce qui nous intéresse lorsqu'on modélise le vélo, c'est de connaître les accélérations, vitesses et positions des différents corps qui le composent, en fonction des forces externes qu'on lui applique. C'est ce qu'on appelle la dynamique directe, et le modèle peut être exprimé comme :

$$\ddot{q} = f(q, \dot{q}, F_{ext}, L_{ext}, \delta) \quad (3.1)$$

Où δ regroupe tous les paramètres dynamiques du système (masse, centre de masse, inertie). C'est un ensemble d'équations différentielles ordinaires du second ordre qui peuvent être intégrées pour prédire l'évolution temporelle du système.

La formule semi-explicite pour un système non contraint (3.2) est plus répandue et c'est celle-ci que nous allons utiliser.

$$M(q, \delta) \ddot{q} + c(q, \dot{q}, \delta, frc, trq, g) = Q(q, \dot{q}) \quad (3.2)$$

- $M [n \times n]$ est la matrice symétrique de masse généralisée du système,

- $c [n \times 1]$ est le vecteur dynamique non linéaire qui contient les termes gyroscopiques, centripètes et gravitationnels ainsi que la contribution des forces résultantes externes, frc et des couples, trq ,
- $q [n \times 1]$ désigne les coordonnées généralisées relatives,
- $Q [n \times 1]$ représente les forces/couples généralisés aux articulations.

ROBOTRAN se charge de générer la matrice M et le vecteur c pour l'analyse dynamique directe.

Système contraint et boucles cinématiques

Ce qui a été développé jusqu'ici est valable pour un système mécanique en arborescence, c'est à dire sans boucle cinématique. Un exemple de boucles cinématiques est repris à la figure 3.3. Cependant, et cela sera notre cas pour la suspension du vélo, des boucles cinématiques apparaissent souvent.

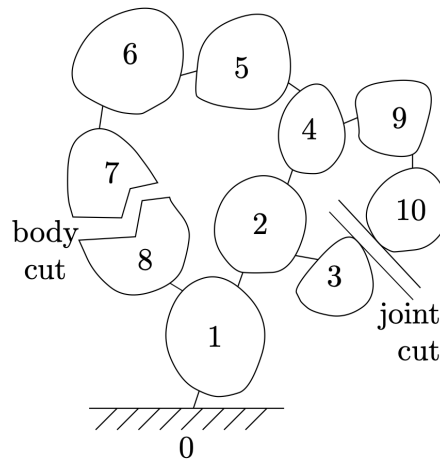


FIGURE 3.3 – Schéma d'un système multicorps comportant des boucles cinématiques, tiré de [34]

Pour résoudre ce type de système, on va couper (cut) la boucle cinématique en un endroit pour retrouver une structure arborescente temporaire. Pour refermer cette structure, il faut a posteriori imposer des contraintes sur la position des joints (ou des corps dans le cas d'un 'body cut') sous la forme $h(q) = 0$. Pour décrire le système complet, ses contraintes, et les forces qu'elles induisent, on rajoute leur contribution aux équations du mouvement 3.2 pour former un système d'équation différentielles algébriques :

$$M(q, \delta) \ddot{q} + c(q, \dot{q}, \delta, frc, trq, g) = Q(q, \dot{q}) + J^T \lambda \quad (3.3)$$

$$h(q) = 0 \quad (3.4)$$

$$\dot{h}(q, \dot{q}) = J(q) \dot{q} = 0 \quad (3.5)$$

$$\ddot{h}(q, \dot{q}, \ddot{q}) = J(q) \ddot{q} + \dot{J} \dot{q}(q, \dot{q}) = 0 \quad (3.6)$$

Où l'on introduit :

- $J = \frac{\delta h}{\delta q^t}$ la jacobienne des contraintes $[m \times n]$,
- λ représente les multiplicateurs de Lagrange associés aux contraintes.

Partitionnement de coordonnées

Pour résoudre le système d'équations différentielles algébriques (DAE), il faut le transformer en un système d'équations différentielles ordinaire (ODE). Ceci est fait via la méthode du partitionnement de coordonnées.

Considérons que l'on a m contraintes indépendantes et n coordonnées généralisées (ici égale au nombre de joints). On peut alors exprimer nos m coordonnées généralisées en fonction des $(n - m)$ autres. On réduit donc notre système à $(n - m)$ équations différentielles ordinaires. Pour opérer cela, on partitionne nos coordonnées généralisées en deux groupes de coordonnées dépendantes (v) et indépendantes (u).

$$q = \begin{pmatrix} q_u \\ q_v \end{pmatrix}; J = \begin{pmatrix} J_u & J_v \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

et le système devient :

$$\begin{pmatrix} M_{uu} & M_{uv} \\ M_{vu} & M_{vv} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{q}_u \\ \ddot{q}_v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_u \\ c_v \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_u \\ Q_v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} J_u^t \\ J_v^t \end{pmatrix} \lambda$$

J_v étant indépendant, on peut éliminer les λ . Les différentes coordonnées dépendantes seront successivement exprimées en fonction des contraintes indépendantes et notre système se réduit à des ODE de la forme :

$$M_r(q_u) \ddot{q} + F_r(\dot{q}_u, q_u) = 0 \quad (3.8)$$

Ceci constitue les équations de mouvement du système contraint.

3.2 Implémentation

Comme décrit dans la section 2.1, le modèle est un vélo tout suspendu dont la suspension arrière est de type 4 barres. Il a été modélisé dans le programme *ROBOTRAN*. Ci-dessous un schéma simplifié des différents corps qui composent le vélo.

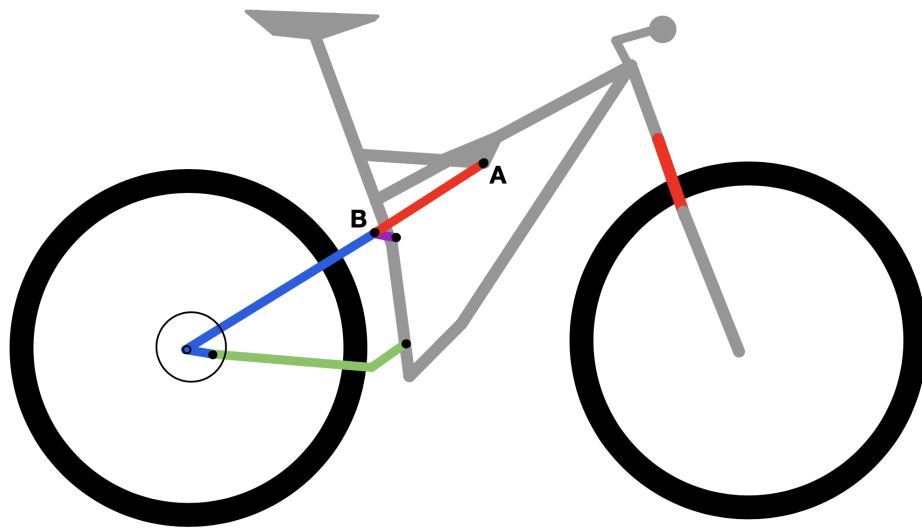


FIGURE 3.4 – Schéma du Specialized Epic Comp 29 (2015). Les différents corps : le cadre (en gris), les amortisseurs (en rouge), le bras bas de la suspension arrière (en vert), le bras haut de la suspension arrière (en bleu), la biellette (en mauve), les roues (en noir). Les points noirs représentent le degré de liberté en rotation entre 2 corps.

Le vélo modélisé a uniquement la liberté de se déplacer en ligne droite, selon son axe de roulement. Tous les points de pivots sont modélisés par des joints dont le seul degré de liberté est la rotation autour de l'axe perpendiculaire au plan du cadre. Comme observé sur la figure 3.4, une boucle cinématique apparaît à la suspension arrière et doit donc être coupée. Pour ce faire, la coupure est effectuée au niveau du lien entre la biellette et le bras haut de la suspension arrière. Une contrainte est imposée entre la position de l'extrémité haute du bras et de la biellette : $\vec{x}_{bras} - \vec{x}_{biellette} = 0$. Ce type de coupure est appelée "ball cut". On peut voir représentés à la figure 3.6 les différents corps composant le vélo, tels qu'ils ont été implémentés dans la modélisation. Par la suite, et pour pouvoir comparer le comportement du vélo sur lequel les expériences ont été menées, un cycliste a été implémenté au modèle et ses différents corps sont représentés à la figure 3.7, cela vient s'ajouter à ce qui était déjà implémenté pour le vélo. Les valeurs de géométrie et poids des différents éléments constituant le corps du cycliste sont tirées de tables anthropométrique correspondants aux mesures de celui qui performera les tests expérimentaux. L'implémentation se base sur un modèle de corps relié au vélo par un système de masse amortisseur, comme décrit dans l'étude de B. Corves [38] et dont est tirée la figure 3.5. Les valeurs des systèmes ressorts amortisseurs du cycliste sont reprises au tableau 3.1

Composants	Constante de raideur	Coefficient d'amortissement
Bras	6356 N/m	392 Ns/m
Jambes	15300 N/m	318 N/m
Hanche	300 Nm/rad	100 Nm/rad

TABLE 3.1 – Constante de raideur et coefficient d'amortissement du cycliste.

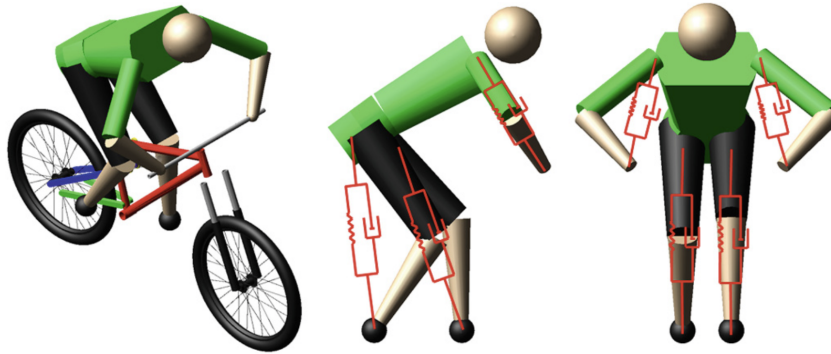


FIGURE 3.5 – modèle du cycliste tirée de [38]

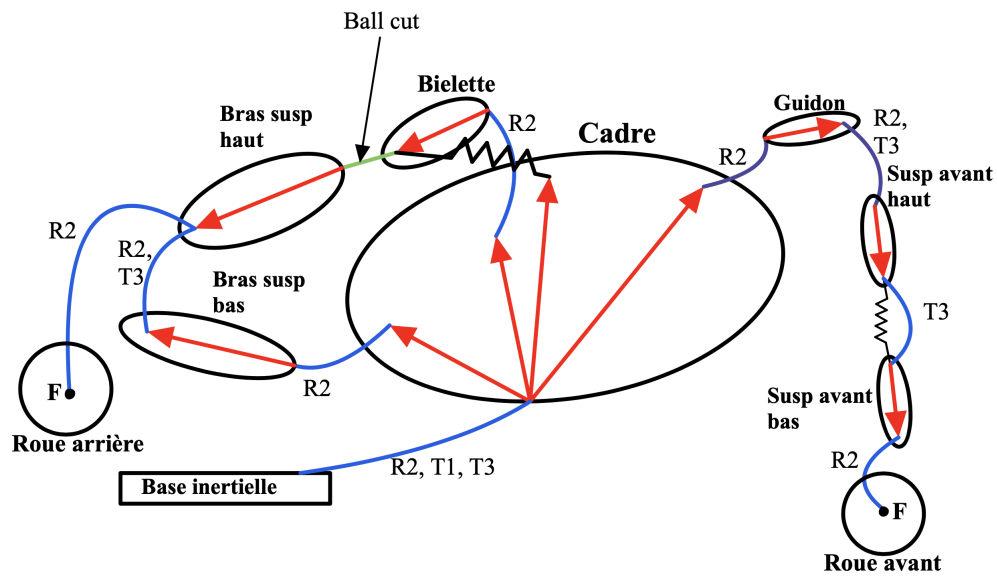


FIGURE 3.6 – Représentation de la modélisation du vélo avec les différents liens entre les corps. Les liens sont représentés en bleu si ils sont 'libres' ou en mauve si ils sont 'bloqués'. La notation 'T' représente un degré de liberté en translation et 'R' en rotation, suivi d'un nombre représentant l'axe de translation ou rotation. Les flèches rouges représentent la position relative depuis le point d'ancrage précédent. Les ressorts sont des liens qui imposent une force entre deux points d'ancrage.

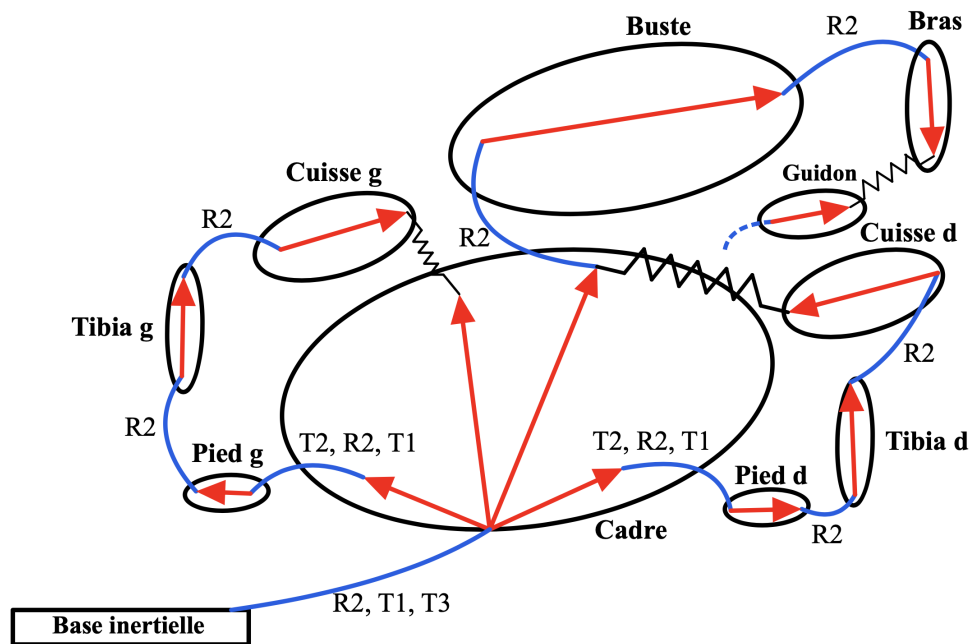


FIGURE 3.7 – Représentation des différents corps modélisés pour le cycliste autour du cadre.

3.2.1 Dimensions

Pour obtenir les dimensions exactes du vélo, la photogrammétrie a été utilisée. L'idée derrière cette technique est de prendre des photos à plat du modèle, en s'assurant qu'il n'y ait pas de déformations des perspectives, pour ensuite mesurer grâce à un logiciel, les dimensions souhaitées. La calibration du logiciel est possible grâce aux différents repères normés placés sur le vélo. Les différentes photos ont été prises avec un Panasonic Lumix DMC-GM1 doté d'un objectif de 50mm, qui est la bonne pratique pour minimiser la distorsion de l'image. Un échantillon des photos prises est repris aux figures 3.8 et 3.9.



FIGURE 3.8 – Dimension du triangle de suspension arrière, coté gauche.



FIGURE 3.9 – Dimension du triangle de suspension arrière, coté droit.

De plus, les masses et inerties des différentes parties du vélo ont aussi été obtenues. La masse totale du vélo est facilement trouvable et nous obtenons une masse de 13.2 kg. La répartition de cette masse sur les deux roues est de 50-50. Pour les deux roues, l'inertie est une métrique facilement calculable en utilisant la méthode du pendule. Cette méthode nous permet de connaître l'inertie en un point P en utilisant uniquement la masse de la roue et sa fréquence d'oscillation. L'équation pour trouver l'inertie en ce point I_P s'écrit sous la forme :

$$T_0 = \frac{1}{f_0} = 2\pi\sqrt{\frac{I_P}{mgd}} \quad (3.9)$$

$$I_P = \frac{mgd}{(2\pi f_0)^2} \quad (3.10)$$

Avec f_0 , la fréquence d'oscillation, m la masse de la roue et d la distance entre le point du pendule, noté P et le centre de masse de la roue, noté CM , qui correspond au centre de la roue.

Une fois cette inertie I_P trouvée, le théorème de Huygens-Steiner nous permet de trouver l'inertie de la roue en son centre de masse I_{CM} . Ce théorème s'écrit sous la forme :

$$I_{CM} = I_P - md^2 \quad (3.11)$$

Pour notre vélo, la masse de la roue avant est de $m_{Av} = 1.890 \text{ kg}$ tandis que la roue arrière est plus lourde à $m_{Ar} = 2.332 \text{ kg}$.

Pour augmenter la précision des tests, ceux-ci sont effectués sur une longue durée t permettant un grand nombre d'oscillation, noté N .

Pour obtenir un pendule, on insère dans la jante un tube qui permet de créer le point de pivot P , et la distance entre le point P et le centre de la roue, ou centre de masse CM est de $d = 0.283\text{ m}$. On trouve donc les valeurs suivantes :

Test	N [/]	t [s]	f_0 [1/s]	$I_{P,Av}$ [$kg\ m^2$]	$I_{CM,Av}$ [$kg\ m^2$]
1	70	105.01	0.667	0.299	0.148
2	70	104.22	0.672	0.295	0.143
3	50	75.2	0.665	0.301	0.149
Moyenne	63.333	94.81	0.668	0.298	0.146

TABLE 3.2 – Inerties trouvées pour la roue avant

Test	N [/]	t [s]	f_0 [1/s]	$I_{P,Ar}$ [$kg\ m^2$]	$I_{CM,Ar}$ [$kg\ m^2$]
1	70	97.84	0.715	0.320	0.134
2	70	97.78	0.716	0.320	0.133
3	50	69.9	0.715	0.321	0.134
Moyenne	63.333	88.507	0.716	0.320	0.134

TABLE 3.3 – Inerties trouvées pour la roue arrière

Pour connaître la cohérence de ces valeurs, on peut les comparer à des valeurs trouvées dans d'autres articles scientifiques. L'article [4] nous donne une valeurs d'inertie de $I = 0.12\text{ kg m}^2$ pour des roues de 25 pouces, tandis que l'article [37] trouve une inertie pour la roue avant de $I_{Av} = 0.162\text{ kg m}^2$ pour une masse de $m_{Av} = 2.05\text{ kg}$ et, une inertie de $I_{Ar} = 0.156\text{ kg m}^2$ avec une masse de $m_{Ar} = 2.56\text{ kg}$ pour la roue arrière. Ces roues ont un diamètre de 28 pouces.

Les roues étant plus grandes que celles du premier article et plus légères que celles du second, nos valeurs moyennes d'inertie ($I_{Av} = 0.146\text{ kg m}^2$ et $I_{Ar} = 0.134\text{ kg m}^2$) sont cohérentes et sont donc utilisées dans notre modèle.

3.2.2 Contact pneu-sol

Il existe de nombreux modèles pour simuler le contact du pneu sur le sol. Dans le cas de la modélisation présentée, la "Formule magique" développée par *Hans B. Pacejka* [40] est utilisée. Magique car elle ne repose que sur des observations du comportement du pneu. On en retire deux équations pour les forces longitudinale et latérale et une équation pour le moment en lacet. Comme mentionné plus haut, le vélo se déplace de manière rectiligne et la force latérale ainsi que le moment de lacet ne sont pas pris en

compte, contrairement à des modèles dynamiques de véhicules. La force longitudinale est exprimée comme :

$$F_{long} = D \sin(C \arctan(B \lambda_{slip} - E (B \lambda_{slip} - \arctan(B \lambda_{slip})))) \quad (3.12)$$

Où l'on a utilisé λ_{slip} , le taux de glissement longitudinal entre la roue et le sol, et calculé comme ceci :

$$\lambda_{slip} = \frac{\dot{x}_r - R_{eff} \omega_r}{\dot{x}_r} \quad (3.13)$$

avec x_r la position du centre de la roue par rapport au repère inertiel, R_{eff} le rayon effectif, c'est à dire la distance entre le point de contact et x_r , et enfin ω_r , la vitesse de rotation de la roue en $[rad/s]$. La force longitudinale s'applique donc au centre de masse de la roue, et le moment exercé pour la faire tourner est égal au produit de la force et du rayon de la roue.

La force de réaction de la roue est modélisée comme un amortisseur classique, avec un coefficient d'amortissement d et une constante de raideur k :

$$F_{roue} = k e - d \dot{e} \quad (3.14)$$

La valeur de K est tirée de l'étude de raideur statique de *Poncelet* [11]. Dans le cas du contact simple, cette force est uniquement verticale. Tout comme la force longitudinale, la force verticale s'applique au centre de masse de la roue et est visible sur le schéma 3.6.

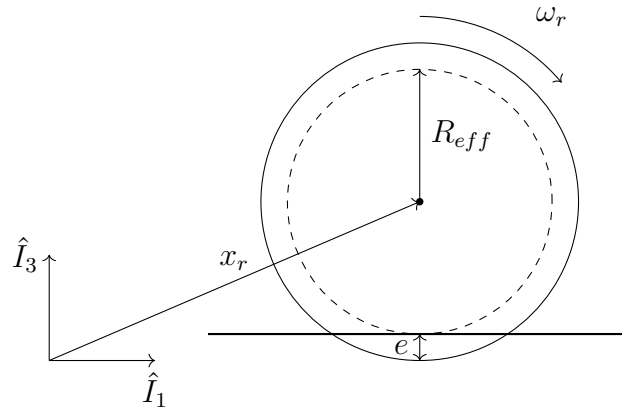


FIGURE 3.10 – Illustration du contact entre le pneu et le sol

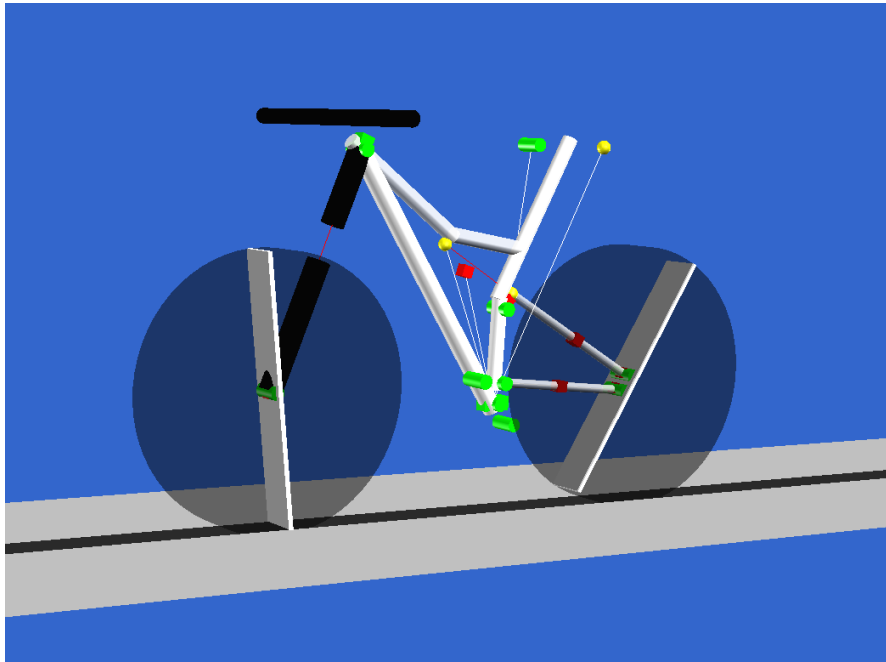


FIGURE 3.11 – Rendu 3D de la modélisation du Specialized Epic Comp 29 (2015)

3.2.3 Contact pneu-sol sur un obstacle

Le but de notre suspension est évidemment de pouvoir réagir à divers obstacles présents sur la route. Il faut donc améliorer la modélisation du contact pneu-sol pour prendre en compte ces variations de sol.

Lors d'une rencontre entre une roue et un obstacle, un point de contact supplémentaire entre le pneu et le sol apparaîtra. Il faut donc le modéliser pour obtenir un résultat en simulation fidèle aux tests fait sur le vélo réel. La principale difficulté est de trouver la position exacte de ce deuxième point de contact pour y calculer la force appliquée au pneu. Cette opération se fait en deux étapes succinctes. Premièrement, une estimation grossière de la zone de contact entre le pneu et le sol est effectuée en divisant le pneu horizontalement en sous domaine de longueur δ et en vérifiant dans chaque sous domaine si le point central est en contact avec le sol.

Une fois la zone approximative trouvée, on peut chercher le point le plus enfoncé dans ce domaine via la méthode du tir. Ceci nous donnera donc les coordonnées précises du point le plus enfoncé et donc l'enfoncement et les forces créés par cet enfoncement.

Estimation du point de contact

Pour cette première étape il est important de savoir comment déterminer si un point de la roue est effectivement en contact avec le sol ou non. Pour cela, il suffit de

calculer la distance entre le point actuel et le centre de la roue. Si cette distance est inférieure au rayon de la roue, le point est en contact avec la route et la différence entre ces valeurs correspond à l'enfoncement du pneu en ce point.

Par simplicité, cette vérification est faite en utilisant les valeurs carrées.

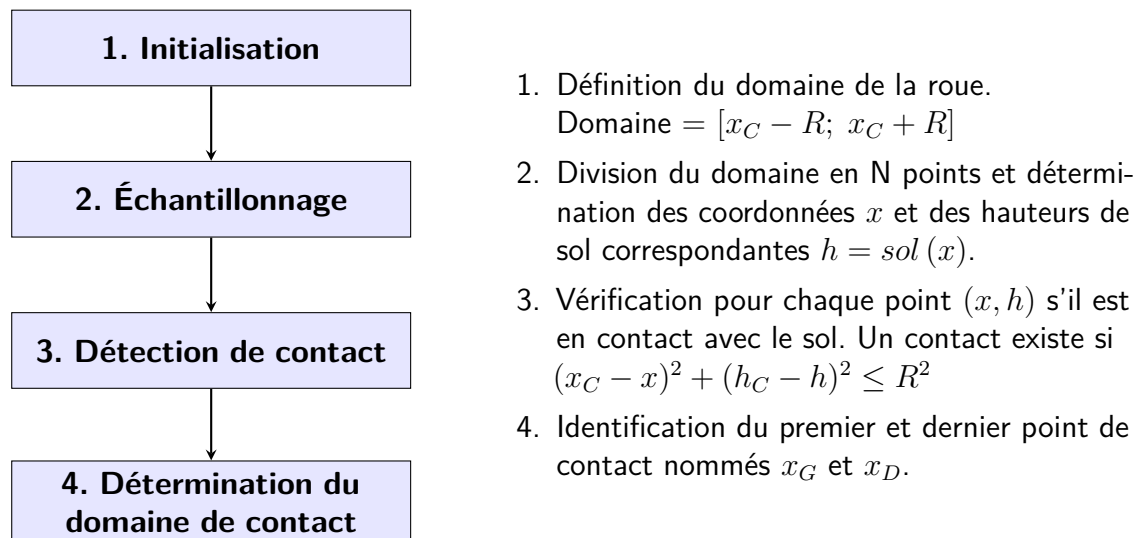
$$\text{Un contact existe si : } (x_C - x)^2 + (h_C - h)^2 \leq R^2 \quad (3.15)$$

Avec R , le rayon de notre roue. Dans notre cas, nos roues ont un diamètre de 29", donc $R = 14.5'' = 36,81\text{cm}$

Et x_C et h_C , respectivement la position selon l'axe x et la hauteur du centre de roue.

Pour trouver la zone de contact approximative, il faut donc discrétiser la zone de sol sous la roue en domaine de taille δ_{large} . En utilisant la fonction donnant la hauteur du sol en fonction de la position en x , on obtient les valeurs nécessaires pour trouver les points qui sont en contacts avec l'obstacle. Expérimentalement, la valeur de $\delta_{large} = 5\text{ mm}$ a été trouvée. Cela permet de trouver un équilibre entre une précision assez fine pour correctement capturer la zone de contact, sans trop augmenter le temps de simulation nécessaire pour trouver cette zone approximative de contact.

Cet algorithme peut être visualisé sous la forme d'un graphe :



Affinement de la position

Une fois la zone de contact approximative trouvée, il est nécessaire de trouver le point où l'enfoncement est maximal pour trouver la position précise et l'intensité de la force appliquée sur le pneu.

La méthode du tir est un algorithme simple à implémenter, qui nous garantit de trouver un maximum local sur un domaine défini sans avoir besoin de connaître la dérivée de la

fonction d'enfoncement. Il peut cependant se montrer coûteux en temps de calcul si la précision choisie est importante et/ou que l'intervalle initial est grand.

Cet algorithme repose sur l'hypothèse que la position où l'enfoncement est maximal, se trouve entre les deux bornes x_G et x_D trouvées ci-dessus. Nous pouvons alors choisir un point x_0 entre ces deux bornes et calculer l'enfoncement à ces 3 points. Celui-ci est calculé via l'équation :

$$e(x) = R - \sqrt{d^2} = R - \sqrt{(x_C - x)^2 + (h_C - h)^2} \quad (3.16)$$

On peut donc trouver $e_G = e(x_G)$, $e_D = e(x_D)$ et $e_0 = e(x_0)$ et comparer ces valeurs.

Si $e_0 > e_G$, cela signifie que le point d'enfoncement maximal se trouve dans l'intervalle $[x_0, x_D]$. On met alors à jour la borne gauche, $x_G = x_0$.

Inversement, si $e_0 \leq e_G$, le point d'enfoncement maximal est dans l'intervalle $[x_G, x_0]$. On met alors à jour la borne droite, $x_D = x_0$.

On peut alors répéter l'opération jusqu'à obtenir une valeur de x selon une précision δ_{fin} définie. Expérimentalement, cette précision est choisie à $\delta_{fin} = 1 \text{ mm}$.

Calcul des forces

Une fois la position d'enfoncement maximum trouvée, elle nous permet de calculer les forces transmises à travers le pneu. Le schéma suivant nous permet de visualiser ce contact.

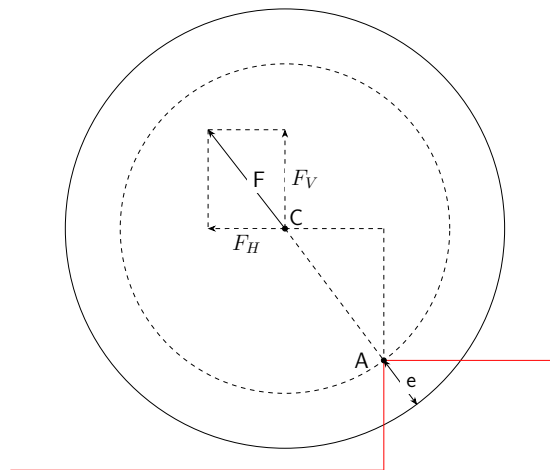


FIGURE 3.12 – Schéma contact avancé

La force de réaction de la roue, notée F_{roue} est modélisée de manière identique à celle

du contact simple, via l'équation 3.14, cependant cette force est décomposée en une force de réaction verticale et une force horizontale, en fonction de la position du point d'enfoncement maximal.

Les positions x et z du centre de roue C et du point de contact A étant connues, on peut trouver l'angle α en utilisant :

$$\alpha = \arctan \left(\frac{x_C - x_A}{z_C - z_A} \right) \quad (3.17)$$

La force de réaction de la roue est ensuite décomposée en une force verticale F_V , selon l'axe $\hat{I}_3$ et une force horizontale F_H , selon l'axe $\hat{I}_1$.

$$F_V = F_{roue} \cos \alpha \quad (3.18)$$

$$F_H = F_{roue} \sin \alpha \quad (3.19)$$

Il est aussi important de concevoir le cas où deux points de contact sont présents simultanément. Un exemple est schématisé ci-dessous.

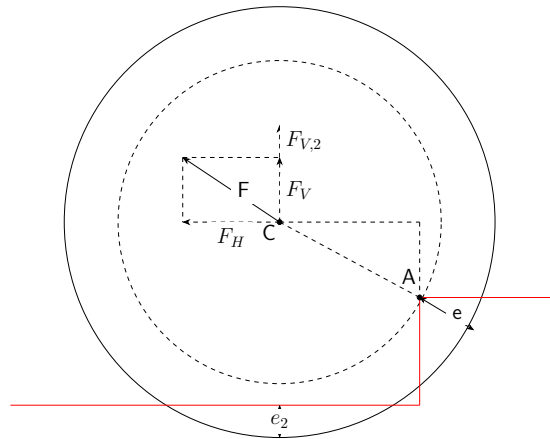


FIGURE 3.13 – Schéma contact avancé avec deux points de contact

Dans ce cas, le premier point de contact ne sera pas à la verticale du centre de roue, provoquant une force à la fois horizontale et verticale tandis que le second contact provoquera uniquement une force verticale. Il faut donc prendre en compte la somme de ces forces dans le modèle.

Résultat des simulations

Une fois ce modèle de contact implémenté, il est intéressant de comparer l'effet sur le mouvement des suspensions entre le modèle simple et le modèle avancé.

Pour cela, la montée d'une bosse rectangulaire est l'exemple le plus simple. Une fonction

de hauteur impose donc une hauteur de sol nulle jusqu'à atteindre une certaine position x à partir de laquelle une hauteur h non nulle est imposée.

Dans ce premier exemple, la hauteur choisie est $h = 5.5\text{cm}$, tout comme dans le test réel effectué avec notre vélo.

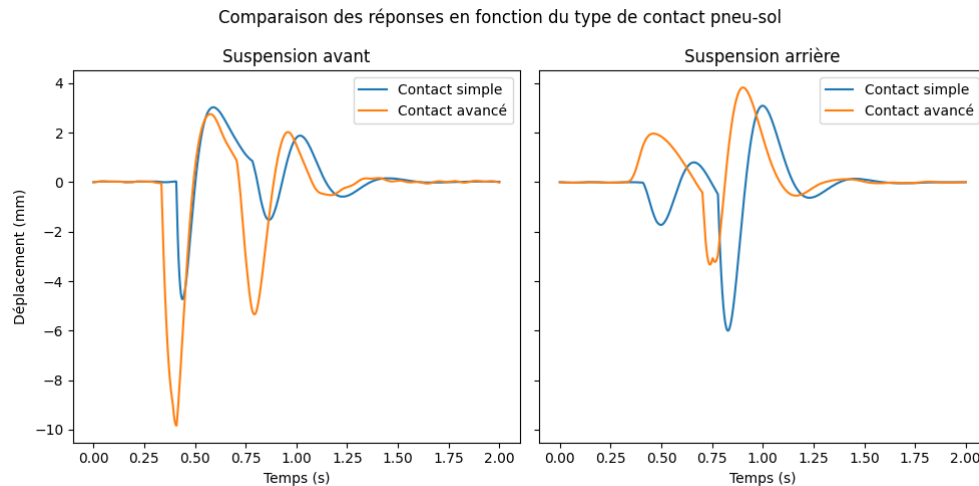


FIGURE 3.14 – Comparaison des modèles simple et avancé de contact pneu-sol.

Comme visible sur les 2 graphiques, le contact avancé provoque une compression de la suspension avant bien plus importante que pour le contact simple due à la nouvelle force créée par ce modèle. On peut aussi voir que cette suspension commence à réagir avant même que le centre de roue se trouve à la verticale de l'obstacle, car, comme dans la réalité, l'avant du pneu sera déjà en contact avec l'obstacle, provoquant une compression de la suspension et un début de montée du vélo.

3.3 Analyse de la suspension

Pour analyser le comportement de la suspension, il est utile de connaître la trajectoire de l'axe de la roue arrière lorsque l'amortisseur se comprime ou se détend, cela permet de définir si celle-ci est propice ou non à travailler lorsque le cycliste pédale. C'est ce qu'on appelle l'anti-squat et il est décrit à la section 1.4.1. La version modélisée du vélo permet de dessiner cette trajectoire en appliquant une force verticale sur la roue arrière. On obtient alors une courbe hyperbolique dont le sommet pointe vers la gauche du graphe 3.15. Comme expliqué à l'aide des illustrations 1.19, pour éviter l'antisquat, la suspension en action doit se trouver dans une zone dont la dérivée de la trajectoire est négative. C'est le cas pour tout déplacement vertical inférieur à 16.2 mm sur le graphe. Le point d'équilibre lorsque le cycliste est installé sur le vélo sans bouger,

est illustré avec un point rouge. la position de l'axe oscillera avec les mouvements du cycliste autour de ce point. Il est situé dans la zone qui favorisera l'antisquat et donc le rendement de pédalage du cycliste.

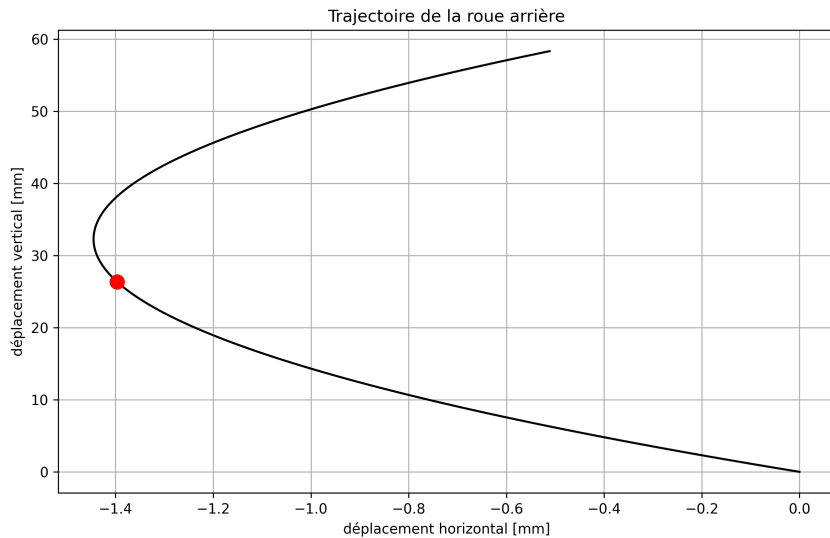


FIGURE 3.15 – Trajectoire de l'axe de la roue arrière.

Le centre de courbure n'est donc pas un point constant mais décrit une courbe, illustrée à la figure 3.16. Ce chemin qu'emprunte le centre de courbure est petit, la suspension a alors un comportement prévisible (linéaire) pour le cycliste. De même, Chang et Wu (2004)[33], soulignent qu'un petit centre instantané de rotation (CIR) proche de la jonction entre la chaîne et le plateau avant (ce qui est le cas pour le modèle), se déplaçant horizontalement, assure une traction stable et réduit les mouvements de suspension induits par le pédalage, ce qui est bénéfique pour maintenir l'efficacité pendant le pédalage, ce qui confirme le comportement anti-squat efficace du système.

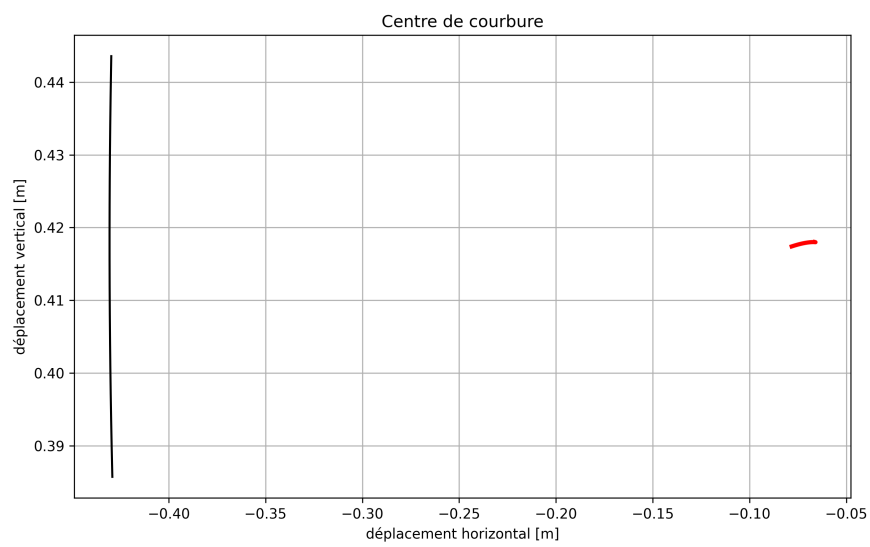


FIGURE 3.16 – Centre de courbure (rouge) et trajectoire de l'axe de la roue arrière (noir)

Chapitre 4

Résultats et interprétations

Ce chapitre présente les résultats obtenus suite aux simulations numériques et aux tests réels réalisés dans le cadre de ce mémoire. L'objectif est de calibrer au mieux le modèle du vélo et ses suspensions afin de reproduire au mieux les conditions observées en situation réelle. Les différentes étapes de l'optimisation des paramètres de raideur et d'amortissement des suspensions avant et arrière seront détaillées, ainsi que l'algorithme employé pour comparer les résultats des simulations avec les données expérimentales. L'analyse des données permettra de valider les paramètres des suspensions et d'estimer les pertes énergétiques associées aux différents scénarios analysés.

4.1 Algorithme

Une fois les tests réels effectués, il est important de calibrer notre simulation numérique à nos résultats réels pour pouvoir étendre notre simulation sur de nouveaux obstacles.

Les masses et inerties des différents corps sont connues mais il reste les 2 suspensions à caractériser en trouvant leur coefficient de raideur et d'amortissement. Ces valeurs sont cruciales pour pouvoir déterminer le comportement de nos suspensions sur différents terrains et ainsi trouver les pertes énergétiques associées.

Pour cela, plusieurs critères de correspondance entre deux signaux peuvent être utilisés. La corrélation croisée est une méthode classique pour comparer deux signaux, cependant les méthodes de l'Erreur Absolue Moyenne (EAM) ou de l'Erreur Quadratique Moyenne (EQM) peuvent aussi être utilisées pour différents ensembles de paramètres.

Mathématiquement, ces méthodes sont définies comme :

$$R(k) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n)y(n-k) \quad (4.1)$$

$$\text{EAM} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x_i - y_i| \quad (4.2)$$

$$\text{EQM} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - y_i)^2 \quad (4.3)$$

Une fois ces méthodes définies, il faut trouver une manière efficace d'optimiser ces 4 différents paramètres pour obtenir la meilleure correspondance entre les signaux réels et simulés.

Cependant, ces 4 paramètres ne sont pas indépendants et une modification de valeur sur l'une des suspensions entraînera nécessairement un changement dans la réponse de l'autre suspension dues due à une modification des forces transférés à travers le cadre et le cycliste.

Il faut donc réussir à optimiser tous ces paramètres simultanément. Pour cela, chaque paramètre sera tout d'abord optimisé individuellement en prenant des valeurs réalistes mais sûrement fausses pour les 3 autres paramètres.

Une fois les 4 paramètres trouvés, une nouvelle itération sera faite avec, comme base, ces valeurs trouvées. Cette opération sera répétée jusqu'à obtenir une convergence des paramètres, définies par un changement suffisamment faible de valeur entre deux itérations.

L'optimisation individuelle est faite via la méthode du tir avec comme critère d'optimisation la moyenne entre les méthodes de correspondance, évoquée ci-dessus, sur la suspension avant et arrière.

4.1.1 Estimation des constantes de raideur k en statique

Avant d'entamer une optimisation coûteuse, il est pertinent de se concentrer sur certains paramètres pouvant être préalablement estimés. Il s'agit notamment des constantes de raideurs statiques k . Lorsqu'une force constante est appliquée à une suspension, celle-ci atteint une position d'équilibre qui est indépendante du coefficient dynamique d . Deux tests ont été effectués, chacun consistant à appliquer une force sur le modèle réel et à comparer la réponse des suspensions avec le modèle réalisé sur Robotran. Pour la suspension arrière, un poids de 80 kg a été placé au niveau de la selle, entraînant un déplacement de 1,78 cm. Afin que le déplacement de la suspension à l'équilibre du modèle corresponde à celui observé en réalité, une constante $k = 74$ kN/m a été utilisé, et ce coefficient servira de point de départ pour l'optimisation.

Une expérience similaire est réalisée pour la suspension avant en plaçant le poids sur le guidon. Un affaissement de 2,61 cm est observé et correspond à un coefficient de raideur de 39 kN/m

4.2 Optimisation

L'algorithme détaillé ci-dessus nous permet de converger vers des valeurs caractérisant nos suspensions. Pour trouver celle-ci, de nombreuses simulations seront effectuées puis comparées à notre courbe décrivant la réaction moyenne des suspensions lors de la descente de bosse décrite dans la section 2.3.2.

4.2.1 Convergence aléatoire

Comme première simulation, une large gamme de valeurs est donnée à l'algorithme, qui convergera lentement vers les valeurs optimales, en fonction du critère de convergence utilisé. Ces valeurs sont reprises dans le tableau 4.1 ci-dessous :

Critère	k_{avant} [kN/m]	d_{avant} [kNs/m]	$k_{arrière}$ [kN/m]	$d_{Arrière}$ [kNs/m]
Corrélation	212.2	5.72	90.7	6.92
EAM	45.0	1.35	134	6.19
EQM	41.7	0.74	58.7	2.97

TABLE 4.1 – Résultats de la première simulations pour les coefficients de suspension.

Il est intéressant de voir que, pour la suspension avant, les valeurs pour la constante de raideur k_{avant} sont proches de la valeur statique estimée pour les critères EAM et EQM. Cependant, la corrélation nous donne des valeurs beaucoup plus élevées. Il est donc aussi important de visualiser ces résultats lors de la simulation de descente de bosse :

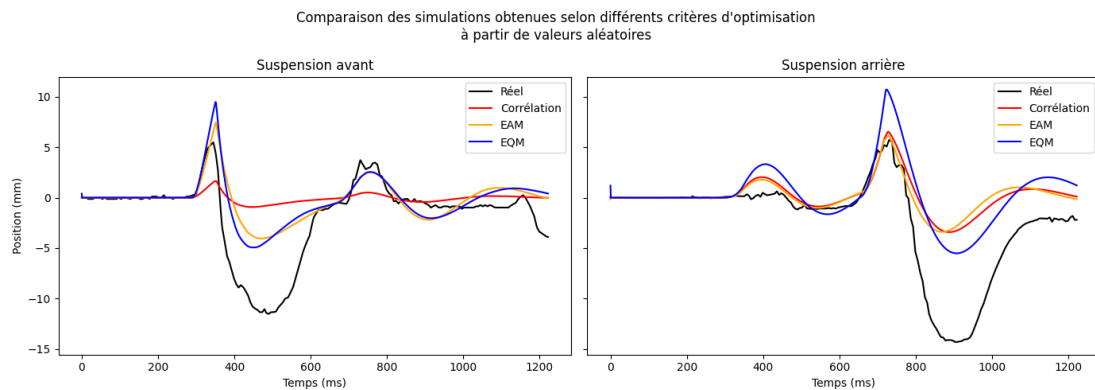


FIGURE 4.1 – Visualisation des simulations de descente de bosse effectuées à partir des valeurs de suspensions obtenues grâce à l'algorithme en partant de valeurs aléatoires.

On peut observer que les courbes résultantes des simulations suivant les valeurs trouvées par MAE et MQE suivent en effet la courbe réelle. La corrélation a cependant une forme moins réaliste pour la suspension avant. Cela confirme donc que la valeur de k_{Avant} n'est pas correcte pour notre suspension.

Il est aussi intéressant de voir que les suspensions semblent avoir un comportement différent selon la direction de leur déplacement, que ce soit en compression ou en détente. On voit en effet que le mouvement de détente, créant donc un déplacement dans les valeurs positives sur les graphes, est relativement bien reproduit lors des simulations tandis que la compression qui suit la détente initiale, est constamment sous-évaluée.

Il faut aussi noter que lors de la simulation de la suspension arrière, celle-ci réagit dès que la roue avant entre en contact avec l'obstacle. On voit cependant qu'en réalité, la réaction est très limitée et cela représente directement l'effet du brain expliqué ci-dessus 2.1. Malgré son réglage sur le mode le plus actif et donc limitant le moins les mouvements de la suspension arrière, son effet est néanmoins visible.

Du à la complexité de son fonctionnement, cet effet n'est pas simulé.

Nous pouvons aussi visualiser la réaction des suspensions lors de la montée d'un obstacle, comme défini plus tôt :

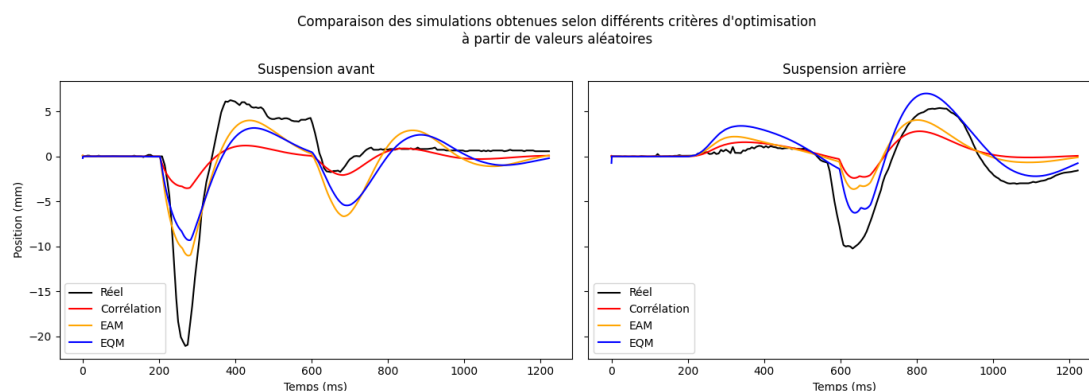


FIGURE 4.2 – Visualisation des simulations de montée de bosse effectuées à partir des valeurs de suspensions obtenues grâce à l’algorithme en partant de valeurs aléatoire.

Les simulations nous donnent là aussi des courbes assez proche de la réalité, surtout pour les valeurs trouvées via EAM et EQM. Cependant la réaction des suspensions en détente semblent encore sous-estimée.

4.2.2 Convergence en partant des valeurs trouvées pour k

Pour obtenir une estimation plus précise, déterminer certains paramètres au préalable peut s’avérer utile dans le sens où l’optimisation ne doit se concentrer que sur les paramètres non-fixés.

Comme vu précédemment 4.1.1, les tests effectués en statique nous donne les valeurs pour les constantes de raideur de $k_{avant} = 39 \text{ kN/m}$ et $k_{arrière} = 74 \text{ kN/m}$.

Critère	$k_{avant} \text{ [kN/m]}$	$d_{avant} \text{ [kNs/m]}$	$k_{arrière} \text{ [kN/m]}$	$d_{arrière} \text{ [kNs/m]}$
Corrélation	39.0	1.12	74.0	5.12
EAM	39.0	1.35	74.0	6.19
EQM	39.0	0.74	74.0	2.97

TABLE 4.2 – Résultats de la simulations (k fixe) pour les coefficients de suspension.

Les graphes suivants sont obtenus :

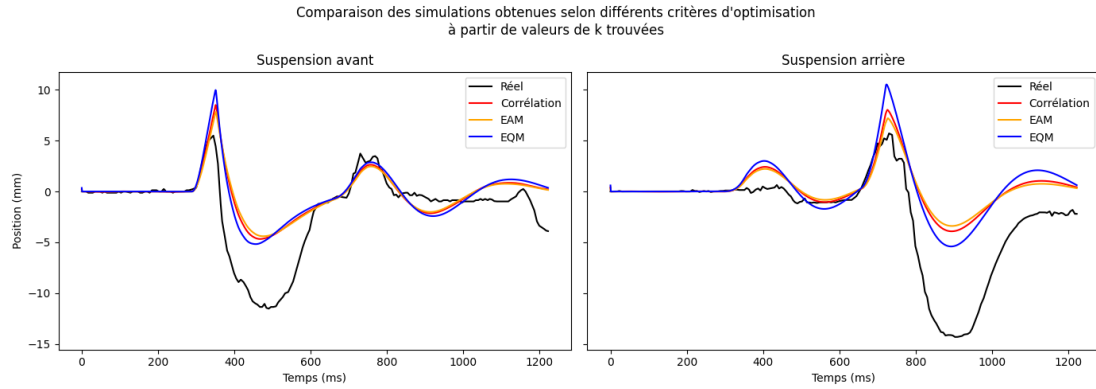


FIGURE 4.3 – Visualisation des simulations de descente de bosse effectu  es à partir des valeurs de suspensions obtenues grâce à l'algorithme en partant de valeurs de k fix  es.

On peut observer que les graphes sont eux-aussi assez proche du comportement réel de nos suspensions. Les valeurs sont donc cohérentes et seront utilis  es pour trouver les pertes énergétiques. Cela se confirme aussi sur la montée de la bosse définie plus haut 2.10.

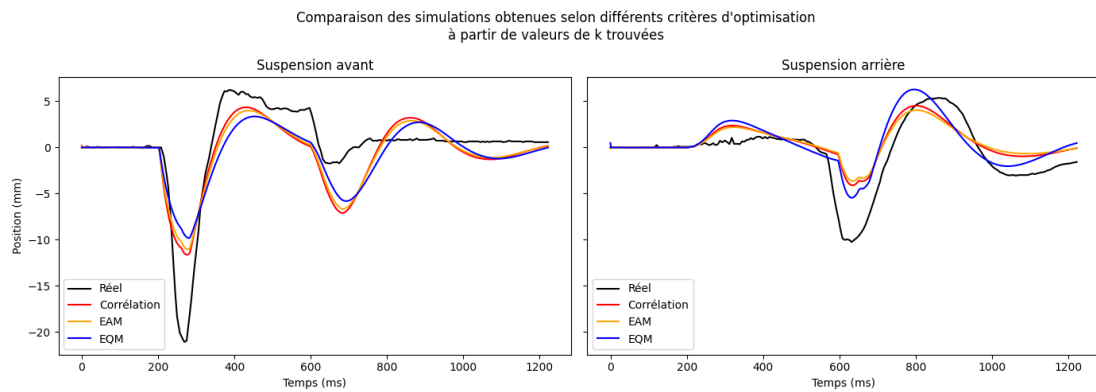


FIGURE 4.4 – Visualisation des simulations de montée de bosse effectu  es à partir des valeurs de suspensions obtenues grâce à l'algorithme en partant de valeurs de k fix  es.

4.3 Puissance dissipée

Dans nos suspensions, les pertes énergétiques sont dues aux comportements visqueux des amortisseurs. Elle peuvent donc s'écrire sous la forme :

$$P = d v^2 \quad (4.4)$$

La perte est donc uniquement dépendante du coefficient d'amortissement d de nos suspensions. Notre algorithme nous a permis de trouver une plage de valeurs possibles pour caractériser ces amortisseurs.

Les valeurs utilisées dans le calcul des pertes énergétiques seront donc :

$$\begin{aligned}d_{avant} &\in [0.69 - 1.35] \text{ kNs/m} \\d_{arrière} &\in [2.97 - 6.19] \text{ kNs/m}\end{aligned}$$

4.3.1 Situations testées

Comme expliqué dans la section 2.4, différentes situations ont été étudiées pour observer l'influence du parcours et du comportement du cycliste sur les pertes énergétiques dans nos suspensions.

1. Parcours sur un terrain plat en position assise

Le but de ce test est de quantifier le mouvements de nos suspensions lors d'un roulage classique sur une route plane. Le cycliste reste assis sur sa selle et aucun effort d'accélération ou de freinage n'est appliqué.

Pour minimiser les effets des imperfections sur la route, le test est effectué sur une distance relativement longue de $1,5 \text{ km}$. Durant ce parcours, la différence de dénivelé enregistrée est de 2 m , il est donc raisonnable de parler d'un sol plat. La vitesse moyenne enregistrée est de 18.7 km/h .

Une section représentative du mouvement des suspensions est visible sur le graphe suivant :

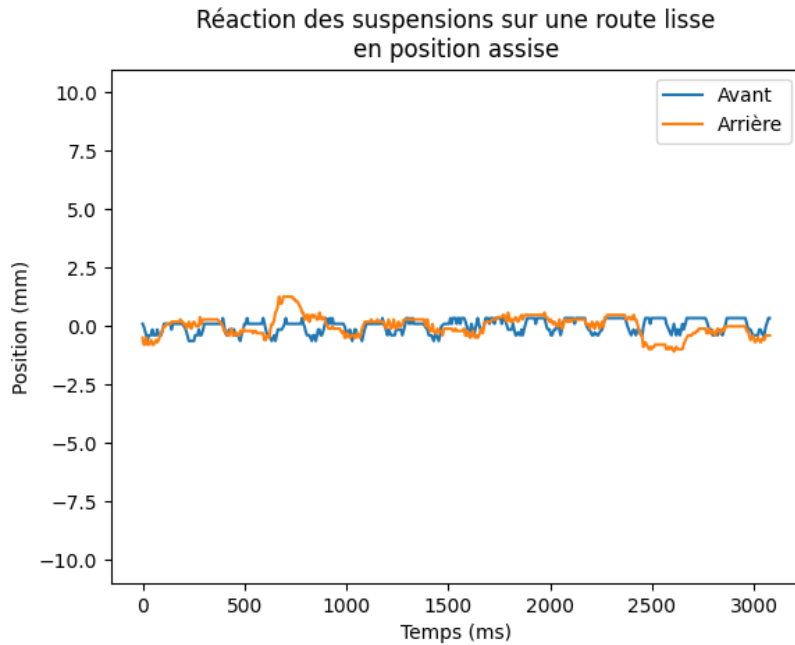


FIGURE 4.5 – Réponse des suspensions lors d'un pédalage assis sur une route lisse.

On peut donc s'apercevoir que le mouvement des suspensions est quasi nul, même si, due aux irrégularités présentes dans la route, de légers mouvements sont tout de même visibles.

2. Parcours sur un terrain plat en position debout

En utilisant le même terrain quasi-plat de l'essai précédent, ce test est effectué avec le cycliste debout sur ses pédales. La vitesse moyenne enregistrée est de 18.9 km/h, elle est donc comparable à celle de la section précédente.

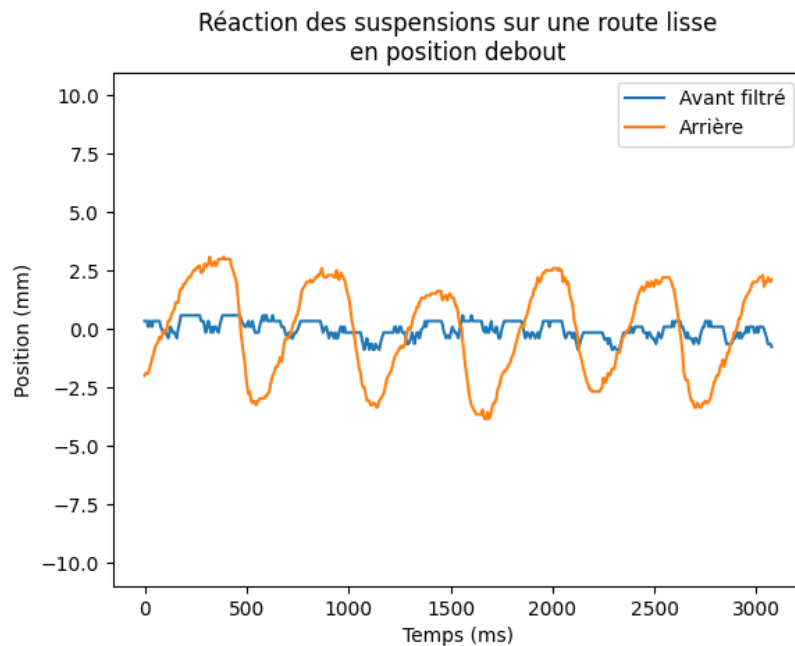


FIGURE 4.6 – Réponse des suspensions lors d'un pédalage debout sur une route lisse.

On peut s'apercevoir assez clairement que le fait de pédaler debout sur les pédales créera des mouvements conséquents dans la suspension arrière. A noter cependant que la suspension avant ne semble que très légèrement affectée par ce pédalage debout et les mouvements sont à peine plus importants que lors du pédalage classique assis.

3. Parcours sur une route pavée à vitesse modérée

Dans le but de tester nos suspensions dans un cas plus extrême, un terrain beaucoup plus accidenté était intéressant à étudier. Pour celui-ci, le parcours complet s'est effectué sur une route complètement pavée avec un léger dénivelé positif. La longueur du parcours est de 1km avec un dénivelé positif de 18m, ce qui représente une pente moyenne de 1,8%. La vitesse moyenne durant cet essai est de 11.9 km/h.

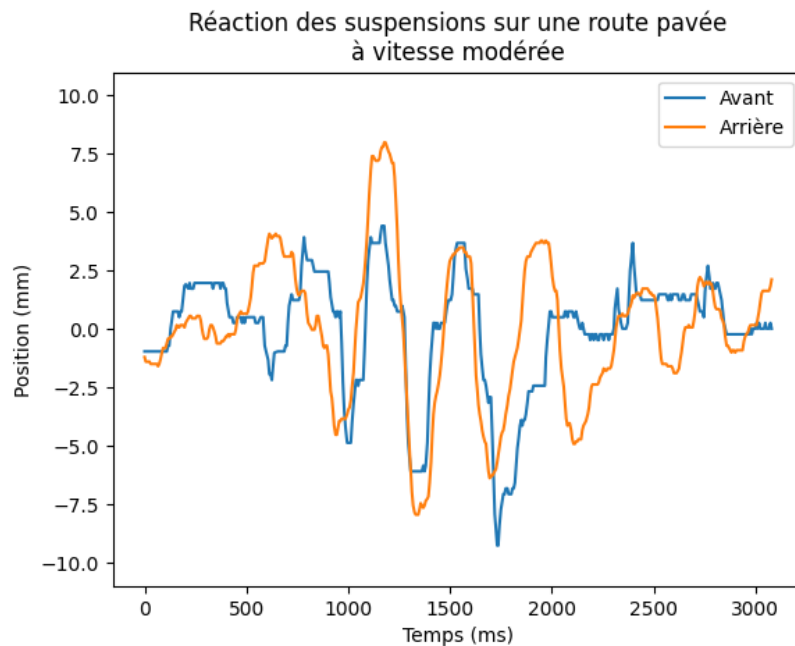


FIGURE 4.7 – Réponse des suspensions lors d'un pédalage assis sur une route pavée à vitesse modérée.

La réaction des suspensions est évidemment bien plus chaotique que lors d'un essai sur une simple route plate. On aperçoit aussi que la suspension arrière est capable de suivre le rythme des impacts avec les pavés et présente un comportement assez régulier.

4. Parcours sur une route pavée à vitesse soutenue

En utilisant le même parcours, il est intéressant de comparer l'intensité des mouvements de nos suspensions lors d'un roulage à une vitesse plus élevée. La vitesse moyenne est mesurée à 15.9 km/h.

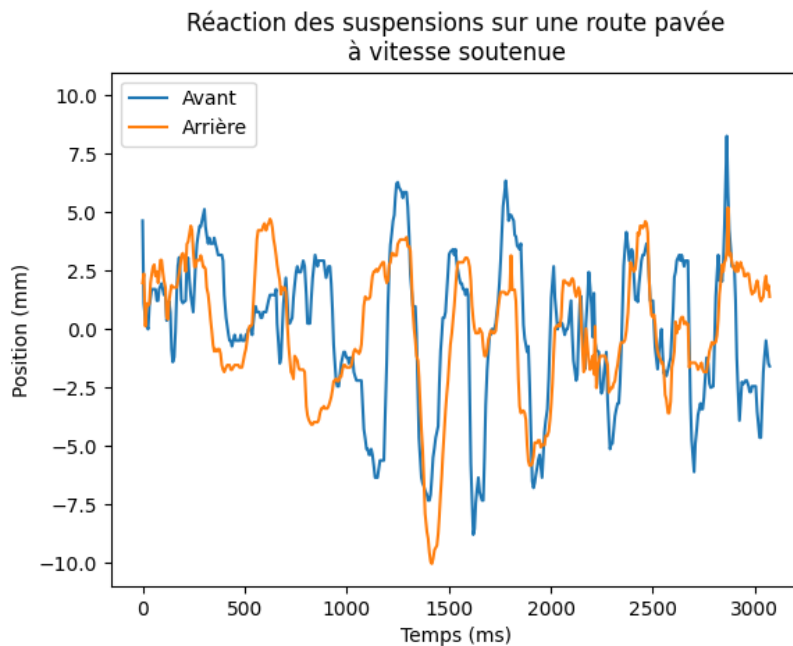


FIGURE 4.8 – Réponse des suspensions lors d'un pédalage assis sur une route pavée à vitesse soutenue.

La durée de l'essai visible sur cette figure est la même que pour la section précédente. Comme la vitesse est plus importante, le nombre de pavé rencontré est lui aussi plus important. Cette image représente cependant la même section de route et le plus grand pic négatif visible est due au même obstacle que le pic visible sur le graphe précédent, à vitesse plus lente.

On voit donc que l'intensité des mouvements est plus importante et que le mouvement des suspensions est plus chaotique tandis qu'une certaine forme de rythme était visible durant l'essai précédent. La suspensions est donc saturée et n'as pas le temps d'amortir un impact avant de rencontrer l'obstacle suivant.

5. Parcours sur un terrain gravillonné en position assise

Un dernier essai intéressant est un chemin gravillonné dans une forêt, celui-ci offre en effet un mélange de terrain quasi-plat, d'obstacle tel que des trous ou des racines et du dénivelé positif et négatif permettant d'exposer le vélo à une grande variété de situations.

Il est évidemment impossible de caractériser ce terrain comme le terrain type de tous les chemins en forêt mais cela permet de donner une idée d'une utilisation d'un VTT plus classique qu'une route complètement plate ou complètement pavée.

Cet essai a été effectué sur une boucle longue de 2.1km. La vitesse était maintenue à

13km/h avec un dénivelé total de 46m, comprenant le dénivelé positif et négatif.

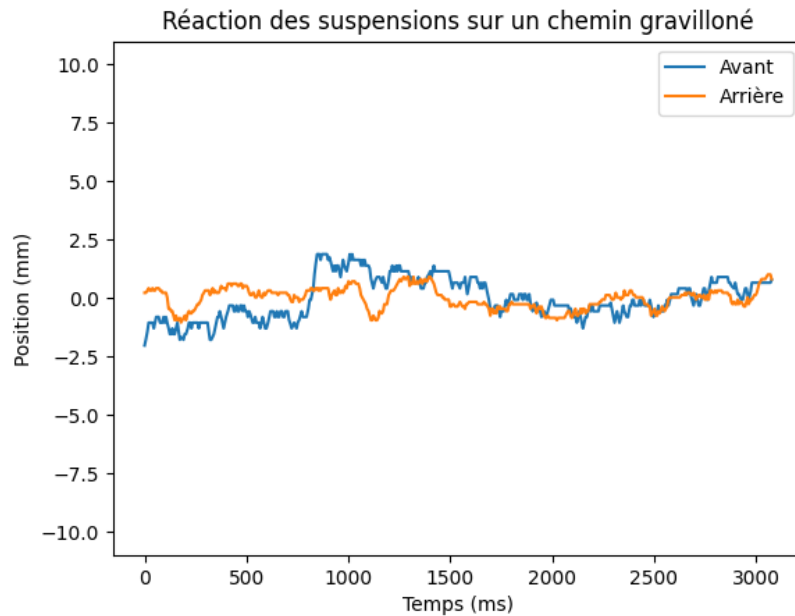


FIGURE 4.9 – Réponse des suspensions lors d'un pédalage assis sur un chemin de forêt gravillonné.

La variété du terrain est apparente sur le graphe. On voit en effet des parties plus planes, liées à un terrain plus lisse et sans obstacles et de temps en temps des réponses plus importantes des suspensions lors du passage du vélo dans un trou ou sur une bosse. Les mouvements sont cependant relativement petits par rapport à une route pavée, ce qui s'explique par le fait que la plupart des petites imperfections seront plutôt amorties par la déformation des pneus.

4.3.2 Résultats obtenus

Voici un récapitulatif des différentes configurations de tests effectués :

Parcours	Position	Terrain	Vitesse	Effort
1	assis	bitume	18,7 km/h	modéré
2	debout	bitume	18,9 km/h	soutenu
3	assis	pavés	11,9 km/h	modéré
4	assis	pavés	15,9 km/h	soutenu
5	assis	gravel	13 km/h	modéré

TABLE 4.3 – Récapitulatif des différents tests effectués

Une fois ces tests effectués le calcul des pertes nous donne les valeurs suivantes :

Parcours	P_{avant} [W]	$P_{arrière}$ [W]	P_{totale} [W]
1	0.076 - 0.148	0.318 - 0.663	0.394 - 0.811
2	0.082 - 0.161	4.119 - 8.585	4.201 - 8.746
3	0.612 - 1.198	1.727 - 3.599	2.339 - 4.797
4	2.057 - 4.025	1.614 - 3.364	3.671 - 7.389
5	0.198 - 0.388	0.608 - 1.267	0.806 - 1.655

TABLE 4.4 – Résultats des puissances perdues par les suspensions sur les différents parcours.

P_{avant} et $P_{arrière}$ représentent respectivement les pertes liées à la suspension avant et arrière tandis que P_{totale} correspond à leurs sommes. Ces pertes sont moyennées sur la durée du parcours pour donner une estimation typique dans les différentes situations. La prise d'un obstacle entraînera évidemment un plus grand mouvement de suspension, se traduisant en une plus grande puissance dissipée pendant une courte période.

La plage de valeurs obtenues est assez large, compte tenu de la difficulté à trouver des valeurs précises pour le coefficient d'amortissement.

4.3.3 Comparaison avec les autres pertes

Pour rappel, les pertes ont été comparées en guise de conclusion du chapitre 1. Il y est mis en avant la place prédominante des pertes aérodynamiques, suivie par les pertes associées au roulement et enfin les pertes dans la transmission qui représentent une petite partie des pertes globales. Un point d'ombre subsistait quant aux pertes engendrées par les suspensions pour les vélos en possédant.

Parcours	C_{DA}	C_r
1	0,45	0,007
2	0,55	0,007
3	0,45	0,03
4	0,45	0,03
5	0,45	0.022

TABLE 4.5 – Valeurs choisies des coefficients pour l'estimation de pertes.

Les valeurs des coefficients aérodynamique et de roulement sont choisis en cohérence avec ce qui est détaillé dans le chapitre 1.

Répartition des pertes pour le parcours 1

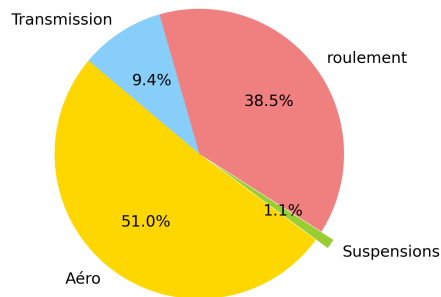


FIGURE 4.10 – Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 1 pour un total de 74.2 W.

Répartition des pertes pour le parcours 2

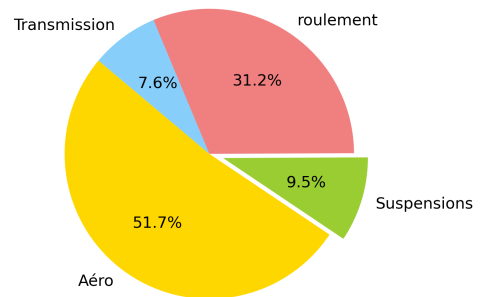


FIGURE 4.11 – Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 2 pour un total de 92.35 W.

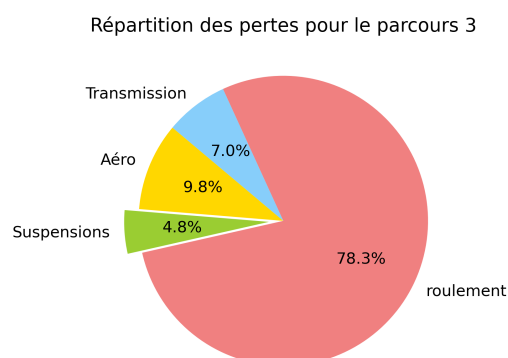


FIGURE 4.12 – Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 3 pour un total de 99.37 W.

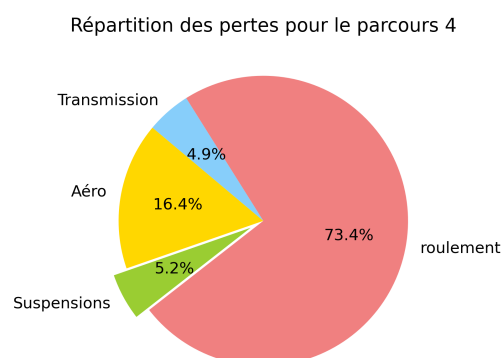


FIGURE 4.13 – Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 4 pour un total de 141.6 W.

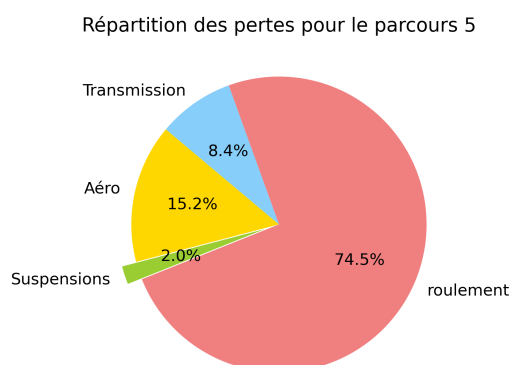


FIGURE 4.14 – Répartition en % des différentes pertes sur le parcours 5 pour un total de 83.72 W.

Les tests effectués ont été faits à basse vitesse, les effets de roulement ont donc une grande part de responsabilité dans les pertes globales, surtout lorsque le parcours n'est pas bitumé. Les pertes induites par les suspensions sont très dépendantes du type du comportement du cycliste, lorsqu'il pédale debout par exemple. Dans nos exemples, elles peuvent atteindre 10% des pertes totales, ce qui en fait une source non négligeable de pertes à prendre en compte. Les pertes en gravel, bien que plus importantes que celles

sur route, sont peu significantes, cela s'explique par la capacité des pneus à absorber les imperfections de la route, induisant des pertes plus importantes au roulement.

Globalement, les résultats confirment que le système de suspensions du vélo analysé dans la section 3.3 joue bien son rôle d'anti-squat, en minimisant les mouvements de la suspension lors du pédalage classique. Les plus grosses pertes apparaissent lorsque le cycliste applique une force verticale de 'rebond' sur les pédales, dans ce cas, les suspensions n'ont d'autres options que de travailler, et le cycliste perd donc de l'énergie inutilement. Les terrains accidentés sont aussi sources de travail pour les suspensions. Dans ces cas, les pertes sont comparables à celles estimées pour la transmission.

Chapitre 5

Conclusion

Dans ce mémoire, notre objectif a été de regrouper les différentes sources de pertes énergétiques que l'on peut retrouver sur un vélo. Un premier chapitre présente un état de l'art et une comparaison de ces différentes sources. La question des suspensions et de leur impact sur les pertes s'est ensuite posée. Pour les estimer, un dispositif expérimental a été mis en place pour tester un vélo destiné à la pratique du cross-country. Afin de mieux comprendre le comportement de la suspension, un modèle a été développé et comparé aux résultats expérimentaux, permettant ainsi de déterminer les paramètres manquants pour quantifier les pertes.

Grâce au modèle, il a été possible d'étudier le système de suspension arrière en détail. La trajectoire de l'axe de la roue et le centre de courbure ont permis de mettre en avant le caractère anti-squat du vélo. Celui-ci indique que lorsque le cycliste pédale, le déplacement de la suspension est minimisé, ainsi que les pertes associées.

Les pertes que les cyclistes doivent compenser pour avancer sont principalement liées au frottement. Les plus importantes sont les pertes aérodynamique lorsque le cycliste se déplace au-delà des 20 km/h. L'effet du peloton permet de réduire ces pertes à seulement 5 % de ce qu'elles seraient si le cycliste était seul. Le contact des pneus sur le sol, quant à lui, ne peut pas être atténué par le peloton, mais le type de surface joue un rôle central pour limiter celles-ci. La transmission au travers de la chaîne, du pédalier à la cassette, est également une source de perte, bien que minime, dépendante de plein de paramètres.

Afin de situer les effets des suspensions parmi tout ceci, différents scénarios sont mis en place afin de récolter les données de déplacement de celles-ci lors de trajets typiques. Le modèle développé et les essais expérimentaux ont permis de connaître les coefficients d'amortissement nécessaires à la quantification des pertes. Les résultats montrent que, comme espéré, elles ne sont pas négligeables dans certains cas. Sous certaines conditions, lorsque le cycliste est debout sur les pédales, 10 Watts sont perdus

en moyenne dans les suspensions, cela représente 10% des pertes dans la cas étudié. Cependant, dans des conditions favorables, la puissance perdue ne dépasse pas 1 Watt, et c'est explicable en partie grâce au caractère anti-squat de la suspension.

Ainsi, nous avons pu estimer les pertes de puissance utile dans les suspensions, et les comparer aux autres. Il existe une infinité de vélos et réglages possibles pour les suspensions, les résultats trouvés dans ce travail sont donc à prendre avec du recul. L'idée ici est de donner un ordre de grandeur, et montrer qu'elles ne sont pas à négliger lorsque la pratique du vélo se veut compétitive. Pour améliorer les résultats, il est nécessaire d'affiner le modèle ressort-amortisseur utilisé pour les suspensions, en effet, la corrélation entre les résultats du modèle et des tests pour la calibration des coefficients est bonne mais pas parfaite. Aussi, des conditions plus extrêmes peuvent être envisagées pour les tests.

Bibliographie

- [1] Blocken, B., van Druenen, T., Toparlar, Y., Malizia, F., Mannion, P., Andrianne, T., Marchal, T., Maas, G.-J., & Diepens, J. (2018). Aerodynamic drag in cycling pelotons : New insights by CFD simulation and wind tunnel testing. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 179, 319-337. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2018.06.011>
- [2] Crouch, T. N., Burton, D., LaBry, Z. A., & Blair, K. B. (2017). Riding against the wind : a review of competition cycling aerodynamics. *Sports Engineering*, 20(1), 81-110. <https://doi.org/10.1007/s12283-017-0234-1>
- [3] Lukes, R.A., Chin, S.B., & Haake, S.J. (2005). The understanding and development of cycling aerodynamics. *Sports Engineering*, 8(2), 59-74. <https://doi.org/10.1007/s12283-005-0003-2>
- [4] Grosssoleil, D. (2014). Etude de l'hybridation d'énergie humaine, synthèse de commandes minimisant l'énergie consommée par un vélo à assistance électrique. Université de Limoges.
- [5] Xia, Y., Wang, L., Zhou, Y., & Sun, D. (2021). An investigation on the effective performance area of the electric bicycle with variable key input parameters. *Journal of Cleaner Production*, 284, 124768. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.124768>
- [6] Biermann, B., Gautier, P.-E., & Bernardi, G. (2011). A bicycle model for education in multibody dynamics and real-time interactive simulation. *Multibody syst Dyn* (2012), 383-402. DOI 10.1007/s11044-011-9282-7
- [7] Zhang, S.-P., & Tak, T.-O. (2021). Efficiency Evaluation of Electric Bicycle Power Transmission Systems. *Sustainability*. <https://doi.org/10.3390/su131910988>
- [8] Moritz, E. F., & Haake, S. (Eds.). (2006). The Engineering of Sport 6 (Vol. 1, pp. 77-127). Springer Science+Business Media.
- [9] Casteel, E. A., & Archibald, M. (2013). A Study on the Efficiency of Bicycle Hub Gears. *Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2013-64507*, 1-8. <https://doi.org/10.1115/IMECE2013-64507>
- [10] Gonzales-Larionova, S. (2020). Mountain Bike Suspension Analysis and Data Acquisition. Master's thesis, California State Polytechnic University, Pomona.

- [11] Poncelet, A. (2013). Analyse de sensibilité de systèmes multicorps par approche symbolique : évaluation subjective de l'effort du cycliste. Ph D. Thesis, Université catholique de Louvain.
- [12] Bastien, R., & Fiorini, P. (2021). Influence of mountain bike riding velocity, braking and rider action on pedal kickback. *Sports Engineering*, 24(2), 75-90. <https://doi.org/10.1007/s12283-021-00340-8>
- [13] A. L. Schwab & J. P. Meijaard (2013) A review on bicycle dynamics and rider control, *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 51 :7, 1059-1090, DOI : 10.1080/00423114.2013.793365
- [14] Androus, T., Chan, R., Dagg, C., Dorsett, N., & Gonzales, S. (2021). Mountain Bike Rear Suspension Literature Review. *Suspension Handbook*, Fall 2021.
- [15] Burgess, S., & Lodge, C. (2004). Optimisation of the chain drive system on sports motorcycles. *Sports Engineering*, 7, 65-73.
- [16] Gerth, M., Haecker, M. & Kohmann, P. Influence of mountain bike riding velocity, braking and rider action on pedal kickback. *Sports Eng* 23, 1 (2020). <https://doi.org/10.1007/s12283-019-0315-4>
- [17] CHESTER R. KYLE (1979) Reduction of Wind Resistance and Power Output of Racing Cyclists and Runners Travelling in Groups, *Ergonomics*, 22 :4, 387-397, DOI : 10.1080/00140137908924623
- [18] ERIC L. WANG & M. L. HULL (1997) Minimization of Pedaling Induced Energy Losses in Off-road Bicycle Rear Suspension Systems, *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 28 :4-5, 291-306, DOI : 10.1080/00423119708969358
- [19] François Bieuzen, Fabrice Vercruyssen, Christophe Hausswirth, Jeanick Brisswalter. Relationship between Strength Level and Pedal Rate. *International Journal of Sports Medicine*, Thieme Publishing, 2007, 28 (7), pp.585-589. 10.1055/s-2007-964859. hal-01708157
- [20] Spicer, J. B., Richardson, C. J. K., Ehrlich, M. J., Bernstein, J. R., Fukuda, M., & Terada, M. (2001). Effects of Frictional Loss on Bicycle Chain Drive Efficiency. *Journal of Mechanical Design*, 123(4), 598-605. <https://doi.org/10.1115/1.1412848>
- [21] Lafford, J. (1999). Rolling resistance of tyres - test data.
- [22] Dowd, T., Heflin, D., Miller, J., Rogers, M., Krasilnikau, A., & Mansson, J.-A. (2024). Apparatus and methodology for smart trainer homologation analysis. *Sports Engineering*, 27 :6. <https://doi.org/10.1007/s12283-023-00447-z>
- [23] Hollingworth, N. E., & Hills, D. A. (1986). Theoretical efficiency of a cranked link chain drive. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 200(C5), 375-377.

- [24] Maier, T., Müller, B., Schmid, L., Steiner, T. & Wehrlin, J. P. (2017) : Reliability of the virtual elevation method to evaluate rolling resistance of different mountain bike cross-country tyres, *Journal of Sports Sciences*, DOI : 10.1080/02640414.2017.1287935
- [25] Taylor, J. E., Thomas, C., & Manning, J. W. (2017). Impact of Wheel Size on Energy Expenditure during Mountain Bike Trail Riding. *International Journal of Human Movement and Sports Sciences*, 5 :4, 77-84. <https://doi.org/10.13189/saj.2017.050403>
- [26] William M. Bertucci , Simon Rogier & Raoul F. Reiser II (2013) : Evaluation of aerodynamic and rolling resistances in mountain-bike field conditions, *Journal of Sports Sciences*, DOI :10.1080/02640414.2013.792945
- [27] Meyer, D., Kloss, G., & Senner, V. (2016). What is slowing me down ? Estimation of rolling resistances during cycling. In *Procedia Engineering*, 147, pp. 526-531. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.326>
- [28] Grappe, F., Candau, R., Barbier, B., Hoffman, M. D., Belli, A., & Rouillon, J.-D. (1999). Influence of tyre pressure and vertical load on coefficient of rolling resistance and simulated cycling performance. *Ergonomics*, 10, 1361-1371.
- [29] W. Bertucci & S. Rogier (2012) Effects of different types of tyres and surfaces on the power output in the mountain bike field conditions : a preliminary study, *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 15 :sup1, 234-236, DOI : 10.1080/10255842.2012.713605
- [30] Debraux, P., Grappe, F., Manolova, A. V., & Bertucci, W. (2011). Aerodynamic drag in cycling : methods of assessment. *Sports Biomechanics*, 10(3), 197-218. <https://doi.org/10.1080/14763141.2011.592209>
- [31] Morsbøl, J., Svendsen, G. W., Damgaard, B. F., Bloch, N. C., Nielsen, R. B., & Kann, J. (2009). Modelling and Dimensioning the Rear Suspension of a Mountain Bike. Project report, Aalborg University, Department of Mechanical Engineering.
- [32] Androus, T., Chan, R., Dagg, C., Dorsett, N., & Gonzales, S. (2021). Mountain Bike Rear Suspension Literature Review, *Suspension Handbook*.
- [33] Chang, O. T., & Wu, L. T. (2004). Bicycle rear suspension system sets line connecting instant center of rear triangular frame and contact point between rear wheel and ground, to incline at preset angle with respect to horizontal line. Retrieved from <https://typeset.io/papers/bicycle-rear-suspension-system-sets-line-connecting-instant-5fglu7l9y5>
- [34] P. Fiset et J.C. Samin Multibody system dynamics . Cours suivi en 2024
- [35] Huckle, O., (2023). What is a high-pivot mountain bike ? The pros and cons of high-pivot suspension designs. Retrieved from <https://www.bikeradar.com/advice/buyers-guides/what-is-a-high-pivot-mountain-bike>

- [36] Stott, S., (2018). The ultimate guide to mountain bike rear suspension systems. Retrieved from <https://www.bikeradar.com/features/the-ultimate-guide-to-mountain-bike-rear-suspension-systems>
- [37] Kooijman, J. D. G., Schwab, A. L., Meijaard, J. P., (2008). Experimental validation of a model of an uncontrolled bicycle. Retrieved from <https://doi.org/10.1007/s11044-007-9050-x>
- [38] Corves, B., Breuer, J., Schoeler, F., & Ingenlath, P. (2015). A Three-Dimensional Multibody Model of a Full Suspension Mountain Bike. In M. Ceccarelli & E. E. Hernández Martínez (Eds.), *Multibody Mechatronic Systems (Mechanisms and Machine Science, Vol. 25)*. Springer International Publishing Switzerland. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-09858-6-13>
- [39] O. brüls, P. Fisette, O. Verlinden. Road vehicles : wheel/road contact. slides MECA2215
- [40] Hans Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*, Elsevier, 2005.
- [41] Lorriaux, P. (2010) Vélo et bicyclettes. Sutton
- [42] Specialized. Technologie Brain, <https://www.specialized.com/fr/fr/brain-technology>. (Consulté le 19 Juin 2014)
- [43] Le Monde. Cyclisme : Filippo Ganna bat le record de l'heure. https://www.lemonde.fr/sport/article/2022/10/08/cyclisme-filippo-ganna-bat-le-record-de-l-heure_6145011_3242.html (Consulté le 10 août 2024)

Annexe A

Code Arduino

```
1 #include <SPI.h>
2 #include <SdFat.h>
3
4 const int pot1Pin = A1;
5 const int pot2Pin = A2;
6
7 const int buttonPin = 2;
8 const int ledPin = 3;
9 const int SDPin = 10;
10
11 int pot1Val = 0;
12 int pot2Val = 0;
13 int buttonState = 0;
14
15 SdFat sd;
16 SdFile dataFile;
17 SdFile root;
18 SdFile file;
19 unsigned long now;
20 char filename[13] = "xx.txt";
21 int fileNumber = 0;
22
23 void setup() {
24   Serial.begin(9600);
25   pinMode(buttonPin, INPUT);
26   pinMode(ledPin, OUTPUT);
27   Serial.println("Trying to connect");
28   if (!sd.begin())
29   {
30     Serial.println("Error connecting SD");
31     while(1){
32       // Flashing the LED in case of an error initiating the SD card module
33       digitalWrite(ledPin, HIGH);
```

```

34     delay(500);
35     digitalWrite(ledPin, LOW);
36     delay(500);
37 }
38 }
39 Serial.println("Success connecting SD");
40 }
41
42 void loop() {
43     buttonState = digitalRead(buttonPin);
44     if (buttonState == HIGH){
45         delay(1000);
46         open_new_file();
47         digitalWrite(ledPin, HIGH);
48         Serial.println("Starting to record");
49         while (1){
50             pot1Val = analogRead(pot1Pin);
51             pot2Val = analogRead(pot2Pin);
52
53             dataFile.println(String(millis()) + " " + String(pot1Val)+ " " + String(
54                 pot2Val));
55             buttonState = digitalRead(buttonPin);
56             if (buttonState==HIGH){
57                 digitalWrite(ledPin, LOW);
58                 dataFile.close();
59                 Serial.println("End recording");
60                 delay(1000);
61                 break;
62             }
63             delay(5);
64         }
65     }
66 }
67
68 void open_new_file () {
69     if (!BuildFile()){
70         while(1){
71             digitalWrite(ledPin, HIGH);
72             delay(800);
73             digitalWrite(ledPin, LOW);
74             delay(200);
75         }
76     }
77     dataFile.open(filename, FILE_WRITE);
78     Serial.print("File: ");
79     Serial.print(filename);
80     Serial.println(" openend");
81 }

```

```

82
83 bool BuildFile () {
84     // Function used to create a new file, when the button is pressed, with the
85     following number as File Name
86     char f_name[20];
87     char * ret;
88     char ext[5] = ".txt";
89     byte LastFileNumber = 0;
90     byte FileNumber = 0;
91
92     root.open("/");
93     // Find current biggest file name number
94     while(file.openNext(&root, O_RDONLY)) {
95         file.getName(f_name, 20);
96         ret = strstr(f_name, ext);
97         if (ret) {
98             FileNumber = atoi(&f_name[0]);
99             if (FileNumber > LastFileNumber) {
100                 LastFileNumber = FileNumber;
101             }
102         }
103         file.close();
104     }
105     root.close();
106
107     FileNumber = LastFileNumber + 1;
108
109     filename[0] = (int) ((FileNumber / 10) %10) + '0';
110     filename[1] = (int) (FileNumber %10) + '0';
111
112     if (sd.exists(filename)) {
113         Serial.print("The file: ");
114         Serial.print(filename);
115         Serial.println(" already exists!");
116         return false;
117     }
118     return true;
119 }

```

UNIVERSITÉ CATHOLIQUE DE LOUVAIN
École polytechnique de Louvain

Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve, Belgique | www.uclouvain.be/epl